



HAL
open science

Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions

Rafic Younes

► **To cite this version:**

Rafic Younes. Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions. Optimisation et contrôle [math.OC]. Ecole Centrale de Lyon, 1993. Français. NNT : . tel-01583096

HAL Id: tel-01583096

<https://theses.hal.science/tel-01583096v1>

Submitted on 6 Sep 2017

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

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

N° d'ordre : 93 - 43

Année : 1993

THESE

présenté devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le titre de DOCTEURSpécialité : **THERMIQUE ET ENERGETIQUE**par **Rafic YOUNES***Ingénieur en Mécanique Générale de l'Ecole Polytechnique d'Alger***ELABORATION D'UN MODELE DE CONNAISSANCE
DU MOTEUR DIESEL AVEC TURBOCOMPRESSEUR
A GEOMETRIE VARIABLE EN VUE DE
L'OPTIMISATION DE SES EMISSIONS**

Soutenue le 07 Décembre 1993 devant la Commission d'Examen :

Jury	MM. A. LALLEMAND	Président
	A. HAUPAIS	Rapporteur
	G.L. GISSINGER	Rapporteur
	J.C. CHAMPOUSSIN	Directeur
	F. LEOEUF	Examinateur
	S. MICHON	Examinateur
	H. FORSGREEN	Invité

N° d'ordre : 93 - 43

Année : 1993

THESE

présenté devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le titre de DOCTEUR

Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

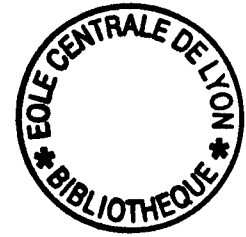
par Rafic YOUNES

Ingénieur en Mécanique Générale de l'Ecole Polytechnique d'Alger

*ELABORATION D'UN MODELE DE CONNAISSANCE
DU MOTEUR DIESEL AVEC TURBOCOMPRESSEUR
A GEOMETRIE VARIABLE EN VUE DE
L'OPTIMISATION DE SES EMISSIONS*

Soutenue le 07 Décembre 1993 devant la Commission d'Examen :

Jury	MM. A.	LALLEMAND	Président
	A.	HAUPAIS	Rapporteur
	G.L.	GISSINGER	Rapporteur
	J.C.	CHAMPOUSSIN	Directeur
	F.	LEBOEUF	Examineur
	S.	MICHON	Examineur
	H.	FORSGREEN	Invité



ECOLE CENTRALE DE LYON

LISTE DES PERSONNES HABILITEES A ENCADRER DES THESES

A. du 30.03.82 Art. 21 et A. du 23.11.88

Directeur : Jacques BORDET

Directeur Adjoint : Etienne PASCAUD

Directeur des Etudes : Jean ROZINOER

Directeur Administration de la Recherche : Francis LEBOEUF

DEPARTEMENT	NOM-PRENOM	FONCTION
ACOUSTIQUE	COMTE-BELLOT Geneviève JUVE Daniel ROGER Michel BLANC-BENON Philippe SUNYACH Michel	PROFESSEUR --- MAITRE DE CONFERENCES CHARGE DE RECHERCHE CNRS PORFESSEUR IUT LYON I
ELECTRONIQUE	BLANCHET Robert LE HELLEY Michel HELLOUIN Yves VIKTOROVITCH Pierre HOLLINGER Guy GENDRY Michel KRAWCZYK Stanislas TARDY Jacques	PROFESSEUR --- MAITRE DE CONFERENCES DIRECTEUR DE RECHERCHE CNRS --- CHARGE DE RECHERCHE CNRS --- ---
ELECTROTECHNIQUE	AURIOL Philippe NICOLAS Alain BEROUAL Abderahman ROJAT Gérard	PROFESSEUR --- MAITRE DE CONFERENCES ---
MACHINES THERMIQUES	ARQUES Philippe BRUN Maurice CHAMPOUSSIN Jean-Claude	PROFESSEUR --- ---
MATERIAUX MECANIQUE PHYSIQUE	GUIRALDENQ Pierre TREHEUX Daniel VANNES Bernard VINCENT Léo BLANC-BENON Jean BRUGIRARD Jean FAYEULLE Serge JUVE Denyse	PROFESSEUR --- --- --- PROFESSEUR LYON I --- CHARGE DE RECHERCHE CNRS INGENIEUR D'ETUDES

<p>MATHEMATIQUES INFORMATIQUE SYSTEMES</p>	<p>DAVID Bertrand MARION Martine MAITRE Jean-François THOMAS Gérard</p> <p>MUSY François ROZINOER Jean</p>	<p>PROFESSEUR --- --- ---</p> <p>MAITRE DE CONFERENCES ---</p>
<p>MECANIQUE DES FLUIDES</p>	<p>MATHIEU Jean ALCARAZ Emilio JEANDEL Denis LEBOEUF Francis SCOTT Jean</p> <p>BATAILLE Jean GAY Bernard GENCE Jean-Noël LANCE Michel</p> <p>BEN HADID Hamda BUFFAT Marc HAMADICHE Mahmoud</p> <p>MOREL Robert</p> <p>CAMBON Claude</p> <p>BERTOGLIO Jean-Pierre ESCUDIE Dany FERRAND Pascal HENRY Daniel</p>	<p>PROFESSEUR EMERITE PROFESSEUR --- --- ---</p> <p>PROFESSEUR LYON I --- --- ---</p> <p>MAITRE DE CONFERENCES LYON I --- ---</p> <p>PROFESSEUR INSA</p> <p>DIRECTEUR DE RECHERCHE CNRS</p> <p>CHARGE DE RECHERCHE CNRS --- --- --- ---</p>
<p>MECANIQUE DES SOLIDES</p>	<p>CAMBOU Bernard JEZEQUEL Louis SIDOROFF François</p> <p>SURRY Claude</p>	<p>PROFESSEUR --- ---</p> <p>PROFESSEUR ENISE</p>
<p>PHYSICOCHIMIE DES INTERFACES</p>	<p>CLECHET Paul JOSEPH Jacques MARTELET Claude MARTIN Jean-René PORTE Louis</p> <p>ROBACH Yves STREMSDOERFER Guy</p> <p>JAFFREZIC Nicole</p> <p>SOUTEYRAND Elyane</p>	<p>PROFESSEUR --- --- --- ---</p> <p>MAITRE DE CONFERENCES ---</p> <p>DIRECTEUR DE RECHERCHE CNRS</p> <p>CHARGE DE RECHERCHE CNRS</p>

<p>PHOTACATALYSE</p>	<p>PICHAT Pierre HERRMANN Jean-Marie</p>	<p>- 3 - DIRECTEUR DE RECHERCHE CNRS ---</p>
<p>TECHNOLOGIE DES SURFACES</p>	<p>GEORGES Jean-Marie SABOT Jean MARTIN Jean-Michel</p> <p>MATHIA Thomas KAPSA Philippe</p> <p>LOUBET Jean-Luc</p> <p>LE BOSSE Jean-Claude</p> <p>LOPEZ Jacques</p> <p>ROUSSEAU Jacques</p>	<p>PROFESSEUR --- ---</p> <p>DIRECTEUR DE RECHERCHE CNRS ---</p> <p>CHARGE DE RECHERCHE CNRS</p> <p>MAITRE DE CONFERENCES INSA</p> <p>MAITRE DE CONFERENCES UCB</p> <p>PROFESSEUR ENISE</p>

A mes parents,

A mes frères et soeurs,

A ma femme,

REMERCIEMENTS

Cette étude s'est effectuée au Laboratoire de Machines Thermiques de l'École Centrale de Lyon.

Je remercie Monsieur Jean Claude CHAMPOUSSIN, Professeur au Laboratoire de Machines Thermiques à l'E.C.L, qui a bien voulu assurer la direction scientifique de ce travail. Je le remercie également pour la confiance qu'il m'a toujours témoignée et pour les conseils qu'il m'a prodigués pendant ces années d'étude.

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur A. LALLEMAND, Professeur à l'Institut National des Sciences Appliquées à Villeurbanne de m'avoir fait l'honneur d'examiner cette thèse et de présider le jury. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude pour l'intérêt qu'il a accordé à mes travaux.

Je remercie chaleureusement Monsieur A. HAUPAIS, Directeur du Centre de Recherche des Machines Thermiques à Dardilly qui s'intéresse à la recherche dans le milieu Automobile et qui m'a fait bénéficier de ses remarques. Je le remercie également d'avoir accepté d'être rapporteur à mon jury de thèse. Je trouve ici l'occasion de lui témoigner mon respect.

Que Monsieur G.L. GISSINGER, Professeur à l'Institut de Recherche Polytechnique de Mulhouse, soit remercié pour le temps qu'il a accordé à l'étude critique de cette thèse dont il a accepté d'être rapporteur.

Je suis extrêmement sensible à l'honneur que m'a fait Monsieur F. LEBOEUF Professeur à l'École Centrale de Lyon, en acceptant de participer à mon jury. Qu'il trouve ici l'expression de ma gratitude.

J'exprime toute ma reconnaissance à Monsieur S. MICHON, Ingénieur à la division de Recherche et Développement de Renault Véhicules Industriels, qui a bien voulu participer à mon jury de thèse.

Que Monsieur **H. FORSGREEN**, Ingénieur à la division de Recherche et Développement de Renault Véhicules Industriels, trouve ici l'expression de ma profonde gratitude.

J'adresse mes remerciements à l'ensemble du personnel du Département de Machines Thermiques, pour leurs contributions à la mise en service des cellules d'essais et à la réalisation des matériels expérimentaux.

Je ne saurais terminer ces remerciements sans évoquer mon épouse **Hafida** pour sa patience, sa compréhension ainsi que son soutien moral tout au long de mon séjour en France.

Rafic YOUNES

RESUME

Les moteurs à combustion interne alternatifs sont soumis aujourd'hui à de très fortes contraintes relatives à la sévèrisation des normes de pollution et à la diminution de la consommation. Parmi les technologies concurrentes pour y satisfaire en moteur Diesel, le turbocompresseur à géométrie variable (T.G.V.) représente une solution réaliste au plan de la réalisation technique. Dans ce travail, est étudiée l'incidence de son introduction sur les émissions et la consommation du moteur afin de pouvoir réaliser ultérieurement une commande basée sur un critère combiné de pollution et de consommation.

Après avoir inventorié les diverses méthodes de modélisation, on élabore, dans une première étape, un modèle du moteur Diesel suralimenté en régime transitoire. Ce modèle non-linéaire est simple, mais suffisamment précis et rapide en temps de calcul pour permettre l'élaboration de la commande ultérieure. Il utilise des sous-modèles soit corrélatifs, soit de connaissance, pour décrire à la fois les évolutions des variables internes telles que la vitesse de rotation du moteur et la pression de suralimentation, et aussi les variables caractérisant la pollution telles que les hydrocarbures imbrûlés et l'opacité des fumées.

Des essais ont été réalisés sur un moteur Diesel de puissance 250 kW, suralimenté par T.G.V. pour diverses positions des aubages du distributeur. Ils ont permis, d'une part de mettre en évidence l'influence de cette technique de suralimentation sur les divers polluants émis par ce moteur, et d'autre part de comparer les réponses simulées, grâce au modèle proposé, aux mesures faites sur le banc d'essai-moteur. L'erreur relative moyenne reste inférieure à 5%.

La seconde étape constitue une introduction pour la commande du moteur Diesel. Cette commande est basée sur la pression de suralimentation comme variable de retour avec comme entrées la position du cran du combustible, le régime moteur et la position de la géométrie variable. Quelques consignes de poursuite ont été déduites à partir de l'expérience et finalement un modèle de commande linéarisé de la pression de suralimentation est proposé.

ABSTRACT

I.C. reciprocating engines are strongly restricted by the increasing pollutants rules and fuel consumption. Among others Diesel technologies, the use of variable nozzle turbocharger (V.N.T.) is a realistic technical way. In this study, the consequences of this component on emissions and consumption are examined in order to realize future control process based on a mixed criteria of these two aspects.

After an inventory of different models, we built, in first step, a model of turbocharged Diesel engine in transient conditions. This model is non linear, simple, but sufficiently precise for the propose of optimal control of engine. It is based on correlative or knowledge sub models describing internal variables such as engine speed, turbocharged pressure and emissions such as unburned hydrocarbons and smoke Index.

Experiments developed on a 250 kW Diesel turbocharged engine, with variable nozzle positions in stationnary and transient conditions 1) show the influence of this technology on various pollutants, and 2) are compared with the computed one.

In the second step, Diesel engine control is introduced. This control is based on inlet pressure as a feed back variable with rack position, engine speed and nozzle position as input variables. Some references have been deduced from experiments and, finalley, a linearized control model of the inlet pressure is proposed.

TABLE DES MATIÈRES

REMERCIEMENTS	0
NOMENCLATURE	1

INTRODUCTION :

POSITION DU PROBLEME

INTRODUCTION	5
1 - LES EMISSIONS DUES AUX TRANSPORTS	5
2 - PRESENT ET FUTUR DES REGLEMENTATIONS	6
2.1 - Réglementation U.S.A.....	6
2.2 - Réglementation européenne	8
2.3 - Réglementation japonaise	9
3 - PARAMETRES INFLUANTS SUR LA FORMATION DES POLLUANTS	10
3.1- Oxydes d'azotes	10
3.2 - Hydrocarbures imbrûlés	11
3.3 - Monoxydes de carbone	11
3.4 - Particules	12
4 - TECHNOLOGIES DE DEPOLLUTION	13
4.1 - Effets des technologies futures.....	13
4.2 - Le turbocompresseur à géométrie variable	14
5 - CONTRAINTES DE LA COMMANDE EN TEMPS REEL	18
6 - OBJECTIFS DE L'ETUDE	19

CHAPITRE 01

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1 - NOTION DE PROCESSUS.....	22
2 - DEFINITIONS RELATIVES AUX MODELES.....	22
2.1 Modèles de connaissance	23
2.2 Modèle de représentation	24
3 - NON-LINEARITE DU MOTEUR.....	25
4 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE CONNAISSANCES.....	27
4.1 - Modèles quasi-stationnaires.....	27
4.2 - Méthode de vidange remplissage	28
4.3 - Méthodes acoustiques	29
4.4 - Méthode des caractéristiques	31
5 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE REPRESENTATION.....	34
5.1 - Fonction de transfert.....	34
5.2 - Espace d'état	34
5.3 - Modèle à état affine.....	35
5.4 - Présentation du modèle Narmax	39
5.5 - Méthode de représentation par zone	40
CONCLUSION.....	41

CHAPITRE 02

DESCRIPTION DU MOTEUR ET DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

1 - LE BANC D'ESSAI ET LE MOTEUR	45
2 - MESURES DES GRANDEURS MECANIQUES ET THERMIQUES	47
2.1 - Mesure du couple et de la vitesse moyenne du moteur.....	47

2.2 - Mesure du couple et de la vitesse instantanée du moteur	47
2.3 - Mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur	49
2.4 - Mesure de la position du cran de combustible.....	49
2.5 - Position du point mort haut (PMH).....	50
2.6 - Mesure de température.....	51
2.7 - Mesure de pression.....	52
2.8 - Mesure de la pression dans la chambre de combustion	52
2.9 - Mesure du débit d'air	52
2.10 - Mesure du débit de gazole.....	53
3 - PRINCIPES DE MESURE DES EMISSIONS DE POLLUANTS DANS LES GAZ D'ECHAPPEMENT.....	55
3.1 - Mesure des hydrocarbures imbrûlés totaux HC	57
3.2 - Mesure des oxydes d'azote NO, NOx.....	58
3.3 - Mesure des oxydes de carbone CO, CO2.....	59
3.4 - Mesure des fumées.....	60
3.5 - Mesure des particules.....	62
4 - ANALYSE DYNAMIQUE DES APPAREILS DE MESURE DE POLLUANTS.....	63

CHAPITRE 03

MODELISATION DU MOTEUR DIESEL

1 - PRINCIPE DU MODELE PROPOSE.....	69
2 - MODELISATION DU TURBOCOMPRESSEUR.....	72
2.1 - Relations thermodynamiques.....	73
2.2 - Analyse adimensionnelle.....	74
2.3 - Modélisation du compresseur.....	78

2.4 - Modélisation de la turbine.....	78
2.4.1 - Modélisation de la géométrie variable	82
2.4.2 - Effet de l'écoulement pulsé sur la turbine	84
2.5 - Couplage statique turbine-compresseur	85
5.6 - Couplage transitoire turbine-compresseur	86
3 - MODELISATION DE L'ADMISSION ET L'ECHAPPEMENT	86
3.1 - Masse d'air admise dans le moteur.....	87
3.2 - Modélisation de l'admission en transitoire.....	90
3.3 - Modélisation de l'échappement.....	91
4- MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE	93
4.1 - Formulation du frottement global	94
4.2 - Formulation du rendement indiqué.....	95
4.3 - Modèle du couple effectif	96
5 - MODELISATION DE L'INJECTION.....	97
5.1 - Modèles stationnaires de l'injection	98
5.2 - Modèle transitoire de l'injection.....	99
6 - MODELISATION DE LA POLLUTION.....	100
6.1 - Cinétique chimique	101
6.2 - Modèles des polluants	102
CONCLUSION.....	103

CHAPITRE 04

IDENTIFICATION ET SIMULATION DU MODELE

1 - METHODES D'IDENTIFICATION	106
-------------------------------------	-----

1.2 - Méthode des moindres carrés pondérées.....	107
1.3 - Méthode de gradient.....	107
2 - IDENTIFICATION DES SOUS-MODELES.....	108
2.2 - Identification de la carte du compresseur	108
2.2 - Identification de la carte de la turbine.....	110
2.2.1- Pertes thermiques dans la turbine.....	110
2.2.2 - Facteur pulsé.....	114
2.3 - Identification de la pmf.....	115
2.4 - Identification du rendement indiqué	117
2.5 - Identification de l'admission, l'échappement et l'injection.....	119
2.6 - Identification des polluants	119
3 - VALIDATION DU MODELE GLOBALE	122

Chapitre 05

INTRODUCTION A LA COMMANDE DU MOTEUR DIESEL PAR LA GEOMETRIE VARIABLE DU TURBOCOMPRESSEUR

1 - INTRODUCTION.....	135
2- COMMANDE OPTIMALE D'UN SYSTEME NON LINEAIRE INSTATIONNAIRE EN BOUCLE FERMEE.....	136
3- TECHNIQUE DE LA LINEARISATION UTILISEE	137
3.1 - Linéarisation par développement Taylorien.....	137
3.2 - Linéarisation par l'identification en temps réel	138
4- LINEARISATION DU MODELE ETABLI.....	139
4.1 - Simplifications du modèle.....	139
4.2 - Modèle linéarisé.....	144

5 - INFLUENCE DE LA GV SUR L'ETAT ET LA SORTIE DU MOTEUR.....	147
5.1 - Influence directe de la <i>GV</i> sur l'aérothermique du moteur.....	147
5.2 - Influence de la <i>GV</i> sur les polluants.....	153
6 - ETABLISSEMENT DE LA CONSIGNE	167
6.1 - Choix de la variable à commander.....	167
6.2 - Elaboration de la consigne	168
7 - MODELE DE LA COMMANDE	171
7.1 - Modèle de la pression de suralimentation.....	172
CONCLUSION.....	174
CONCLUSION GENERALE	180
BIBLIOGRAPHIE	182
ANNEXES.....	192

NOMENCLATURE

LETTRES LATINES :

AOA	: Avance à l'Ouverture d'Admission
AOE	: Avance à l'Ouverture d'Echappement
CO	: Monoxyde de carbone
CO_2	: Bioxyde de carbone ou gaz carbonique
C	: Concentration volumique d'un polluant
C_m	: Couple résistant
C_p	: Chaleur massique de l'air à pression constante
C_g	: Chaleur massique des gaz d'échappement à pression constante
C_{se}	: Consommation spécifique
Cy	: Cylindrée du moteur
e	: Energie
Fr	: Tension totale des segments à N tr/mn
GV	: Géométrie variable des aubages de la turbine
HC	: Hydrocarbures imbrûlés
H_2O	: Vapeur d'eau
I	: Inertie
J	: Critère d'optimisation
K	: Facteur pulsé
L	: Fonction scalaire utilisée par le critère J
l	: Longueur
m	: Masse
\dot{m}	: Débit massique
N	: Vitesse de rotation
n	: Degré d'une réaction chimique
NO	: Monoxyde d'azote
NO_x	: Oxydes d'azote
O_{pf}	: Opacité des fumées
p	: Pression
p_{max}	: Pression maximale dans le cylindre
P	: Puissance
PM	: Particules de masse

pmf : Pression moyenne de frottement
 $pmfp$: Pression moyenne de frottement du piston
 $pmfs$: Pression moyenne de frottement dans les segments
 $pmfj$: Pression moyenne de frottement dans la jupe
 PMH : Point mort haut
 P_{ci} : Pouvoir calorifique inférieur du carburant
 Q : Quantité de chaleur
 QL : Débit de pompage du compresseur
 r : Constante des gaz parfaits
 r_b : Rayon de la bielle
 RFA : Retard à la Fermeture d'Admission
 s : Variable de Laplace
 S : Surface
 SOF : Fraction soluble des particules
 S_p : Section du piston
 t : Temps
 T : Température
 u : Vecteur des variables d'entrée
 v : Vitesse
 V : Volume
 V_m : Volume mort
 V_p : Vitesse du piston
 W : Travail
 x : Vecteur d'état
 X : Position de la crémaillère
 X_{rack} : Position de la crémaillère
 x_p : Elongation du piston
 y : Vecteur des sorties

LETTRES GRECQUES :

π : Rapport des pressions
 η : Rendement
 γ : $\gamma = C_p/C_v$
 ε : Rapport volumétrique du moteur
 ρ : Masse volumique
 μ : Viscosité dynamique
 θ : Position angulaire
 λ : Excès d'air

- μ : Viscosité dynamique du lubrifiant
 Φ : Flux de chaleur échangé par convection aux parois
 Ψ : Flux de chaleur échangé par conduction aux parois
 Δ : Accroissement

INDICES :

- a* : Admission
at : Aérothermique
c : Compresseur
ch : Chimique
corr : Corrélation
e : Echappement
f : Fuel (gazole)
g : Gaz d'échappement
i : Indiqué
is : Isentropique
L : Référence des conditions aux limites
m : Moteur
p : Piston
r : Réduit
s : Suralimentation
t : Turbine
tc : Turbocompresseur
v : Volumétrique
0 : Référence des conditions initiales
1 : Référence du point situé en amont du compresseur
2 : Référence du point situé en aval du compresseur
3 : Référence du point situé en amont de la turbine
4 : Référence du point situé en aval de la turbine

INTRODUCTION: POSITION DU PROBLEME

INTRODUCTION

1 - LES EMISSIONS DUES AUX TRANSPORTS

2 - PRESENT ET FUTUR DES REGLEMENTATIONS

2.1 - Réglementation U.S.A.

2.2 - Réglementation européenne

2.3 - Réglementation japonaise

3 - PARAMETRES INFLUANTS SUR LA FORMATION DES POLLUANTS

3.1 - Oxydes d'azotes

3.2 - Hydrocarbures imbrûlés

3.3 - Monoxydes de carbone

3.4 - Particules

4 - TECHNOLOGIES DE DEPOLLUTION

4.1 - Effets des technologies futures

4.2 - Le turbocompresseur à géométrie variable

5 - CONTRAINTES DE LA COMMANDE EN TEMPS REEL

6 - OBJECTIFS DE L'ETUDE

INTRODUCTION :

La terre elle-même (océans, forêts, volcans, ...) génère des polluants, mais selon un équilibre naturel vieux de millions d'années, équilibre que des nouveaux polluants produits par l'homme viennent perturber. Ces nouveaux polluants peuvent être classés en trois grandes sources [107] : les installations de combustion telles que les chaudières industrielles, foyers domestiques, centrales thermiques; les procédés industriels tels que les cimenteries, verreries, raffineries, usines chimiques et sidérurgiques; la circulation routière.

La plupart des véhicules routiers à moteurs émettent des substances qui représentent une nocivité potentielle pour la santé de l'homme et / ou pour la qualité de son environnement (tableau 0.1) [58]. Les émissions dues aux seuls véhicules industriels sont minoritaires, mais la forte croissance des transports routiers de marchandises ainsi que l'augmentation de la puissance des moteurs et l'expansion de l'urbanisme, conduisent à engager un effort de recherche important en vue de les réduire.

POLLUANTS	EFFETS
Dioxyde de carbone ou gaz carbonique (CO ₂)	Non toxique en tant que tel, mais il prend la place de l'oxygène. Responsable de l'effet de serre.
Monoxyde de carbone (CO)	Ralentit l'oxygénation des tissus par le sang et aggrave les insuffisances cardiaques. A doses élevées (embouteillages), il peut entraîner des troubles sensoriels. Mortel dans les 30 minutes à 0.3 % de volume dans l'air
Oxydes d'azote (NO _x)	Entraînent des troubles respiratoires, taux, maux de tête. Participent à la formation du smog, de l'ozone et des pluies acides.
Hydrocarbures imbrûlés (HC)	Contribuent à la formation d'ozones. Certains seraient cancérigènes (HAP et NHAP tels que le benzopyrène à très hautes doses sur certains animaux).
Particules	Suspectées d'être cancérigènes dans les mêmes conditions que les HAP et les NHAP.
Oxydes de soufre (SO ₂ en particulier)	Troubles respiratoires. Odeurs. Participent à la formation du smog et des pluies acides
Plomb	Attaque le système nerveux. Peut perturber le développement intellectuel des jeunes enfants.

Tableau 0.1 : Effets nocifs des polluants

1 - LES EMISSIONS DUES AUX TRANSPORTS :

L'inventaire des émissions de polluants atmosphériques ont permis de connaître la part actuelle du secteur du transport et des véhicules industriels [95, 56].

Les transports en émettent environ 5 millions de tonnes d'oxydes de carbone chaque année, soit 70% des rejets totaux en France, celle des véhicules industriels ne représente que 1,5%. Pour les oxydes d'azotes, les transports en produisent environ 1 million de tonnes

chaque année, soit 45% des rejets totaux en France, les activités agricoles viennent ensuite avec plus de 30% de ces rejets, la part des véhicules industriels est de 16,5%. Les transports routiers représentent 45% du total de l'émission annuelle des hydrocarbures qui est de l'ordre de 2 millions de tonnes, la part des véhicules industriels est de 6%. Les rejets annuels des particules en suspension dépassent les 300 000 tonnes dont la part des transports routiers est faible (10%) mais due essentiellement aux véhicules industriels (6%). Enfin, le soufre contenu dans le gazole est à l'origine de rejets d'environ 100 000 tonnes de dioxyde de soufre par les moteurs Diesel, soit environ 5% des émissions totales.

A l'horizon 2010 les perspectives de croissance des déplacements des personnes et des marchandises en France comme dans le reste de l'Europe et le recours croissant aux transports routiers se traduisent par des atteintes profondes à l'environnement . Les émissions de CO₂ dues au transport en France augmenteraient de 50% d'ici 2010, représentant près de la moitié des émissions globales de ce gaz [93]. Les oxydes d'azotes émis par les transports devraient décroître d'ici l'an 2000 (par la généralisation des pots catalytiques) mais augmenteraient fortement la décennie suivante [93] (+ 40%) en raison de la croissance du trafic de marchandises.

L'évolution et la sévérisation des normes de pollution constitue l'enjeu de base en vue de réduire ces émissions et d'améliorer la qualité de l'air.

2 - PRESENT ET FUTUR DES REGLEMENTATIONS :

Des limites sont aujourd'hui imposées par voie réglementaire dans une trentaine de pays à travers le monde, suivant des procédures standardisées de roulage des véhicules, associées à des méthodes d'analyses également réglementées. Les procédures correspondent à un cycle d'évolution de la vitesse en fonction du temps, réalisé sur banc à rouleaux. Nous décrivons ici les principales réglementations appliquées aux U.S.A., en Europe et au Japon pour les poids lourds.

2.1 - Réglementation U.S.A. :

Le cycle "transient", utilisé aux Etats-Unis, tient compte de la variété des trafics des poids lourds et des bus dans les villes américaines, incluant la circulation dans et autour des villes, sur des autoroutes et des routes. Il se compose de quatre phases, une première NYNF (New York Freeway) typique d'un trafic urbain peu chargé avec des arrêts et des démarrages fréquents, une deuxième LANF (Los Angeles Non Freeway) typique d'un trafic urbain chargé avec peu d'arrêts, une troisième LAFY (Los Angeles Freeway) simulant le trafic autoroutier chargé de Los Angeles, la quatrième répétant la première NYNF [53]. Il comporte un démarrage à froid après un arrêt d'une nuit, puis des phases de ralenti, d'accélération, de

décélération et une grande variété de régimes et charges. La vitesse moyenne équivalente est d'environ 30 km/h et la distance parcourue équivalente à 10,3 km sur une durée opératoire de 20 minutes. L'évolution dans le temps des vitesses et couple apparaît en fraction des valeurs nominales sur la figure 0.1 [8].

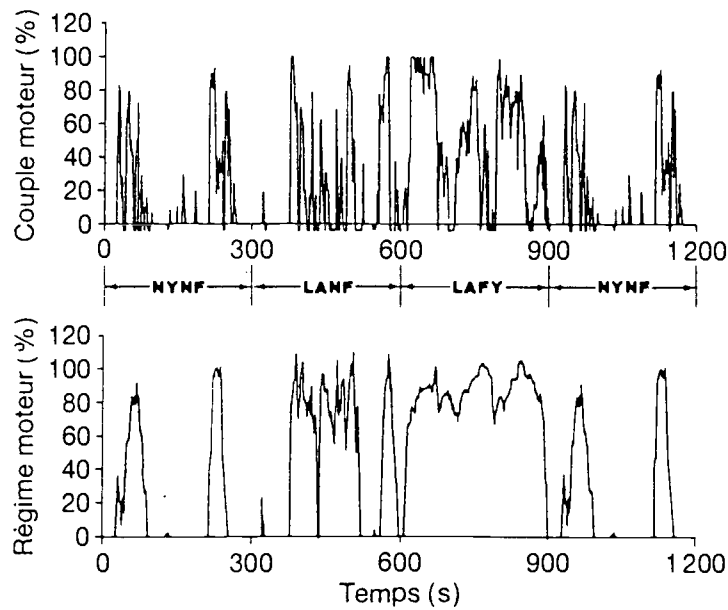


Figure 0.1: Cycle US "transient" [53]

Dates	NOx	HC	CO	Particules
1988	14,35	1,74	20,8	0,8
1990	8	1,74	20,8	0,8
1991	6,7	1,74	20,8	0,34
1994	6,7	1,74	20,8	0,13
1996	5,36	-	-	0,13

Tableau 0.2 : Valeurs réglementaires américaines

Le tableau 0.2 résume l'évolution de la législation fédérale américaine, pour les poids lourds, adoptée par 49 états [56, 21] selon le cycle précédent. Les valeurs limites sont exprimées en g/kW.h .

2.2 - Réglementation européenne :

Le cycle européen 13 modes, adapté aux moteurs Diesel de poids lourds, a été introduit par le règlement CEE n° 49 et adopté ensuite par le CEE. Il se compose de 13 modes de fonctionnement stabilisés dont les conditions expérimentales et les facteurs de pondération sont donnés dans le tableau 0.3 [8]. Il présente l'avantage d'être plus précis et moins coûteux que le cycle transitoire américain, et plus facile à exécuter.

Les valeurs réglementaires sont actuellement en discussion à Bruxelles en vue d'une deuxième, puis d'une troisième étape. La sévérisation devrait être de plus en plus importante et les limites envisagées sont fournies en g/kW.h, pour le cycle précédent, dans le tableau 0.4 [56].

Mode	Régime	Taux de charge [%]	Facteurs de pondération
1	Ralenti	-	0,25/3
2	Régime de couple maximal	10	0,08
3		25	0,08
4		50	0,08
5		75	0,08
6		100	0,25
7	Ralenti	-	0,25/3
8	Régime de puissance maximale	100	0,10
9		75	0,02
10		50	0,02
11		25	0,02
12		10	0,02
13	Ralenti	-	0,25/3

Tableau 0.3 : Cycle 13 modes européen

Polluants	1982	1988	1990	1992	1993	1996	1999
CO	14	11,2	11,2	4,5	4,5	4	2
HC	3,5	2,4	2,4	1,1	1,1	1,1	0,5
NOx	18	14,4	14,4	8	8	7	5
Particules	-	-	-	0,36	0,3	0,15	0,1

Tableau 0.4 : Valeurs réglementaires européennes

2.3 - Réglementation japonaise :

Un nouveau cycle 13 modes réalisé en conditions stabilisées est actuellement appliqué au Japon (l'ancien était de 6 modes). La figure 0.2 donne les caractéristiques de ce cycle dont les émissions sont calculées en g/kW.h par pondération des concentrations correspondantes à chaque mode [123].

Le Japon n'avait pas limité, jusqu'à présent, les émissions massiques de particules. Les limites exprimées en ppm sont données jusqu'à l'année 1989 (tableau 0.5) en fonction du l'ancien cycle 6 modes [56]. De nouvelles limites sont à l'étude pour 1994 avec le cycle 13 modes japonais [8].

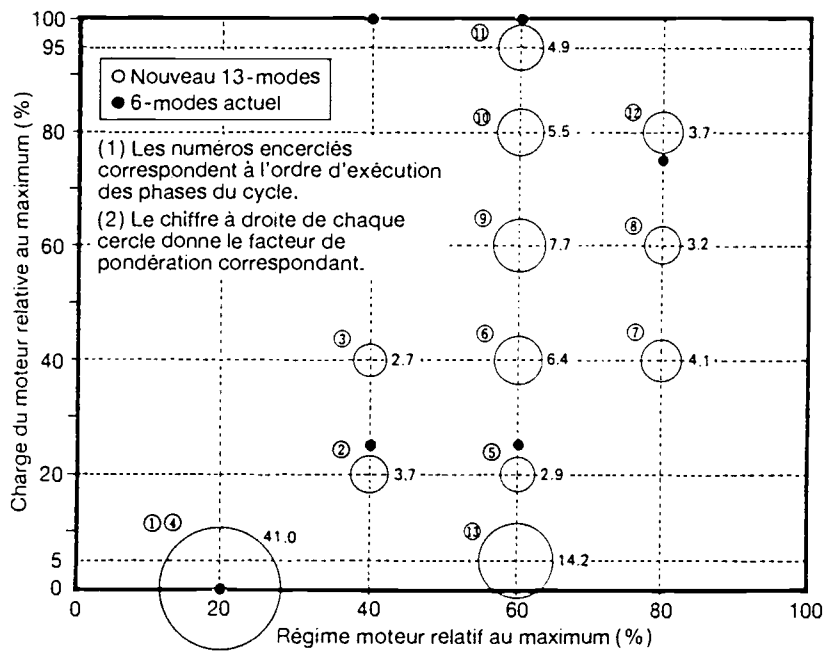


Figure 0.2 : Nouveau cycle japonais Diesel 13 modes [123]

Date	NOx	HC	CO
1974	1000	670	980
1977	850	670	980
1979	700	670	980
1983	610	670	980
1989	520	670	980

Tableau 0.5 : Valeurs réglementaires japonaises

3 - PARAMETRES INFLUANTS SUR LA FORMATION DES POLLUANTS :

La composition des gaz présents à l'échappement d'un moteur dépend d'un nombre important de facteurs. Parmi ceux-ci, on peut regrouper les facteurs de "structure", comme la forme des chambres de combustion, des conduits d'admission et d'échappement, les caractéristiques des injecteurs et du système d'allumage, les angles d'ouverture et fermeture des soupapes, leur nombre, La variable la plus importante gouvernant les émissions des polluants est le rapport Air/Carburant ou son inverse la richesse du mélange carburé qui agit directement sur l'ensemble des émissions polluantes (figure 0.3). L'interaction entre ces diverses émissions montre des tendances contradictoires (bosse des NOx et remontée des HC) qui rendent impossible leur réduction simultanée, et difficile le compromis d'optimisation.

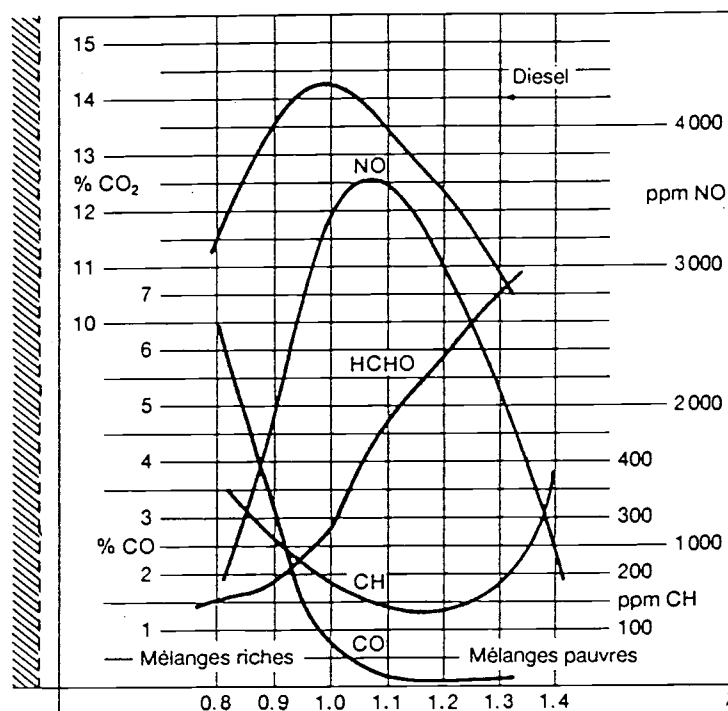


Figure 0.3 : Emissions de polluants fonction de la richesse [8]

3.1- Oxydes d'azotes :

La combustion comprend trois phases [101] : une phase initiale incontrôlée, avec inflammation spontanée et élévation de la température dans la zone du jet, une seconde phase caractérisée par la propagation du front de flamme, toujours alimenté par l'injecteur, avec formation notable de NO dans les zones moins riches et plus chaudes et enfin une troisième phase mettant fin à la combustion avec stabilisation du NO aux valeurs atteintes auparavant.

Dans la phase de formation du NO, l'influence de la température semble ainsi prépondérante. La réduction des NO passe par la diminution de la température maximale de combustion; plusieurs moyens sont possibles [56]:

- réduction de la température initiale par refroidissement de l'air de l'admission : les limites envisagées pour l'avenir impliqueront obligatoirement des moteurs suralimentés refroidis avec efficacité thermométrique élevée conduisant à une température d'admission ne dépassant pas 50°C ;

- réduction de la vitesse de combustion en limitant la vitesse du mélange, ce qui peut être obtenu par diminution des mouvements d'air (swirl) ou de la vitesse d'injection;

- décalage de la combustion en retard dans le cycle.

Ces deux derniers points dégradent la consommation spécifique et la recherche du meilleurs compromis nécessite un variateur d'avance pilotable en fonction du régime et de la charge.

3.2 - Hydrocarbures imbrûlés :

Les hydrocarbures qui se forment essentiellement dans la troisième phase de la combustion ont trois causes essentielles [101]: les zones dans laquelle la composition limite ou les températures d'auto-inflammation n'ont pas été atteintes, le délai d'inflammation trop long qui à la base de la formation d'hydrocarbures non saturés, l'effet de paroi, particulièrement aux échanges partielles avec zones de trempe, où le combustible est incomplètement brûlé.

Les solutions pour réduire les émissions d'hydrocarbures imbrûlés sont donc de différents types [56, 101]:

- augmentation de la température de combustion par réchauffage de l'air d'admission, augmentation du rapport volumétrique et augmentation de l'avance;

- adoption d'une loi d'injection avec une fin d'injection très rapide;

- maîtrise de la pénétration des jets et suppression des étalements des gouttelettes liquides sur les parois, ce qui peut être facilité par des chambres plus ouvertes;

- post-traitement des gaz d'échappement au moyen d'un pot catalytique.

3.3 - Monoxydes de carbone :

La formation de CO est liée à une insuffisance d'oxygène, généralement à forte charge, durant la combustion [56]. Cependant la quantité de CO produite peut être réduite en augmentant le débit d'air par une suralimentation plus poussée et en améliorant le mélange de

l'air et du combustible [8]. Le monoxyde de carbone peut également être oxydé dans l'échappement à l'aide d'un pot catalytique [90].

3.4 - Particules :

Par définition, on appelle "particules" les corps qui se déposent sur des filtres en verre téflonnés à partir des gaz d'échappement dilués prélevés à une température inférieure à 52°C [8]. Elles sont composées des agglomérats de sphérules de carbone, d'hydrocarbures lourds provenant de l'huile ou du carburant, des composés soufrés ajoutés au carburant et des particules métalliques issues de l'usure du moteur, des additifs du gazole ou du carburant (figure 0.4). Le carbone se forme dans la zone riche en fuel de la phase de combustion par deux sortes des réactions [45]: le cracking qui s'opère à haute température et la polymérisation et l'addition moléculaire qui se développent à basses températures.

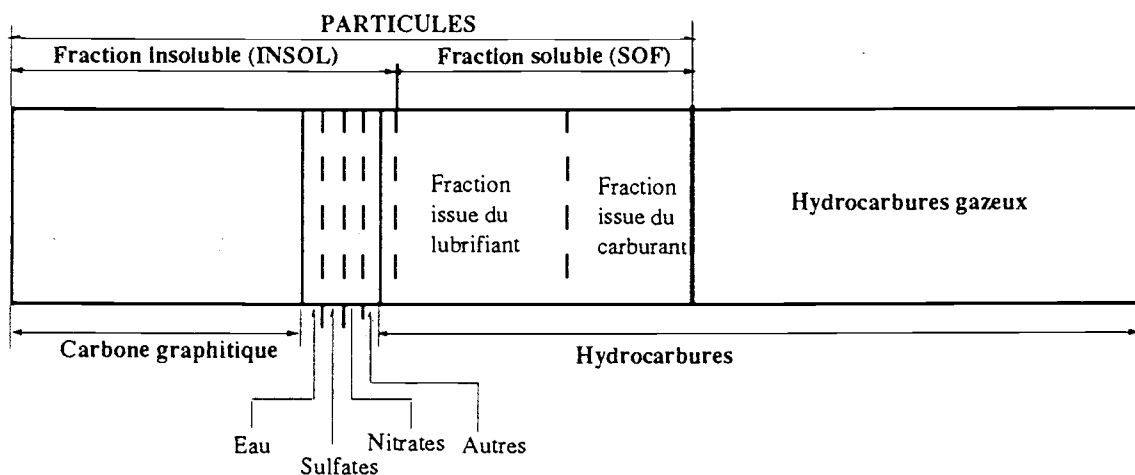


Figure 0.4 : Composition des particules dans le moteur Diesel

Afin de limiter les émissions des particules, les principales tendances actuelles [56,101] consistent à :

- limiter la teneur en soufre à 0,05% dans le carburant, à réduire les déformations de chemise, à adopter un profil de piston adapté avec des jeux réduits, une segmentation efficace pour le raclage de l'huile avec des arrêtes vives et enfin un état de surface de chemise fin comportant des réserves d'huiles limitées,

- augmenter le rapport air/carburant à des valeurs comprises entre 22 minimum à bas régime et 28 à haut régime, en réadaptant le turbocompresseur ou en utilisant le turbocompresseur à géométrie variable;

- améliorer le mélange air/carburant en agissant sur la volute d'admission (swirl), ou en injectant le carburant à haute pression (plus de 1000 bars) avec des injecteurs comportant 6 à 8 trous plus fins;

- avancer la combustion, ou isoler thermiquement la chambre de combustion afin de bénéficier de températures suffisantes pour rebrûler les suies en fin de cycle.

4 - TECHNOLOGIES DE DEPOLLUTION :

Dans les années à venir l'évolution dans la technologie du moteur Diesel résultera de la combinaison de plusieurs technologies [56, 90] : les variateurs d'avance, la suralimentation par air refroidi, les systèmes d'injection électronique, les systèmes de recirculation des gaz d'échappement et les filtres à particules, les turbocompresseurs à géométrie variable, les systèmes de variation de swirl. L'interaction entre ces divers systèmes de dépollution ne semble pas évidente : les effets de leurs paramètres caractéristiques sont malheureusement parfois antagonistes sur les divers polluants émis.

4.1 - Effets des technologies futures :

L'augmentation de l'avance à l'injection, favorisant le développement d'un maximum de pression et une température de combustion élevée, tend à accroître les émissions de NO [88]. En allongeant le délai d'allumage, l'avance à l'injection augmente la quantité de carburant prémélangé formant ainsi des mélanges pauvres difficiles à allumer et engendrant plus de CO [88]. Ce réglage est par contre favorable à la réduction des HC [8].

Une vitesse d'injection plus élevée (par l'intermédiaire de la pression d'injection) agit sur les émissions en augmentant la part des NOx mais en diminuant les particules, aussi bien la fraction solide que les SOF [100]. Une augmentation de la pression d'injection (à plus de 100 MPa) augmente cependant à nouveau la partie SOF des particules émises [105].

L'allongement de la durée d'injection est favorable à faible charge à la réduction des émissions de NOx, HC et CO, mais pénalise à forte charge particules et fumées [8]. Un freinage du débit injecté associé à une diminution de l'avance peut sur certains moteurs réduire de 30% les émissions de NOx, mais augmente les émissions de HC de 100%, de CO de 70% et de particules de 150% [8].

La turbulence engendrée par l'admission a des effets antagonistes sur le rendement et les émissions de NOx et le bruit d'une part et les émissions d'imbrûlés, de fumée et de particules d'autres part [8]. L'accroissement du rapport volumétrique à des valeurs comprises entre 16 et 18 pour les gros moteurs est nécessaire afin de compenser les effets nocifs d'une combustion retardée sur les émissions d'imbrûlés à froid, bien qu'il ne soit pas favorable pour les suies [56].

La suralimentation permet d'éviter la formation du CO due à un excès d'air insuffisant, surtout à forte charge. L'excès d'air apporté par le turbocompresseur permet également de

rebrûler les suies. Toutefois, la suralimentation n'apporte pas des solutions à faibles charges [56]. L'apparition des turbocompresseurs à géométrie variable permet de combler ce dernier inconvénient et de réduire les périodes transitoires des moteurs (accélérations et décélérations) sources d'un accroissement important de l'ensemble des émissions [125], elle demande par contre un pilotage efficace pour minimiser les particules durant les variations transitoires [8].

La suralimentation à air refroidi diminue la température maximale de combustion et par la suite les émissions de NOx. Cet effet présente des conséquences positives sur les émissions de particules à forte charge, bas régime, mais pas à haut régime [79]. L'abaissement de la température d'admission, en allongeant le délai d'allumage, peut apporter des inconvénients sur la formation des suies et les imbrûlés [8].

L'examen précédent montre l'influence souvent contradictoire des réglages du moteur sur les divers polluants. Seule l'électronique permet de mieux les optimiser en fonction du régime, de la charge et des autres variables internes ou externes (températures, pressions, ...) en calculant à chaque instant et en temps réel les réglages moteur permettant de réaliser le meilleur compromis sur les émissions des polluants imbrûlés, oxydes d'azote, oxydes de carbone et particules. Le calcul en temps réel exige des contraintes sur le modèle de calcul ainsi que sur le microprocesseur à utiliser. Ces contraintes sont fonction du système étudié.

4.2 - Le turbocompresseur à géométrie variable :

L'influence du turbocompresseur à géométrie variable sur la pollution, la consommation ainsi qu'aux performances générales du moteur constitue l'élément principal dans cette étude. La géométrie variable a été conçue au départ pour mieux adapter le turbocompresseur au moteur. Dans la suralimentation traditionnelle, la géométrie fixée résulte d'un compromis entre un couple élevé à faible régime moteur et une puissance élevée à haut régime :

Si la priorité est donnée au couple élevé à basse vitesse, la turbine sera rendue peu perméable de manière à faire monter le taux de détente au travers de la roue de la turbine et à fournir un maximum d'énergie au compresseur dès le régime de ralenti. En langage motoriste on dit que la turbine doit être plus "serrée". Si au contraire, c'est le paramètre puissance à haut régime qui prime, un carter de turbine plus "ouvert", associé à une roue profilée en conséquence sera choisi. De cette façon, tout le débit de gaz généré par le moteur à ce point de réglage transitera dans les meilleures conditions de rendement sur la turbine, allouant un travail compresseur optimum en termes de pression-débit-rendement et température de sortie.

Après maintes recherches sur le principe à retenir , mais surtout sur les dispositions constructives à adopter pour que cela "marche" bien et longtemps, les constructeurs de turbocompresseurs ont mis au point la technique de la turbine à carter d'ouverture ou perméabilité variable plus communément connue sous le vocable de turbocompresseur à géométrie variable. Le graphique couple-vitesse (figure 0.5) illustre la comparaison des performances en fonction de ce critère de choix de turbine.

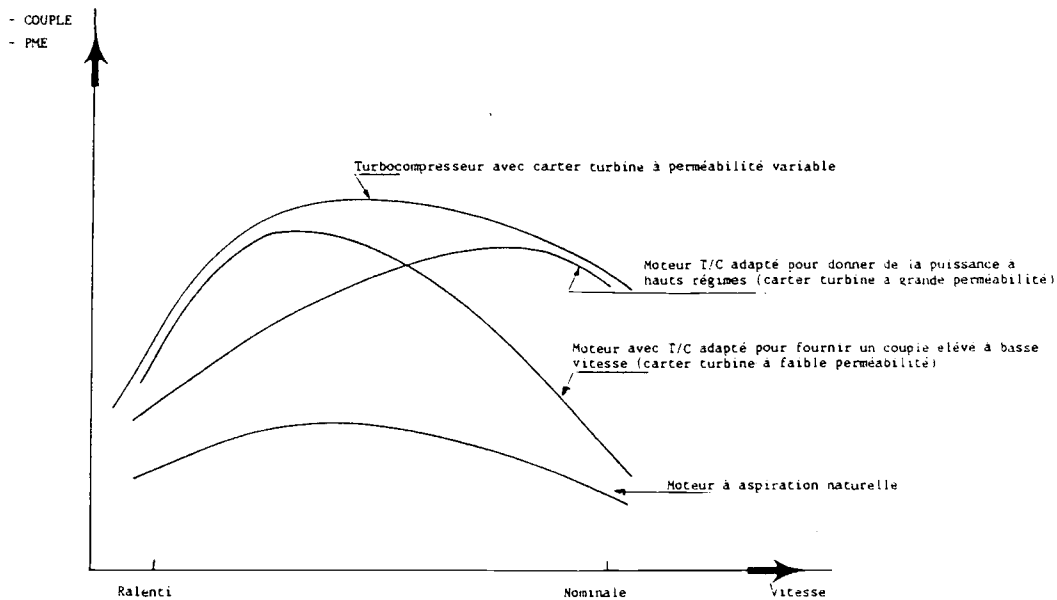
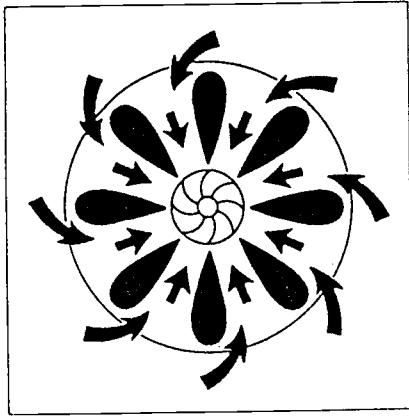


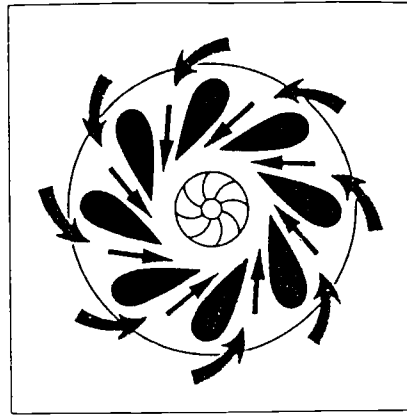
Figure 0.5 : Courbes de couple comparatives en fonction du type d'adaptation de turbocompresseur choisi [12]

Cette solution consiste en un distributeur de gaz à ailettes multiples placées à la circonférence d'un anneau mobile en rotation entre deux positions extrêmes permettant ainsi de faire varier à volonté la section de passage entre les bords de fuite de deux ailettes consécutives et les parois latérales les contenant (figure 0.6). Ce dispositif doit être muni d'un automate afin de piloter le positionnement des aubages directeurs de la turbine en fonction d'un critère de choix. Ce critère peut, théoriquement, porter sur plusieurs variables telles que le rendement de la turbine, la pression de suralimentation fournie par le compresseur, la pollution,....

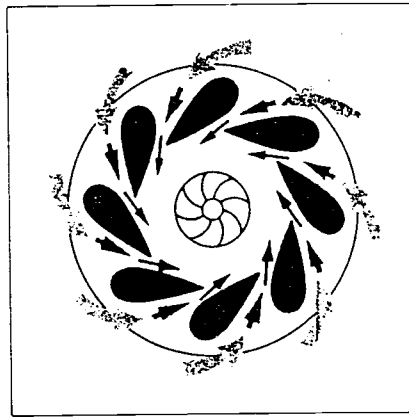
En plus que la meilleure adaptation moteur / turbo, la géométrie variable a son influence sur le fonctionnement stationnaire et transitoire du moteur : le parcours urbain, constituant la partie prépondérante de la circulation automobile (figure 0.7), se caractérise par des arrêts, des accélérations et des décélérations intenses. Ces périodes de changements de régime moteur sont facteurs d'accroissements d'émissions, le rapport (air/carburant) se trouve enrichi lors des accélérations et appauvri lors des décélérations. On observe des pics d'émissions de particules, de fumées et d'hydrocarbures pendant une accélération ou un



Section de passage maximale
(grande perméabilité)



Position moyenne des vannes



Section de passage minimale
(faible perméabilité)

Figure 0.6 : Principe de fonctionnement du turbocompresseur à géométrie variable

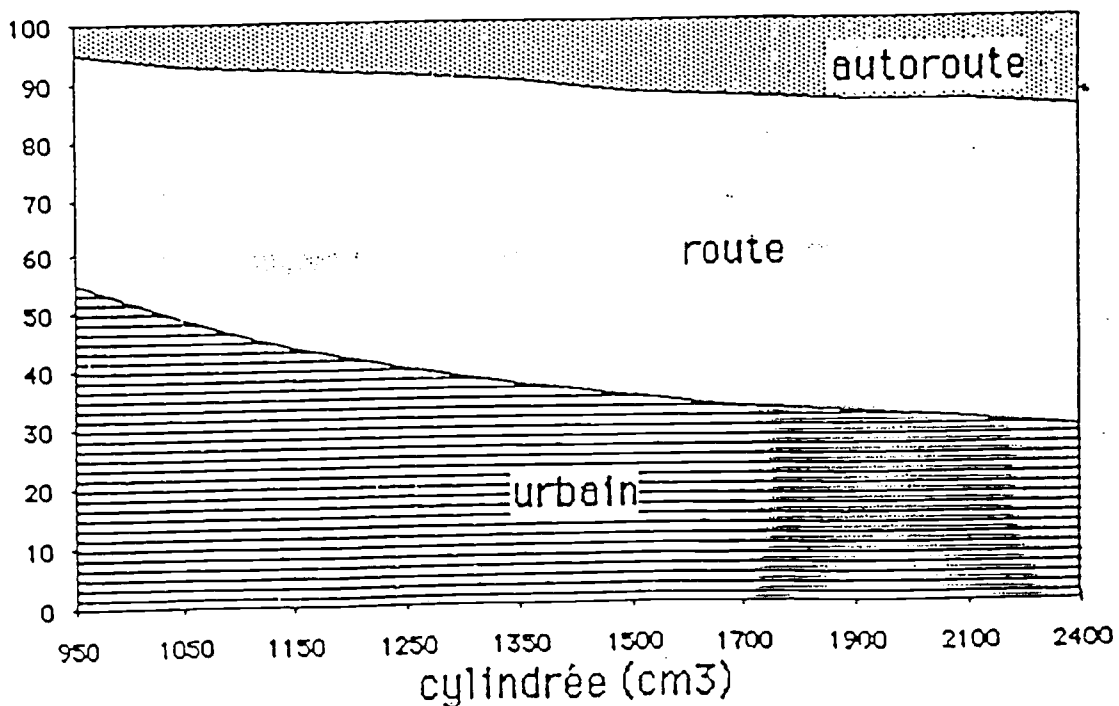


Figure 0.7 : Distribution du kilométrage annuel entre le parcours urbain, routier et autoroutier en fonction de la cylindrée (Doc. INRETS)

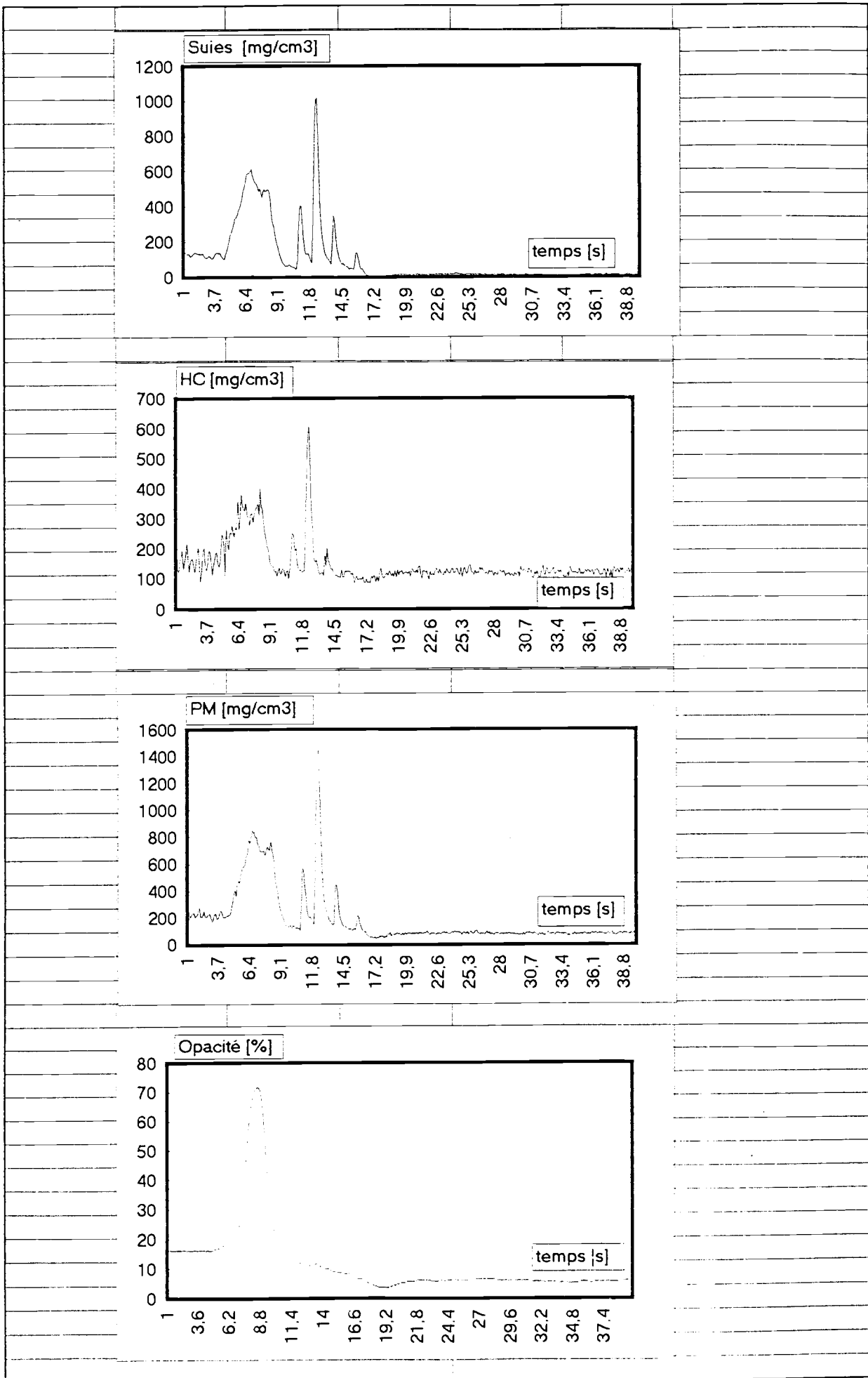


Figure 0.8 : Influence des accélérations transitoires sur la pollution pour un couple de 720 N.m et un régime passant de 800 tr mn à 2000 tr mn

chargement du moteur après une période de ralenti (figure 0.8). La réduction de ces périodes transitoires moyennant l'apport d'air que peut assurer la géométrie variable du turbocompresseur permet de réduire ces émissions.

5 - CONTRAINTES DE LA COMMANDE EN TEMPS REEL :

Un système automatisé peut se décomposer en deux parties qui coopèrent : la partie opérative appelée également processus et la partie commande ou automatisme. La communication avec l'opérateur fait partie intégrante de la commande. Dans notre étude, la partie opérative est le moteur Diesel, et la partie commande est le calculateur (figure 0.9).

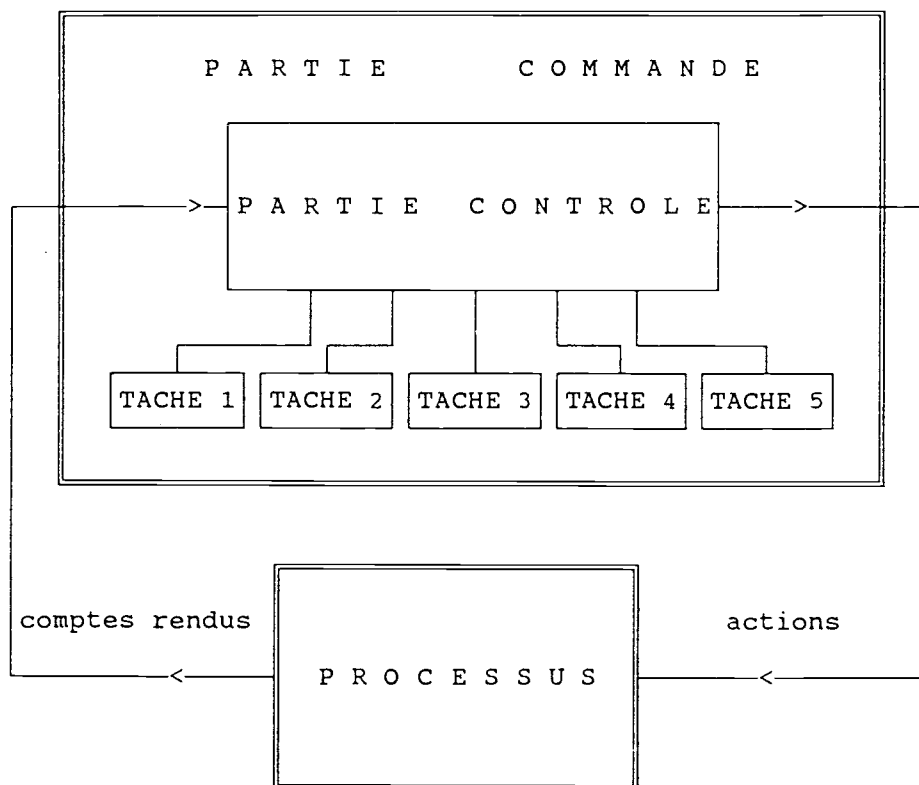


Figure 0.9 : Décomposition structurelle simplifiée d'un automatisme

Pour chaque événement E_i caractérisé par la modification de l'état d'un capteur ou par une information liée au processus..., il est nécessaire de calculer un ensemble de fonctions F_j dépendant de l'état Q de la commande. La durée t du calcul est fonction des algorithmes utilisés et de la puissance du processeur. Le processus fixe une échéance de temps T_e pour chaque calcul. La présence de cette échéance caractérise un système temps réel. Pour des processus industriels, T_e est compris entre quelques dizaines de microsecondes et quelques centaines de millisecondes.

Pour les moteurs Diesel, les commandes délivrées par un régulateur évolué (automatisme) peuvent être classées en deux catégories [75]:

- les premières agissent sur le moteur quasi instantanément (dans l'intervalle de temps que représente un tour moteur par exemple). Il en est ainsi des commandes de sécurité comme la coupure de la pompe d'injection en cas d'emballement. L'accélération en un tour peut être très grande (300 tr/mn par 1/10 de seconde) si l'emballement est dû à une rupture de charge au point de fonctionnement nominal, ce qui impose la coupure de l'injection lors du prochain cycle sous peine de dégradation du moteur.

- dans la deuxième catégorie, on trouve les commandes qui permettent d'optimiser le fonctionnement du moteur au bout de quelques tours (optimisation de la consommation, de la pollution, ...).

Les algorithmes du régulateur régissant la sécurité du moteur doivent donc agir dans la durée d'un cycle moteur, c'est-à-dire 60 ms pour un Diesel lourd tournant à 2000 tr/mn et 20 ms pour un Diesel automobile. Cette durée doit correspondre au minimum à un cycle complet de l'ensemble des programmes nécessaire à l'acquisition de toutes les valeurs des capteurs repérant l'état actuel du moteur, le traitement de ces valeurs et l'élaboration des différentes commandes à travers les algorithmes considérés et enfin la restitution des ces ordres à travers les interfaces, les convertisseurs, ...

En conclusion, pour qu'un système de commande en temps réel remplisse son rôle, il doit être en mesure de satisfaire toutes les contraintes de temps auxquels il est soumis. L'algorithme de simulation, construit d'après le modèle de fonctionnement du moteur, doit être exécuté en moins de 60 ms.

6 - OBJECTIFS DE L'ETUDE :

Dans les paragraphes précédents ont été présentés les dangers de la pollution, les exigences actuelles et futures de la réglementation, quelques moyens de réduction des émissions de polluants ainsi que leurs effets parfois antagonistes. Par ailleurs, la réduction de la pollution ne peut pas être le seul souci des constructeurs automobiles : le prix de revient du véhicule, le confort de conduite, les émissions du bruit, la réduction de la consommation sont des facteurs qui entrent en jeu simultanément avec la pollution dans la mise au point d'un véhicule.

La prise en compte de tous ces paramètres est de mieux en mieux maîtrisée grâce à l'apport de l'électronique automobile, qui permet d'ajuster en temps réel les différents réglages possibles pour optimiser les réponses aux différentes contraintes. Aussi il existe déjà des dispositifs d'injection électronique (figure **0.10**). Le calculateur doit recevoir les données des capteurs suivants : position de l'accélérateur, compte-tours, températures d'air, de carburant et du liquide de refroidissement, pression et température ambiante, etc. Les signaux de ces

capteurs sont conditionnés et dirigés vers une unité centrale de traitement et de contrôle; celle-ci, en communiquant avec une banque de données et un modèle de simulation du moteur basé sur des cartographies statiques fournit son signal de commande .

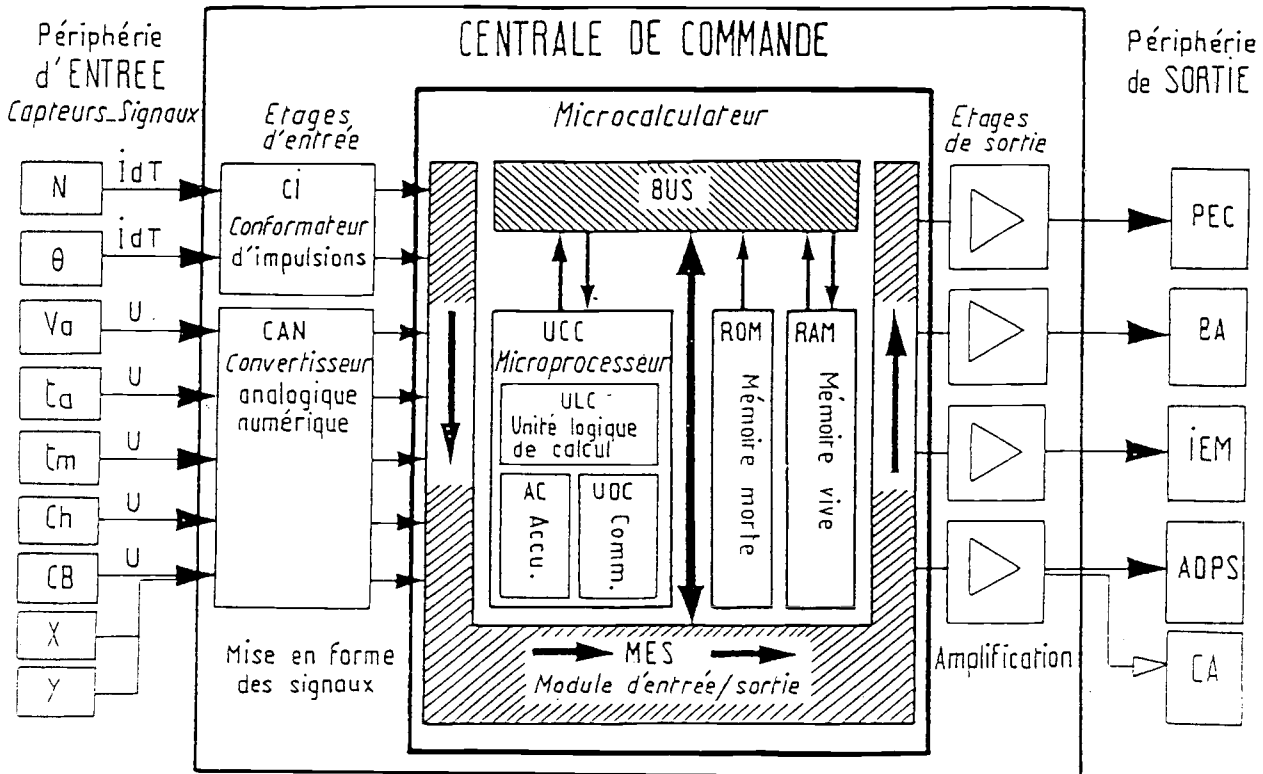


Figure 0.10 : Schéma de principe de la commande d'injection du moteur Diesel [9]

Cette étude, consiste en une contribution dans la mise au point et la simulation sur ordinateur des lois de commande agissant sur l'air et minimisant les excursions de la richesse autour d'une consigne optimale, L'actionneur de commande choisi est le turbocompresseur à géométrie variable. Une excellente connaissance préalable du groupe moteur s'avère indispensable afin de réaliser deux objectifs essentiels : simuler les sorties du moteur en fonction de son état et ses entrées, déduire une loi de commande minimisant sa pollution. Le plan de la thèse est divisé en cinq chapitres :

- Etude bibliographique,
- Présentation du banc d'essais
- Modélisation dynamique du groupe moteur suralimenté par un turbocompresseur à géométrie variable,
- Etude de l'influence de la géométrie variable sur la pollution et les performances du moteur : contribution sur l'optimisation et la commande de ses émissions et sa consommation.

CHAPITRE 01

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

1 - NOTION DE PROCESSUS

2 - DEFINITIONS RELATIVES AUX MODELES

2.1 Modèle de connaissance

2.2 Modèle de représentation

3 - ANALYSE DE LA NATURE DU MOTEUR

4 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE CONNAISSANCES

4.1 - Modèles quasi-stationnaires

4.2 - Méthode de vidange remplissage

4.3 - Méthodes acoustiques

4.4 - Méthode des caractéristiques

5 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE REPRESENTATION

5.1 - Fonction de transfert

5.2 - Espace d'état

5.3 - Modèle à état affine

5.4 - Présentation du modèle Narmax

5.5 - Méthode de représentation par zone

CONCLUSION

1 - NOTION DE PROCESSUS

Un processus est un système dynamique, c'est-à-dire un système évolutif pour lequel le temps joue un rôle fondamental. Dans le cas général (figure 1.1), un processus est un système traversé par des flux d'information, d'énergie et de matière tout en étant soumis à des perturbations aléatoires extérieures.

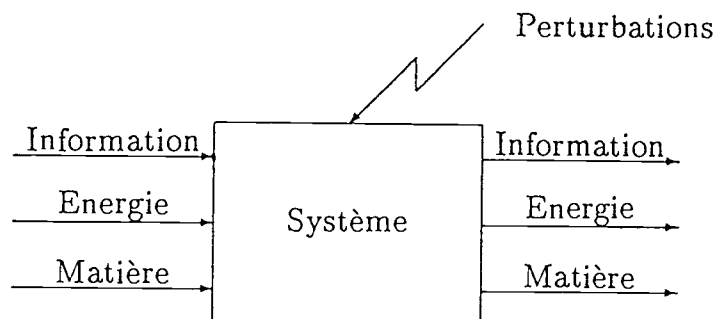


Figure 1.1 : Représentation générale d'un processus.

Du point de vue d'un observateur, un processus correspond à un système physique envisagé dans le cadre de l'évolution des échanges réalisés avec son environnement. Diverses variables peuvent être mises en évidence sur un processus :

- des **entrées de commande**, qui permettent d'agir sur l'évolution du processus ;
- des **entrées de perturbation**, en général non contrôlables par l'utilisateur et qui agissent également sur le processus ;
- des **sorties**, variables mesurables ou au moins détectables, qui caractérisent l'action du processus sur son environnement ;
- des **variables d'état**, variables internes du système, dont l'action sur l'environnement n'est pas nécessairement directement perceptible mais dont l'évolution régit celle du processus.

2 - DEFINITIONS RELATIVES AUX MODELE

Un modèle de procédé est un ensemble de relations mathématiques permettant de prédire certains aspects de son évolution. La qualité des modèles repose sur une analogie, plus ou moins étroite, entre le comportement des objets physiques et celui des êtres mathématiques.

Il existe plusieurs types de modèles, principalement les modèles de connaissance et les modèles de représentations ou de conduite.

2.1 Modèles de connaissance

Un modèle de connaissance est un modèle dont les caractéristiques et les équations ont été établies en faisant appel à des modèles plus généraux mettant en oeuvre les lois de la physique : température, pression, courant, accélération, force... Ils sont beaucoup plus riches de signification que les modèles de représentation définis ci-dessous et contiennent toutes les informations utiles sur le processus étudié. Par contre, ils sont en général difficiles à déterminer et de mise en oeuvre complexe.

Dans la modélisation du fonctionnement d'un procédé, on retrouve pratiquement toujours les mêmes opérations [18] : la construction du modèle, l'identification, la validation et l'utilisation.

La construction d'un modèle de procédé repose généralement sur des bilans de masse, d'énergie ou de force. L'écriture de ces bilans fait intervenir les lois de la physique. On utilise en particulier des lois de cinétique physique pour décrire toutes les opérations de transfert, et des lois de cinétique chimique quand il y a transformation de la matière. Le choix des hypothèses et l'écriture des équations de bilan requièrent une bonne compréhension du fonctionnement du procédé. Au terme de cette troisième étape, on dispose d'un modèle de connaissance. Habituellement, ce modèle contient des coefficients dont la valeur est soit incertaine, soit inconnue.

L'identification consiste à ajuster les paramètres inconnus du modèle de manière à ce que celui-ci décrive au mieux le fonctionnement du procédé. La pratique usuelle consiste à définir un critère d'écart (généralement de forme quadratique) entre les sorties du procédé et les prédictions du modèle. On ajuste ensuite les paramètres du modèle de manière à minimiser ce critère. En raison des hypothèses utilisées lors de l'établissement du modèle, celui-ci reste une représentation schématique de la réalité physique, et sa structure ne permet généralement pas une description très fine du procédé. L'ajustement des paramètres contribue à limiter les effets des approximations. Toutefois, cela se fait au détriment de la signification physique des paramètres identifiés : l'identification tente de rendre compte de la totalité des phénomènes en n'utilisant que les mécanismes explicitement pris en compte dans le modèle.

Au terme de l'étape précédente, on dispose d'un modèle dont les paramètres sont fixés. Il faut maintenant déterminer si le modèle obtenu est satisfaisant en comparant ses sorties à celles obtenues par expérience, c'est-à-dire s'il permet de décrire le fonctionnement du procédé avec une précision suffisante, pour toutes les variations des entrées auxquelles le procédé peut être soumis. C'est l'étape appelée validation. Deux raisons principales peuvent conduire à des conclusions négatives lors de la validation :

- l'identification est imparfaite ; il y a alors lieu de retourner à cette étape

- la structure du modèle de connaissance est trop sommaire pour représenter le fonctionnement du procédé dans tout le domaine d'utilisation. Il est alors possible de revenir sur les hypothèses qui régissent la modélisation, de manière à obtenir une description plus précise du procédé.

C'est enfin dans le cadre de l'utilisation du modèle que s'évaluent définitivement ses performances. Supposons, à titre d'exemple, que le modèle serve à déterminer les paramètres de réglage d'une boucle de régulation P.I.D.. On appréciera alors la qualité de la modélisation en comparant les prédictions du modèle aux réponses du procédé muni de sa régulation. Au terme de cette dernière étape, on peut être amené à revenir sur la modélisation pour améliorer les performances d'un modèle.

2.2 Modèle de représentation

La démarche présentée au paragraphe précédent n'est pas toujours la plus efficace pour obtenir un modèle traduisant l'évolution des sorties d'un procédé en réponse aux variations de ses entrées (variables de commande). En particulier, quand le procédé étudié est complexe, l'établissement d'un modèle de connaissance peut constituer une entreprise considérable, sans commune mesure avec les avantages que l'on retirera de ce modèle. On peut également aboutir à une situation dans laquelle le modèle de connaissance obtenu est d'une telle complexité qu'il n'est pas possible de l'utiliser dans le cadre de l'application pour laquelle il a été conçu.

Une démarche alternative consiste à utiliser un modèle de représentation, c'est-à-dire à choisir à priori la structure d'une expression mathématique liant les sorties et entrées d'un procédé. Ainsi, si l'on cherche à traduire l'évolution d'une sortie $y(t)$, en réponse aux variations d'une entrée $u(t)$, on choisira souvent une équation différentielle linéaire à coefficients constants de la forme :

$$a_n \cdot \frac{d^n y}{dt^n} + a_{n-1} \cdot \frac{d^{n-1} y}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \cdot \frac{dy}{dt} + y = b_m \cdot \frac{d^m u}{dt^m} + b_{m-1} \cdot \frac{d^{m-1} u}{dt^{m-1}} + \dots + b_1 \cdot \frac{du}{dt} + b_0 \cdot u + c \quad (1.1)$$

Cette relation étant éventuellement complétée par un retard pur. Si l'on précise l'ordre des dérivées les plus hautes que l'on considère, n et m , on a ainsi la structure d'un modèle faisant intervenir $n + m + 2$ paramètres indéterminés.

On peut obtenir une première estimation de la structure à adopter pour le modèle, en imposant à chaque entrée, à tour de rôle, une variation en échelon. Dans la mesure où les

sorties ne sont pas trop entachées de bruit, leurs réponses permettent d'apprécier l'ordre du modèle et la présence d'un retard pur. Cette technique suppose que l'on puisse maintenir pendant assez longtemps les entrées du procédé à une valeur constante ; ce qui n'est pas toujours possible. On peut également mener l'identification sur une série de modèles d'ordre croissant, et arrêter la procédure quand le passage à un ordre supérieur n'introduit aucune amélioration des performances du modèle.

Dans la pratique, ce type de modélisation donne de bons résultats quand le procédé évolue dans une domaine restreint autour d'un point de fonctionnement nominal (domaine de linéarité). Avec un retard pur et un modèle linéaire d'ordre faible (troisième ordre au maximum) on arrive à traduire la dynamique de procédés très complexes [18] (cimenteries, laminoirs, fours de séchage, colonne à distiller...).

Par contre ce type de modèle a généralement un domaine de validité limité ; il est nécessaire de recalculer ses paramètres quand on s'éloigne du point de fonctionnement initial. Une autre limitation de ce type de modèle est liée au fait qu'il ne renseigne pas sur l'état du procédé. Or quand les sorties du procédé sont mal choisies on peut avoir des sorties convenables et un état "catastrophique".

Notons que modèle de connaissance et modèle de représentation ne sont pas exclusifs. Dans le cas où le procédé étudié n'est pas disponible pour des essais, on peut utiliser un modèle de connaissance compliqué pour calculer des réponses aux diverses entrées, et construire sur ces réponses des modèles de représentation plus simples. On peut aussi compléter un modèle de connaissance par certains éléments de représentation comme un premier ordre et un retard pur.

Enfin, La détermination d'un modèle mathématique d'un processus nécessite en général diverses hypothèses simplificatrices afin de limiter sa complexité. Dans chaque application, il apparaît nécessaire de faire un compromis entre la finesse et la précision du modèle à mettre en oeuvre d'une part, et la limite de complexité admissible, compte tenu des objectifs fixés, d'autre part. Plusieurs types de modèles sont ainsi possible, l'Annexe 01 en fait un inventaire.

3 - NON LINEARITE DU MOTEUR :

La nature physique de l'ensemble des processus dont le moteur Diesel est le siège permettent de le qualifier comme un système dynamique, continu, déterministe, non linéaire et à paramètres séparés. Les causes majeures de non-linéarité du comportement d'un système sont [4]: la saturation, le seuil, le tout ou rien et l'hystérésis.

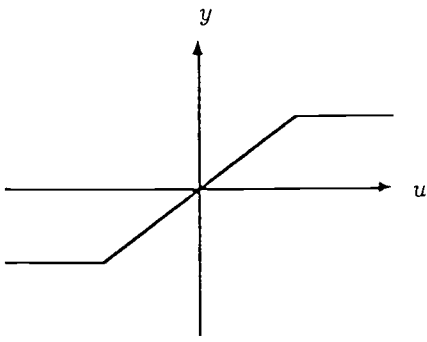


Figure 1.2 : Saturation

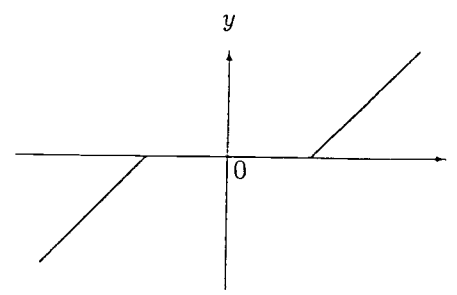
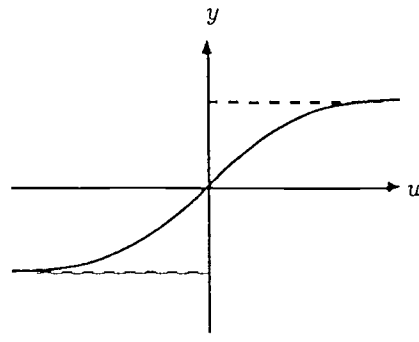


Figure 1.3 : Seuil

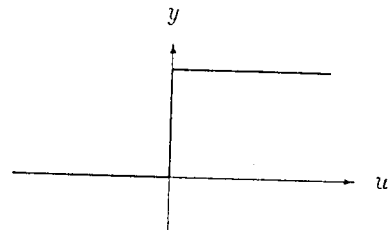
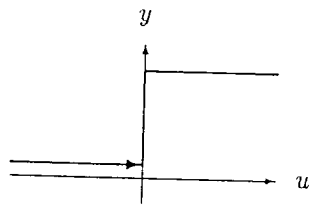


Figure 1.4 : Tout ou rien

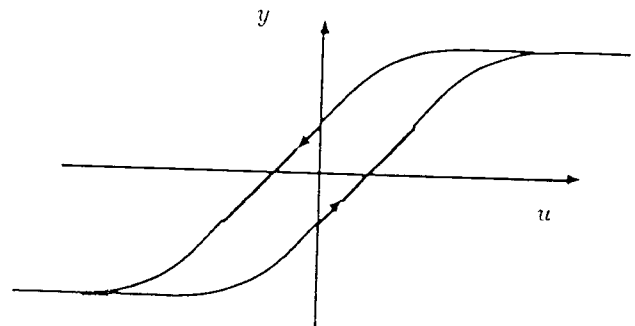
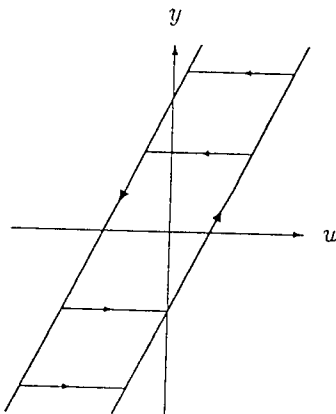


Figure 1.5 : Hystérisis

La saturation est une non-linéarité très fréquente correspondant aux limitations imposées aux variables dans la plupart des processus physiques (figure 1.2), le comportement restant linéaire dans une certaine plage d'évolution. Un exemple de saturation dans le moteur est la limitation, par le régulateur de la pompe d'injection, du débit du gazole une fois que le régime moteur atteint une certaine valeur limite.

Le seuil (figure 1.3) apparaît, par exemple dans le moteur, pour représenter le frottement solide du piston contre les parois de la chemise.

Un exemple de tout ou rien est illustré (figure 1.4) par les limites d'inflammation du mélange. Ainsi, si le rapport air/fuel est inférieur au rapport air/fuel stoechiométrique il n'y a pas de combustion

L'hystérésis est associée au sens d'évolution de la variable d'entrée (Figure 1.5) apparaît par exemple dans les phénomènes de jeu mécaniques (segments du piston, film d'huile du vilebrequin, ...).

En réalité, la combinaison entre ces diverses non-linéarités renforcent la non linéarité du système-moteur. (frottement du vilebrequin sur son axe associé au limitation de sa vitesse de rotation).

4 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE CONNAISSANCES :

Toutes les méthodes utilisent le même système d'équation. Elles se différencient par le degré de simplifications dans les hypothèses formulées, et peuvent être classés, selon Benson [2] en trois catégories :

- Modèles quasi-stationnaires
- Modèles de vidange et de remplissage
- Modèles d'action d'ondes, ondes acoustiques et ondes d'amplitude finie.

4.1 - Modèles quasi-stationnaires :

Le pionnier de cette approche a été Winterbone [132, 133], qui a proposé un modèle pour un moteur Diesel où la réponse transitoire du moteur est décrite par une suite d'états stationnaires mécaniques très rapprochés. Chaque état est défini par la stabilité et l'équilibre thermodynamique, gazodynamique et chimique de l'ensemble des processus liés au moteur. De tels modèles sont donc basés sur les caractéristiques statiques de tous les composants du moteur à savoir, le compresseur, la turbine, la pompe à injection et le moteur proprement dit,

ainsi que les lois de base de mécanique et de thermique. Cette approche ne constitue pas, d'une part, un succès total pour les moteurs à cause des effets inertiels thermiques et la complexité du phénomène de combustion. Elle dépend, d'autre part, d'un certain nombre des coefficients empiriques et nécessite, par la suite, un nombre assez élevé des essais expérimentaux. L'avantage des modèles quasi-stationnaires est qu'ils produisent les non linéarités statiques qui existent dans le moteur et évaluent l'amplitude des paramètres physiques tels que la température d'échappement, la richesse, ... obtenus durant le fonctionnement transitoire [115, 116]. Un autre avantage consiste au fait que le programme de simulation se compose principalement d'équations algébriques (représentant le débit d'air, la puissance, ...) avec peu d'équations différentielles. Ce qui permet à ce type de modèle de ne pas souffrir de problèmes de stabilité [116]. Ce concept peut se justifier dans le cas de moteurs à forte inertie (poids lourds par exemple).

4.2 - Méthode de vidange remplissage :

L'application de cette méthode, notamment utilisée par N. Watson [126, 127], est effectuée en constatant que les différents espaces impliqués (cylindres, collecteur) sont des systèmes ouverts. Ces espaces, toujours partiellement occupés par une masse instantanée de fluide sont simultanément le siège de transfert de fluide et d'énergie constamment modifié au cours de fonctionnement de l'ensemble propulsif. La liaison entre des espaces voisins et la cohérence des calculs est assurée par l'équation de continuité [36].

A chaque pas de calcul, on établit un bilan instantané de masse et d'énergie. On obtient les différents profils des paramètres caractéristiques (T , P , \dot{m} , ...) en fonction du temps. La stabilité des calculs est assurée par des tests d'arrêts du calcul itératif qui rendent compte du fonctionnement cyclique du système [36].

Le modèle obtenu exige moins de facteurs empiriques que les modèles précédents. Le résultat obtenu [127, 60] se ramène à huit équations différentielles non linéaires ordinaires du premier ordre, résolues par la méthode numérique de Runge-Kutta de quatrième ordre. Ici, les auteurs considèrent l'état instantané du moteur comme conventionnellement décrit par huit variables que sont : la température, la masse, la richesse, la position angulaire, la vitesse de rotation du vilebrequin, la vitesse de rotation du turbocompresseur et finalement la position et la vitesse (supposée linéaire) du cran de combustible. Le résultat obtenu se présente sous forme de " m " équations différentielles non linéaires ordinaires du premier ordre couplées :

$$\frac{dX_k}{d\theta} = f_k(X_1, X_2, X_3, \dots, X_m, \theta)$$

où : X_k : variable d'état, avec $X_k(\theta_0)$ comme condition initiale,

$$k = 1, \dots, m ; m = 3 n_b + 5,$$

n_b = nombre total de volumes.

Cette méthode néglige l'effet de l'alimentation pulsée de la turbine. Son caractère itératif nécessite un temps de calcul assez important.

4.3 - Méthodes acoustiques :

La première à avoir été utilisée, et qui est toujours très largement employée fut développée au début du siècle par Stewart. Elle suppose des perturbations de faible amplitude, d'influence négligeable sur l'état moyen, communiquant aux particules une vitesse faible comparée à la vitesse du son. Ces hypothèses simplificatrices permettent la linéarisation des équations et rendent possible leur intégration dans le cas des phénomènes périodiques [105].

Cette intégration conduit à la relation fondamentale exprimant la correspondance linéaire entre la pression acoustique Δp et la vitesse acoustique μ .

$$\Delta p = \rho \cdot c \cdot \mu$$

où ρ et c sont respectivement la masse volumique et la vitesse du son du milieu considéré.

La notion d'impédance, par analogie avec l'électricité, peut être introduite en acoustique. Elle est très utile, mais il faut veiller à l'utiliser sans masquer la nature des phénomènes. L'impédance acoustique en un point d'un milieu est définie comme le rapport en régime harmonique entre la pression acoustique et le débit acoustique. L'impédance est une grandeur qui dépend de la fréquence. En fonction des conditions à réaliser à l'admission et à l'échappement pour obtenir un bon remplissage ou une bonne vidange du cylindre, il est possible d'établir un certain nombre de règles simples à respecter [85].

Par exemple [111] à l'admission d'un moteur 4 cylindres 4 temps dont le mode de groupement est représenté figure 1.6, la condition favorable au remplissage consiste à réaliser un ventre de pression c'est-à-dire une impédance infinie aux soupapes pour la fréquence du groupement 4 cylindres égale à $N/30$, N étant le régime de rotation en tr/mn.

Il est donc possible de tracer une courbe donnant le régime d'accord théorique en fonction de la longueur de la pipe de queue. Pour le moteur 1080 cm³ considéré [111], une pipe de queue de 0,42 m de longueur conduit à un accord favorable à 3000 tr/mn.

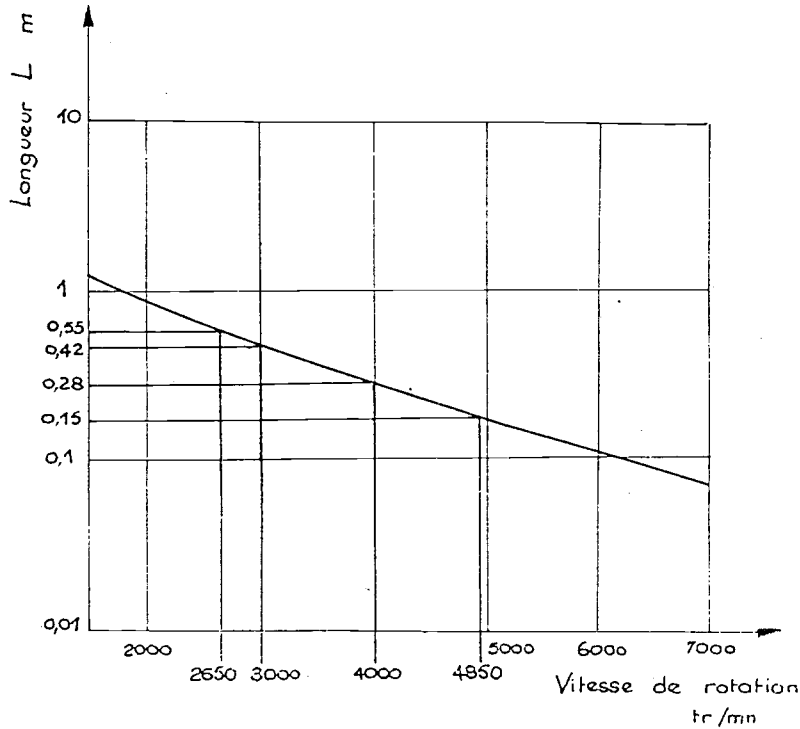


Figure 1.6 : Accord sur le fondamental d'admission

La figure 1.7 donne les courbes de couple obtenus avec ce moteur pour quatre longueurs différentes de la pipe de queue [111]. On peut constater que les maximums de la courbe du couple correspondent assez bien avec les régimes d'accord théoriques déterminés précédemment. Pour une pipe de queue de 0,42m on observe bien un maximum de couple aux environs de 3000 tr/mn.

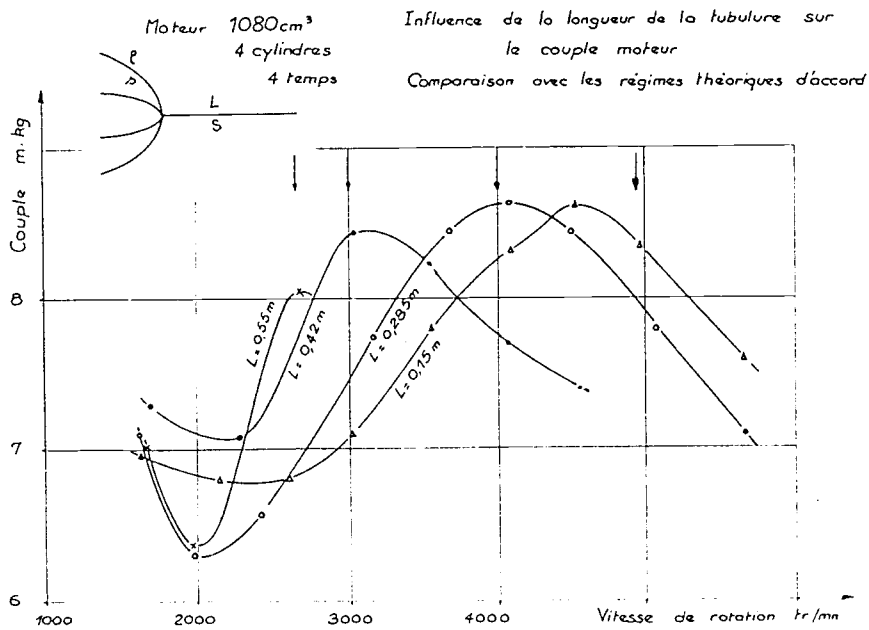


Figure 1.7 : Influence de la longueur de la tubulure sur le couple moteur

On s'aperçoit donc que par un calcul très simple et très rapide on peut déterminer avec une très bonne approximation les régimes d'accord en fonction des longueurs et des rapports de section des différents éléments de tubulure. En acoustique puisqu'on peut dissocier en chaque point l'onde incidente de l'onde réfléchie, il est possible de calculer l'atténuation entre deux sections d'un réseau. On peut étudier par ce moyen, sans avoir besoin de faire des calculs très longs, des systèmes relativement compliqués et obtenir l'allure de leur courbe d'atténuation en fonction de la fréquence.

Bien sûr, du fait même des hypothèses simplificatrices de départ ces méthodes ont des limites. Il faudrait n'avoir à traiter que des fluctuations de pression de l'ordre de 0,05 bar, or il est courant à l'échappement d'avoir des fluctuations supérieures à 1 bar. Il n'est donc pas surprenant d'observer expérimentalement des atténuations inférieures à celles que laisse prévoir la théorie. D'autre part on considère dans ce type de calcul un état moyen et en particulier une vitesse du son constante dans l'ensemble des tubulures. Ceci est parfaitement justifié à l'admission mais moins à l'échappement où les variations de température sont beaucoup plus importantes. Enfin le fait de ne pas faire intervenir la vitesse d'écoulement constitue une source d'erreur non négligeable surtout dans les moteurs rapides où les débits volumiques sont importants. C'est d'ailleurs la raison pour laquelle cette méthode ne permet pas de prédéterminer les sections.

En résumé que peut-on attendre de l'application de telles méthodes ? Essentiellement deux points [85, 105, 111] :

- la valeur des longueurs des divers éléments de tubulure à mettre en oeuvre ainsi que les rapports de section à respecter pour réaliser certaines conditions d'accord.
- une indication de l'atténuation en fonction de la fréquence d'un élément silencieux.

Dans bien des cas, malgré ses imperfections cette méthode est amplement suffisante pour résoudre beaucoup de problèmes.

4.4 - Méthode des caractéristiques :

Si on ne fait pas l'hypothèse simplificatrice de la faible variation des paramètres caractérisant l'état du gaz, le système d'équations n'est pas intégrable directement et nécessite une intégration pas à pas. Celle-ci peut s'effectuer par la méthode des caractéristiques.

Cela sert physiquement à étudier l'influence sur l'état du gaz des perturbations qui arrivent en certains points préalablement choisis des tubulures suivant des intervalles de temps compatibles avec les délais d'évolution des phénomènes, autrement dit fonction de la

vitesse du son dans le milieu considéré.

Son premier avantage, surtout quand on a eu l'occasion de faire une application graphique, est de comprendre effectivement le mécanisme des phénomènes qui se produisent dans une tubulure [55]. De plus elle permet d'obtenir avec précision les lois d'évolution de pression, de vitesse et de température en tout point des tubulures, en fonction du temps et en particulier aux extrémités où les phénomènes intéressent plus spécialement le motoriste. On peut citer à ce sujet des études de conception des collecteurs d'admission et d'échappement [66, 134] pour les moteurs alternatifs par cette méthode.

Côté soupape, à partir des lois de pression en amont de la soupape d'admission et en aval de la soupape d'échappement, de la loi de déplacement du piston et à condition bien sûr de connaître la section de passage effective aux soupapes en fonction de la levée on peut accéder au coefficient de remplissage réel. Il est très difficile, habituellement, de mesurer ce paramètre, puisqu'on ne sait mesurer et encore moyennant certaines précautions que le débit passant par les soupapes d'admission. Or dans les conditions de surbalayage ce dernier peut être de 15 à 20 % supérieur à la masse restant effectivement dans le cylindre en fin de phase d'admission [2].

Côté extrémité ouverte à l'atmosphère, à partir de la loi de vitesse en fonction du temps dans la section ouverte il est possible par une méthode acoustique simple de déterminer la contribution de l'admission et de l'échappement au niveau sonore en un point situé aux environs immédiats du moteur et ce avec une précision inférieure à 4 décibels [111].

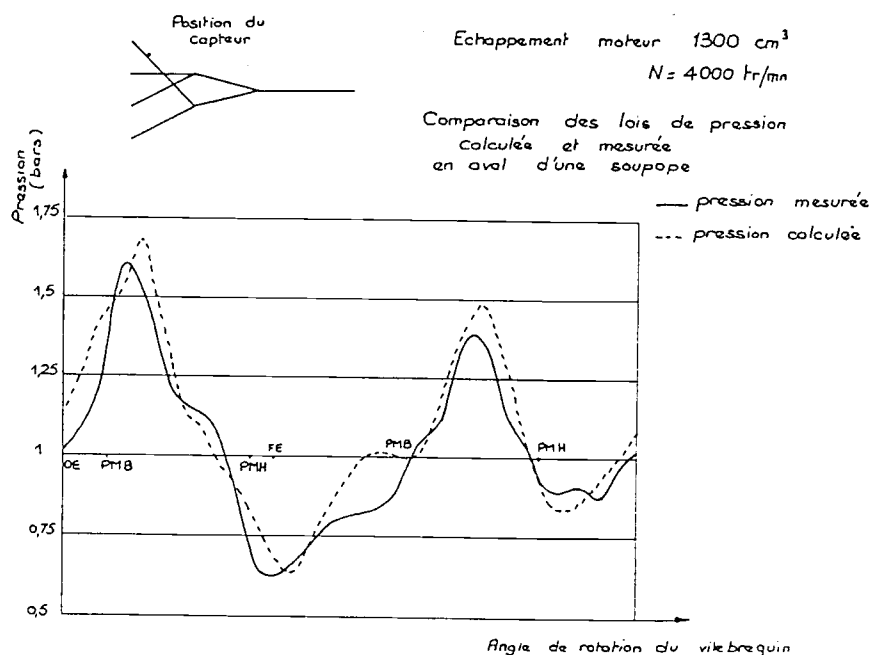


Figure 1.8 : Comparaison des lois de pression calculée et mesurée en aval d'une soupape

A titre d'exemple la figure 1.8 montre la comparaison entre la pression mesurée et calculée à 15 cm d'une soupape d'échappement d'un moteur 4 cylindres 4 temps, en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin [54]. On peut constater, sur ce diagramme, que les perturbations dans un échappement sont loin d'être de faible amplitude. Malgré cela la méthode des caractéristiques permet d'obtenir une correspondance correcte entre calcul et expérience aussi bien en amplitude qu'en phase.

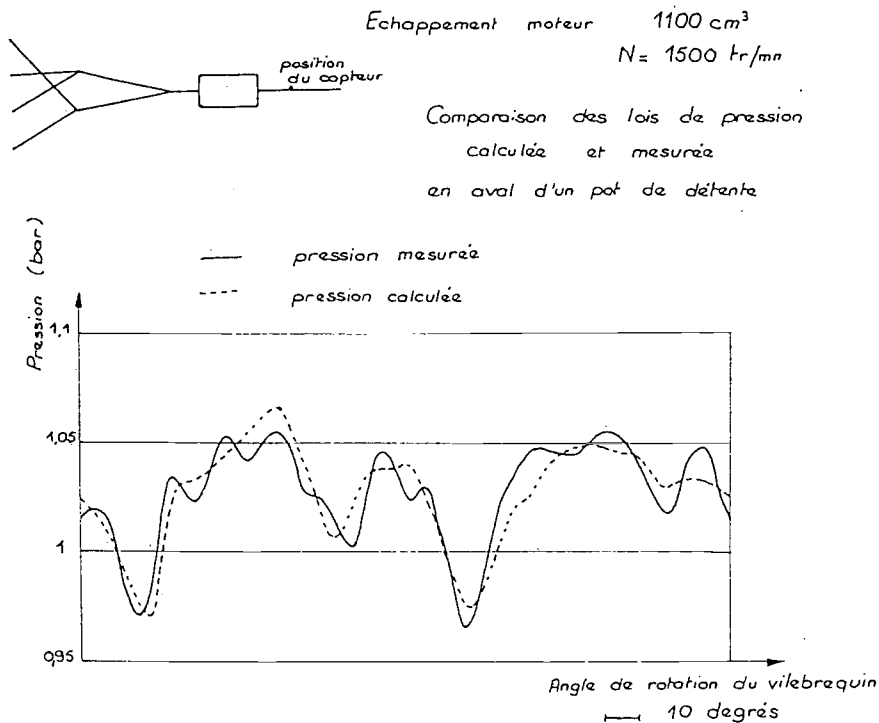


Figure 1.9 : Comparaison des lois de pression calculée et mesurée en aval d'un pot de détente

La figure 1.9 montre la comparaison entre la pression calculée et mesurée à l'échappement d'un moteur 4 cylindres 4 temps, dont le mode de groupement et le même que dans le cas précédent, en aval d'un pot de détente interposé sur la pipe de queue [54]. On s'aperçoit que, malgré l'hypothèse de l'écoulement par tranche plane appliquée à un système comportant des variations brutales de section de l'ordre de 15, les résultats obtenus sont encore cohérents [54].

En définitive, la méthode des caractéristiques est donc une méthode très puissante qui permet d'accéder avec précision à des paramètres qui intéressent le motoriste comme : le coefficient de remplissage réel ou la contribution au niveau sonore global des bruits de bouche d'admission et d'échappement ou les amplitudes des fluctuations de pression dans le tubulures en fonction de leur diamètre.

Mais la méthode des caractéristiques nécessite un programme de calcul beaucoup plus important que les méthodes acoustiques et la complexité de ce programme croît beaucoup en

fonction du nombre des singularités à traiter.

5 - BIBLIOGRAPHIE DES MODELES DE REPRESENTATION

Les modèles de représentation peuvent être classés en deux grandes catégories :

- les modèles linéarisés représentés de façon classique par des fonctions de transfert, ou un espace vectoriel d'état. Ces modèles locaux, bien que simple, ne sont valables que dans la zone voisine d'un point de fonctionnement.

- la présence d'une non-linéarité se traduit par une variation des paramètres du modèle linéaire dans la zone d'étude (modèle multizone) impliquant ainsi plusieurs modèles linéaires. Il peut y avoir un seul modèle non linéaire (modèle à Etat Affine ou modèle Narmax).

5.1 - Fonction de transfert :

Ce style de modèle a été généralement élaboré dans le but de réguler la vitesse de rotation du moteur Diesel autour d'une point de consigne [59]. La charge appliquée au moteur est constante. Le moteur est ainsi considéré comme un système linéaire mono-entrée mono-sortie. Les fonctions exprimées en variables de Laplace prennent généralement la forme [121] :

$$G(s) = \frac{a^3 \cdot s^3 + a^2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s + a_0}{s^6 + b_5 \cdot s^5 + b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s + b_0} \quad (1.2)$$

Un temps de retard peut être ajouté à ces fonctions de type $e^{-k \cdot s}$ exprimant le déphasage entre l'injection du carburant et la réponse du moteur [110].

5.2 - Espace d'état :

C'est un modèle de représentation basé sur le concept des données échantillonnées caractérisant des états successifs du système. Ce concept appliqué dans le cas d'un processus linéaire aboutit au système d'équations non-autonome suivant [70] :

$$x(k+1) = A \cdot x(k) + B \cdot u(k) \quad u(k) \in \mathfrak{R}^m \quad x(k) \in \mathfrak{R}^n \quad (1.3)$$

$$y(k) = C \cdot x(k) + D \cdot u(k) \quad y(k) \in \mathfrak{R}^p \quad (1.4)$$

où (1.3) représente l'équation d'état et (1.4) l'équation de sortie; x le vecteur d'état, u celui des entrées, y celui des sorties, m étant le nombre d'entrées, n la dimension du vecteur d'état, p le nombre de sorties, k correspond à l'instant d'échantillonnage et A , B , C , D sont les matrices d'évolution, d'application de la commande, d'observation et de transition directe, de

dimension respectives $(n \times n)$, $(n \times m)$, $(p \times n)$ et $(p \times m)$.

M. Garaudée [39] s'est intéressé à l'espace d'état pour modéliser le moteur. Sa modélisation a porté sur la forme canonique précédente avec $C = I = \text{Matrice unité}$; $D = 0 = \text{Matrice nulle}$. Cette forme dérive de l'hypothèse qu'il n'y a pas une influence directe de l'entrée sur la sortie, elle même égale au vecteur d'état. Le moteur est identifié comme un système à deux entrées (position du levier d'accélérateur La , et couple résistant C_m) d'où $m = 2$, et multi-sorties. Le modèle d'état est construit par superposition des modèles linéaires élémentaires correspondant aux excitations séparées de La et C_m . L'estimation des paramètres du modèle a été effectuée à l'aide de la méthode des moindres carrés. Le critère de validité de la linéarisation est basé sur l'écart mesure-modèle défini par l'expression.

$$Ecart = \frac{100}{p} \sum_{k=1}^m \frac{\sum_{i=1}^{np} [y_k(i) - y_{mk}(i)]^2}{\sum_{i=1}^{np} y_{mk}^2(i)} \quad (1.5)$$

où y_{mk} représente la valeur fournie par le modèle à l'instant (k) , y_k la valeur correspondante mesurée et np le nombre de points contenus dans le signal expérimental. et p le nombre de vecteur d'état. L'erreur sur les sorties entre les réponses indicielles du modèle et celles mesurées est de l'ordre de 3%. Cependant le modèle se révèle totalement inadapté pour des variations importantes des entrées. Ce modèle présente deux inconvénients majeurs pour une application automobile : il nécessite un grand nombre d'essai [39] et les matrices A et B ne sont pas constantes dans le domaine de fonctionnement du moteur.

5.3 - Modèle à état affine :

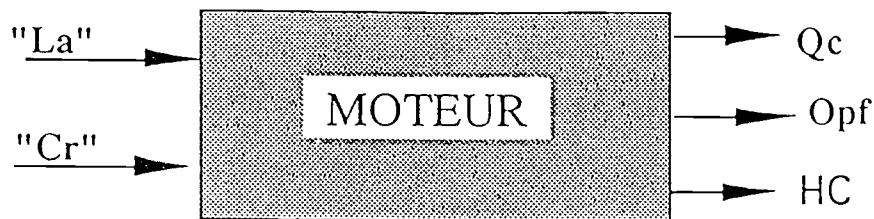


Figure 1.10 : Schéma fonctionnel retenu pour le modèle linéaire

Ce travail a été développé par notre équipe de recherche [97] dans le l'objectif de commander le moteur. Le schéma fonctionnel adopté pour le moteur est à deux entrées (La et C_m) et trois sorties (Débit d'air \dot{m}_a , Opacité des fumées Opf et hydrocarbures imbrûlés HC), (figure 1.10). Le modèle linéaire valable autour d'un point de fonctionnement s'écrit :

$$x(k+1) = A \cdot x(k) + B_1 \cdot La(k) + B_2 \cdot C_m(k) \quad (1.6)$$

$$y(k) = C \cdot x(k) \quad (1.7)$$

Pour des variations importantes de La et C_m , le critère de linéarité, équation (1.5) n'est plus satisfait et le modèle (1.6-1.7) devient insuffisant. Il faut donc rechercher un modèle plus général capable de traduire le comportement non linéaire du moteur. En conservant les notations précédentes, on peut considérer la généralisation du modèle (1.6-1.7) par les systèmes bilinéaires en temps discrets, décrits par :

$$x(k+1) = A_0 \cdot x(k) + \sum_{i=1}^m A_i \cdot u_i(k) \cdot x(k) \quad (1.8)$$

$$y(k) = C \cdot x(k) \quad (1.9)$$

Ces systèmes introduits en temps continu par Sontag en 1979 [118], ont été étendus aux cas discrets par Fliess et Nomand-Cyrot [67] qui ont démontré dès 1980 que les systèmes à état-affine peuvent approcher n'importe quel système discret non linéaire.

Dans notre application, si la matrice C (équation 1.7) reste inchangée à cause de la forme canonique d'observateur adopté, les paramètres définissant la matrice A et les vecteurs colonnes B_i dépendent alors de La et C_m . Comme on ignore leur loi de variation, on postule qu'elle est décrite par une forme polynomiale en fonction des entrées La et C_m : C'est la théorie des systèmes à état-affine polynomiaux. Cette théorie implique les deux hypothèses suivantes. D'une part la sortie à l'instant k du système considéré, dépend continûment des entrées aux instants précédents $0, \dots, k$ et toutes les non linéarités du type saturation brusque, seuil, hystérésis à cycle rectangulaire sont exclues. D'autre part, afin d'éviter que la rapidité du transitoire des variables La et C_m , entraîne des écarts modèle-expérience inadmissibles, nous supposons que la variation d'une excitation par rapport à l'autre (ici C_m par rapport La ou inversement) est lente.

Le modèle recherché doit contenir le modèle linéaire (1.6-1.7), c'est à dire avoir le même comportement entrée-sortie autour d'un quelconque point de fonctionnement. Pour cela, l'état $x(k)$ du moteur est augmenté d'un constant égal à 1 [40] : $x^*(k) = \begin{bmatrix} x(k) \\ 1 \end{bmatrix}$. Ainsi, les systèmes à état-affine sont des extensions à entrées polynomiales des systèmes bilinéaires (1.8-1.9). Ceci se traduit dans notre application par le schéma de la figure 1.11.

Dans ces conditions, la représentation d'état de dimension finie des systèmes à état affine s'écrit :

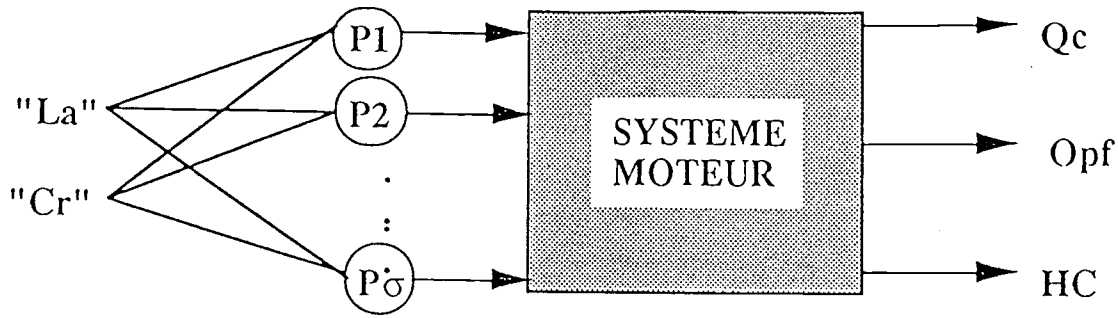


Figure 1.11 : Système à état affine ou bilinéaire à entrées polynomiales

$$x^*(k+1) = \left[A_0 + \sum_{i=1}^{\sigma_1} P_i \cdot [La(k), C_m(k)] \cdot A_i + \sum_{j=0}^{\sigma_2} P_j \cdot [La(k), C_m(k)] \cdot B_j \right] \cdot x^*(k) \quad (1.10)$$

$$y(k) = C \cdot x^*(k) \quad (1.11)$$

où P_i sont des monômes fonctions des variables La et C_m prises à l'instant k et σ_1 et σ_2 sont les ordres du développement. Les matrices A_i et B_j sont donc de dimensions respectives $(n+1) \times (n+1)$ et $(n+1) \times m$. En pratique, on considère que $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$.

Le modèle à état-affine est obtenu d'après les données correspondantes aux 12 points de fonctionnement linéaire. Pour déterminer les matrices A_i et B_j du modèle (1.10-1.11), on a procédé à 12 identifications linéaires locales. On obtient ainsi 12 ensembles de valeurs pour les matrices A , B_1 et B_2 (1.6-1.7). On utilise ensuite une régression multilinéaire jusqu'à l'ordre σ sur chacun des éléments des matrices A_i et B_j . Comme on ne connaît pas a priori l'ordre du développement désiré, on a utilisé comme critère de précision, le coefficient de corrélation multiple [44] pour arrêter les itérations d'où la représentation d'état suivante :

$$x^*(k+1) = \left[\sum_{i=0}^{\sigma} C_r^i(k) \cdot \sum_{j=0}^{\sigma} a_{ij} \cdot La^j(k) + \sum_{i=0}^{\sigma} C_r^i(k) \cdot La(k) \sum_{j=0}^{\sigma} b_{ij} \cdot La^j(k) \right] \quad (1.12)$$

$$y(k) = C \cdot x^*(k) \quad (1.13)$$

La figure 1.12 présente un exemple type de comparaison entre la réponse indicielle expérimentale et celle du modèle à état-affine. L'écart relatif maximum exprimé selon le critère (1.5) n'a guère excédé 10 % pour des variations de La très importantes (55 %). On observe une capacité prédictive intéressante de ce modèle et ce dans une large zone de fonctionnement du moteur et pour des échelons notables en entrée.

La méthode utilisée, malgré des calculs lourds, montre que le moteur peut-être représenté correctement par un système à état-affine. Cependant, trois limitations particulières doivent être notées [40]:

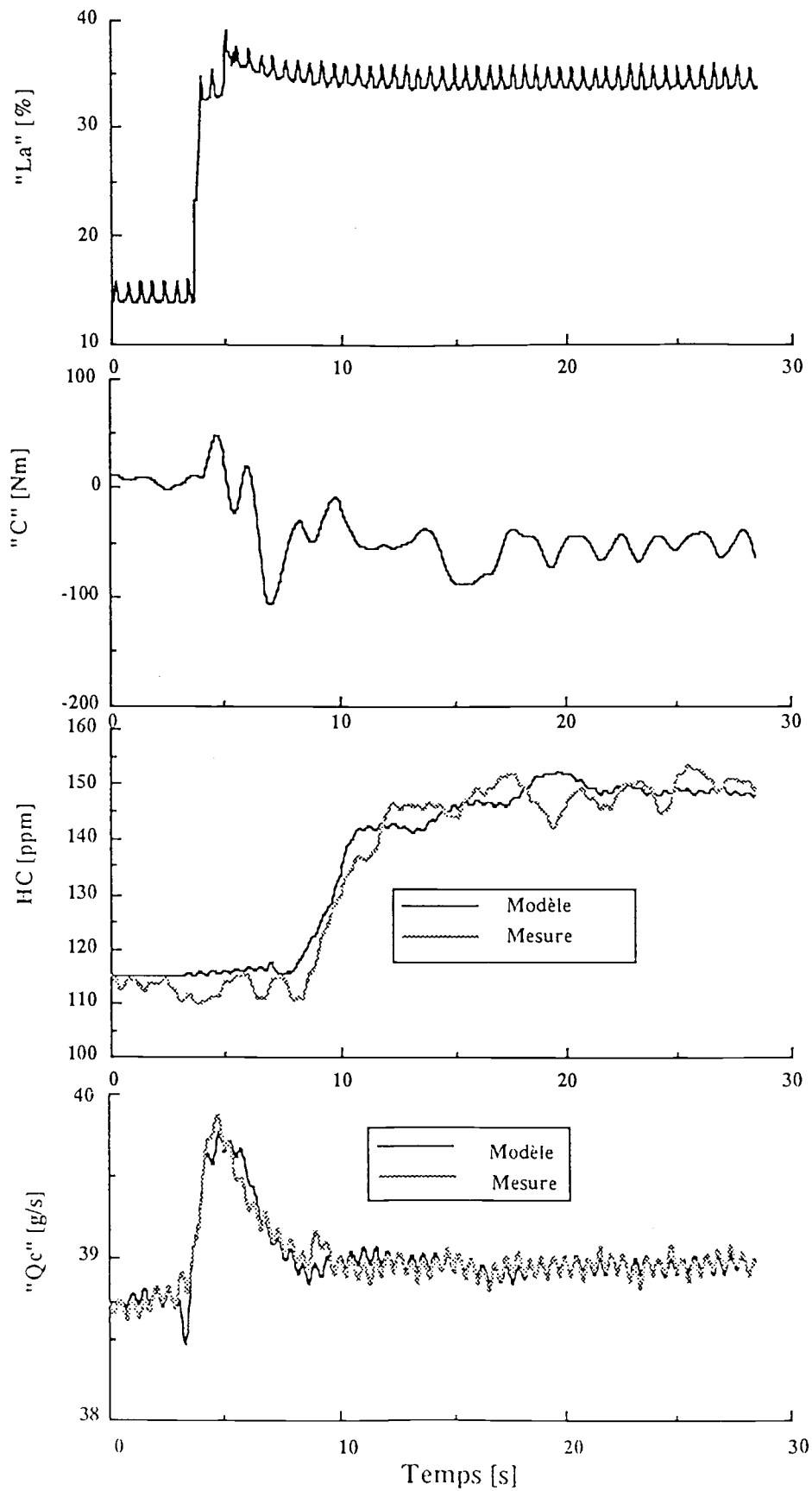


Figure 1.12 : Simulation des sorties HC et \dot{m}_a par le modèle à état affine

- 1) - cette méthode demande un grand nombre d'expériences si l'on veut s'assurer d'une précision suffisante,
- 2) - elle privilégie les points autour desquels on réalise les identifications linéaires,
- 3) - la rapidité des transitoires simultanés sur les variables La et C_m peut causer des écarts inadmissibles. Aussi cette méthode semble mieux adaptée au cas de moteurs à forte inertie mécanique, donc à variation lente de C_m , par exemple les moteurs Diesel d'une puissance supérieure à 1 Mw.

5.4 - Présentation du modèle Narmax :

C'est aussi un travail accompli par notre groupe de modélisation du groupe moteur afin de réaliser sa commande [98]. Avec ce type de modèle on peut approcher la non linéarité du moteur à l'aide de simples fonctions polynomiales [118]. Le modèle s'écrit :

$$y(t) = F(y(t-1), \dots, y(t-ny), u(t-1), \dots, u(t-nu), \dots, e(t-1), \dots, e(t-ne)) + e(t) \quad (1.14)$$

où : $u(t)$, $y(t)$ et $e(t)$ représentent respectivement la variable d'entrée, la variable de sortie et une séquence de bruit blanc supposée non corrélée, de moyenne nulle et de variance finie. La fonction F est non linéaire par rapport aux entrées-sorties et aux écarts prédits, ces variables étant prises aux instants passés jusqu'à leur ordre respectifs nu , ny et ne . L'extension au cas multivariable et les conditions d'existence de tels modèles sont définies rigoureusement au plan mathématique dans [96].

Le modèle NARMAX nécessite cependant une procédure d'identification efficace afin d'en extraire une structure simple, car la dimension du modèle peut rapidement croître, conduisant à un modèle ayant peu d'intérêt pratique. On constate sur l'équation (1.14) que ce modèle possède une infinité de structures équivalentes. En effet, en remplaçant $y(t-1)$ par le modèle F , un autre modèle différent de (1.14) peut-être obtenu comme suit :

$$y(t) = F^*(y(t-2), \dots, y(t-ny-1), u(t-1), \dots, u(t-nu-1), \dots, e(t-1), \dots, e(t-ne-1)) + e(t)$$

La forme de $y(t)$ résulte de deux considérations. D'une part les grandeurs La et C_m sont indépendantes. D'autre part, par suite de l'additivité des déplacements induits par La et C_m sur la position de crémaillère et donc sur le débit de gazole, on admet que ces variables se combinent encore linéairement durant l'étape transitoire. Cette hypothèse a été vérifiée dans [38]. Les grandeurs La et C_m sont donc séparables dans le modèle (1.14) d'où la forme :

$$y(t) = F1(y(t-1), \dots, y(t-ny1), La(t-1), \dots, La(t-nu1), \dots, e(t-1), \dots, e(t-ne1)) \\ + F2(y(t-1), \dots, y(t-ny2), \dots, C_m(t-1), \dots, C_m(t-nu2), \dots, e(t-1), \dots, e(t-ne2)) + e(t) \quad (1.16)$$

Les fonctions $F1$ et $F2$ caractérisent les non linéarités du modèle recherché, respectivement en La et C_m . Elles peuvent prendre plusieurs formes mathématiques. Dans le but de garder une certaine simplicité à ce modèle, nous avons choisi de simples monômes de degré maximal égal à deux. On aboutit à un modèle relatif aux variables liées à la pollution de structure explicite :

$$y_k(t) = \sum_{i=1}^2 \{ a_i y_k(t-i) + \sum_{j=1}^2 [(b_{1j} u_i(t-j))^2 + (b_{2j} u_i(t-j-1))^2] y_k(t) \\ + (b_{3j} u_i(t-j-1))^2 + (b_{4j} u_i(t-j-2))^2] y_k(t) \\ + (c_{1j} e_i(t-j-1))^2 + (c_{2j} e_i(t-j-2))^2] y_k(t) \} \quad (1.17)$$

avec : y_k : sortie, $k = 1$ --- sortie HC, $k = 2$ --- sortie Opacité des fumées ,

u_i : entrée, $i = 1$ --- entrée La , $i = 2$ --- entrée C_m , et a_i, b_{nij}, c_{nj} : coefficients du modèle.

Par rapport à l'équation (1.14), on remarque que dans le modèle (1.17) on a : $ny1 = ny2 = 2, nu1 = nu2 = ne1 = ne2 = 4$, ce qui lui confère une certaine simplicité. Ce modèle contient le modèle linéaire local instationnaire et le modèle non linéaire stationnaire.

5.5 - Méthode de représentation par zone :

L'espace de fonctionnement du moteur est partagé en plusieurs zones judicieusement choisies. Chaque zone est décrite par un modèle linéaire (fonction de transfert ou espace vectoriel d'état) dont les paramètres varient en fonction de la zone de fonctionnement. Les modèles statiques sont obtenus grâce à des cartographies expérimentales du moteur [74].

Un exemple de cette méthode concerne les émissions des polluants [34] dont les modèles adoptés sont de type polynomiales. Leur structure générale est de la forme :

$$Polluant_{zonei}(La, C_m) = \sum_{j=0}^n \{ A_{ij}(C_m) \cdot La^j \} \quad (1.18)$$

avec

$$A_{ij}(C_m) = \sum_{k=0}^m \{ B_{ijk} \cdot C^k \} \quad (1.19)$$

La répartition des zones est fonction de l'allure de la courbe de pollution en fonction des entrées. A la frontière de zone, les modèles de deux zones contiguës correspondantes doivent fournir la même valeur.

La figure 1.13 représente, à titre d'exemple, la cartographie des hydrocarbures HC. Cette carte est subdivisée en deux zones de fonctionnement caractérisées par l'allure des pentes : zone de variation importante de la concentration volumique de HC en fonction de La (I), le taux de variation étant sensiblement constant et zone de faible variation de cette concentration, le taux de variation évolue linéairement (II). Ces deux zones sont présentées sur la figure 1.14 dans le plan de fonctionnement du moteur.

Le modèle des HC, dans chaque zone, est selon [34] un polynôme de troisième degré en La , Les A_{ij} sont aussi des polynômes en troisième degré.

CONCLUSION

Le choix du modèle "optimum" diffère considérablement en fonction de l'objectif. Nous nous intéressons ici à la modélisation en temps réel du moteur Diesel suralimenté par turbocompresseur à géométrie variable. Nous avons vu que le moteur est un processus hautement non linéaires et contenant plusieurs combinaisons des non linéarités . Le choix d'un modèle linéaire (fonction de transfert, espace d'état vectoriel) peut conduire donc à des résultats aberrants.

Parmi les modèles non linéaires, un large choix est proposé par cette étude bibliographique. Chacun présente, en fonction des objectifs définies, des avantages et des inconvénients. Le modèle acoustique conduit suite aux simplifications apportées à un système d'équations aux dérivées partielles intégrables analytiquement mais d'une utilisation limitée aux conduites d'admission. La méthode des caractéristiques reproduit bien le comportement global du moteur, elle est largement utilisée pour la conception des collecteurs des moteurs alternatifs, mais, son temps de calcul reste important. La méthode de "vidange et de remplissage" néglige l'effet de l'alimentation pulsée de la turbine, son caractère itératif nécessite un temps de calcul considérable.

Les modèle de représentation ne présentent pas un problème de temps de calcul. Néanmoins, ces méthodes appliquées sur des processus possédant des variables dynamiques très séparées (variables lentes et d'autres rapides) nécessitent un grand nombre d'essais

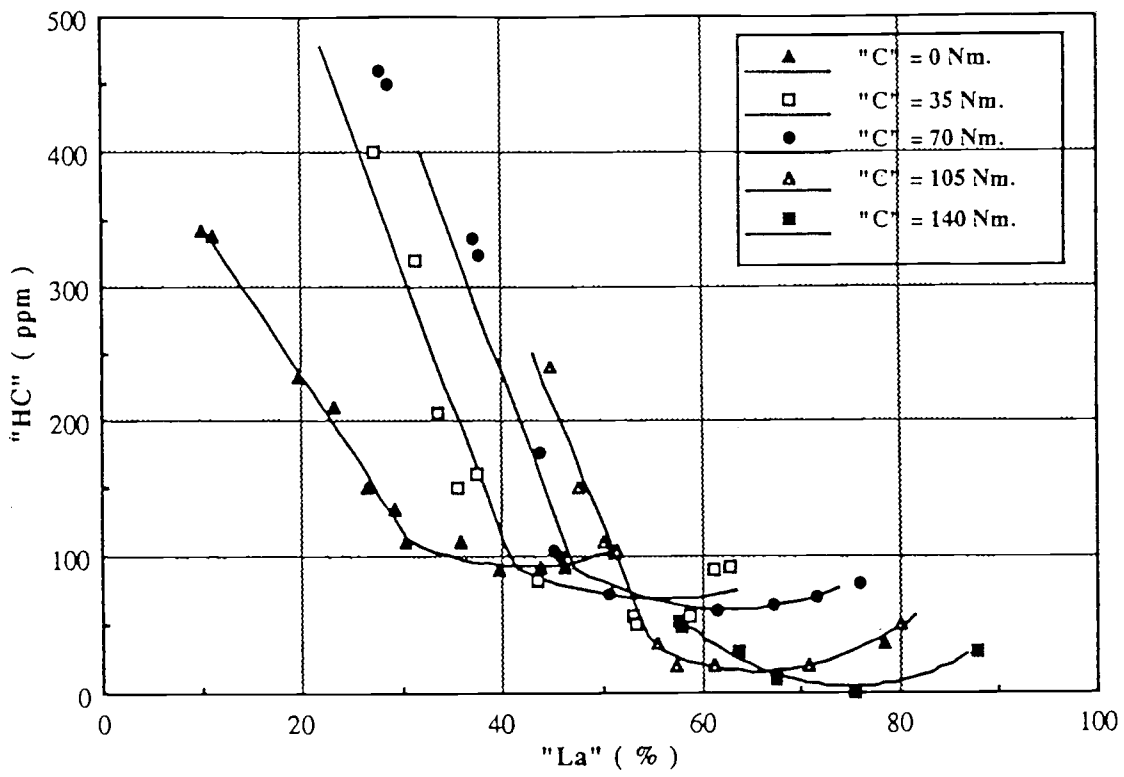


Figure 1.13 : Cartographie expérimentale de HC en régime stationnaire

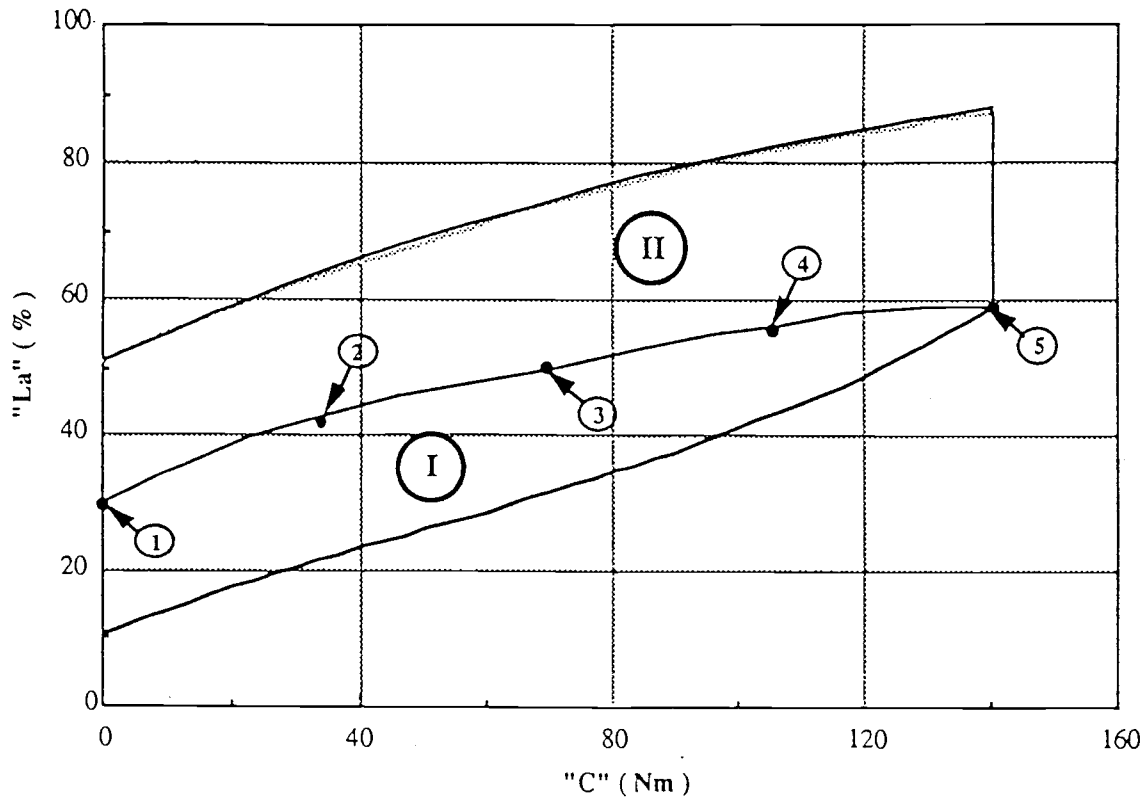


Figure 1.14 : Répartition des zones de HC dans le plan La et C_m

expérimentaux, leur précision reste toujours fonction de ce nombre d'expériences ainsi que des points privilégiés par ces expériences. L'absence de l'information physique que peut fournir un modèle de connaissance reste dangereux pour ces méthodes surtout lorsque les facteurs influant sur le processus sont multiples tel que le cas de la pollution dans les moteurs Diesel.

La détermination d'un modèle mathématique pour le moteur nécessite donc diverses hypothèses simplificatrices afin de limiter sa complexité tout en gardant le maximum possible de la précision nécessaire aux objectifs fixés. Nous allons essayer donc d'élaborer un modèle de connaissance, compromis entre la simplicité et la précision, simulant le comportement stationnaire et dynamique du moteur. Cette étude est réalisée au niveau du chapitre 03.

CHAPITRE 02

DESCRIPTION DU MOTEUR ET DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

1 - LE BANC D'ESSAI ET LE MOTEUR

2 - MESURE DES GRANDEURS MECANIQUES ET THERMIQUES

2.1 - Mesure du couple et de la vitesse moyenne du moteur

2.2 - Mesure du couple et de la vitesse instantanée du moteur

2.3 - Mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur

2.4 - Mesure de la position du cran de combustible

2.5 - Position du point mort haut (PMH)

2.6 - Mesure de la température

2.7 - Mesure de la pression

2.8 - Mesure de la pression dans la chambre de combustion

2.9 - Mesure du débit d'air

2.10 - Mesure du débit de gazole

3 - MESURE DES EMISSIONS DE POLLUANTS DANS LES GAZ D'ECHAPPEMENT

3.1 - Mesure des hydrocarbures imbrûlés totaux HC

3.2 - Mesure des oxydes d'azote NO, NO_x

3.3 - Mesure des oxydes de carbone CO, CO₂

3.4 - Mesure des fumées

3.5 - Mesure des particules

4 - ANALYSE DYNAMIQUE DES APPAREILS DE MESURE DE POLLUANTS

1 - LE BANC D'ESSAI ET LE MOTEUR :

Nos expériences ont été effectuées sur le moteur Diesel 620*45. C'est un moteur à injection directe équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable. A cet effet, un banc d'essai a été réalisé. Il comprend le moteur accouplé à un frein, des chaînes de mesure des paramètres moteur, une chaîne de mesure de polluants et un système d'acquisition rapide des données. L'installation est équipée d'une instrumentation permettant d'assurer : la sécurité de fonctionnement du banc d'essai, les mesures en régime stationnaire et les mesures en régime transitoire.

Sur la figure 2.1 est présenté le schéma synoptique du banc d'essais. Les repères des plans de mesures y sont reportés.

Les caractéristiques du moteur sont reportées dans le tableau 2.1. Les essais sont effectués à une température d'eau de refroidissement réglée à 85° C et une température de gazole réglée à 40° C.

Moteur Diesel 4 temps à injection directe			
6 cylindres en ligne			
Alésage (mm) = 120			
Course (mm) = 145			
Cylindrée (cm ³) = 9839,5			
Rapport volumétrique de compression = 17			
Puissance max. (kW ISO)	=	260	à la vitesse de rotation (tr/min) = 2400
Couple max. (m.daN ISO)	=	158	à la vitesse de rotation (tr/min) = 1200
Pression relative de suralimentation (bar) = 2			
Turbocompresseur	=	SCHWITZER type S2BV / 83.33 BHZM1	
Pompe d'injection	=	BOSCH type P.7100	

Tableau 2.1 : Caractéristiques du moteur utilisé pour les essais.

Le moteur est expérimenté dans une cellule qui assure plusieurs fonctions : la fonction échappement, la fonction ventilation, l'alimentation du banc en eau, l'alimentation du moteur en eau, l'alimentation du moteur en gazole et la fonction sécurité du banc. Le moteur est complètement instrumenté et tous les signaux sont enregistrés sur un ordinateur grâce à une carte d'acquisition.

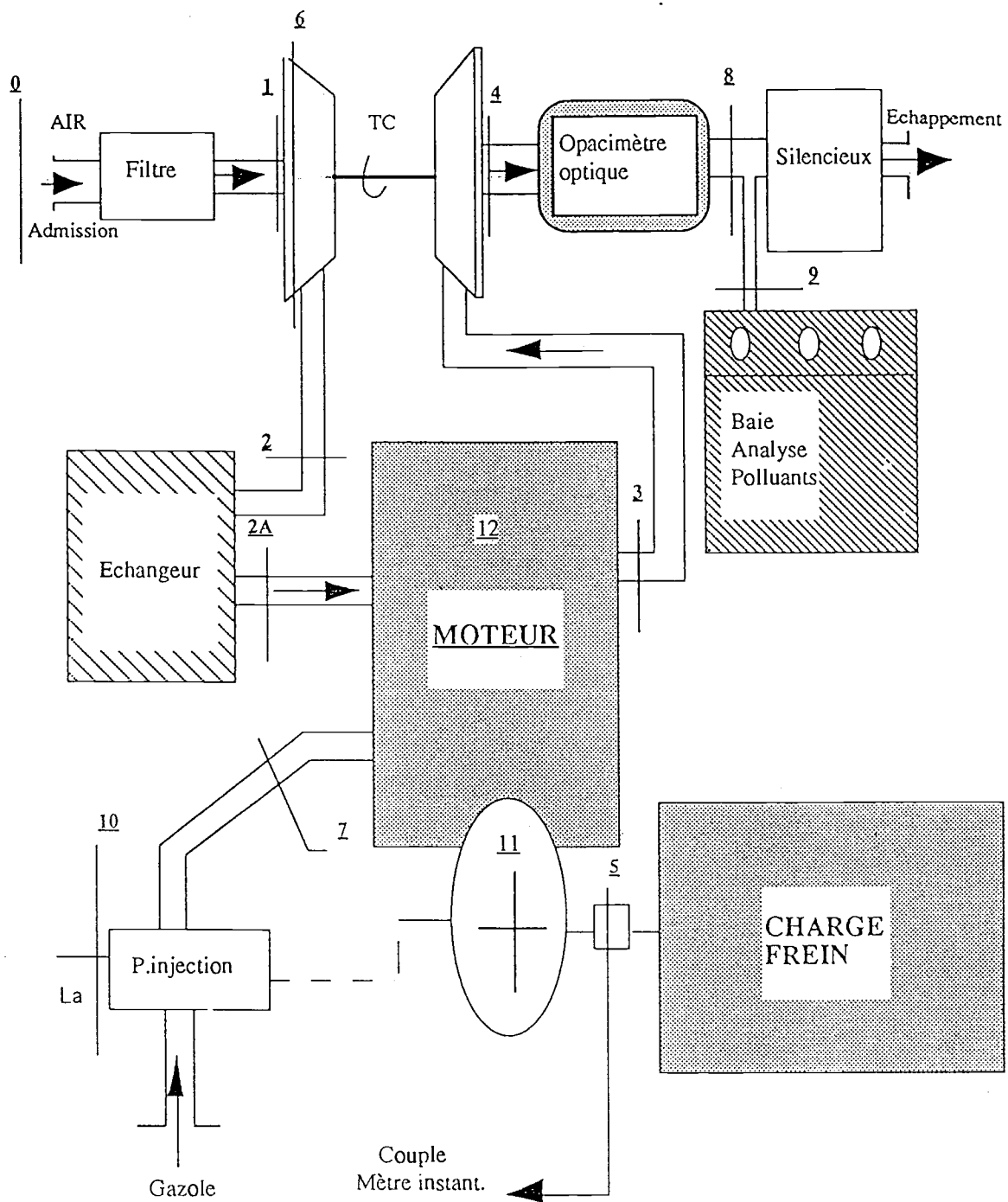


Figure 2.1 : Schéma synoptique du banc d'essai

2 - MESURE DES GRANDEURS MECANIQUES ET THERMIQUES :

2.1 - Mesure du couple et de la vitesse moyenne du moteur :

Le couple effectif moyen du moteur est mesuré sur l'arbre, grâce à un frein W450 à courants de Foucault de construction SCHENCK, relié au moteur par un arbre télescopique sur lequel est interposé un couplemètre instantané. Le bras du frein est relié à un peson électrique du type U2A de charge dynamique 1,6 t. La vitesse de rotation est obtenue à l'aide d'un capteur photoélectrique.

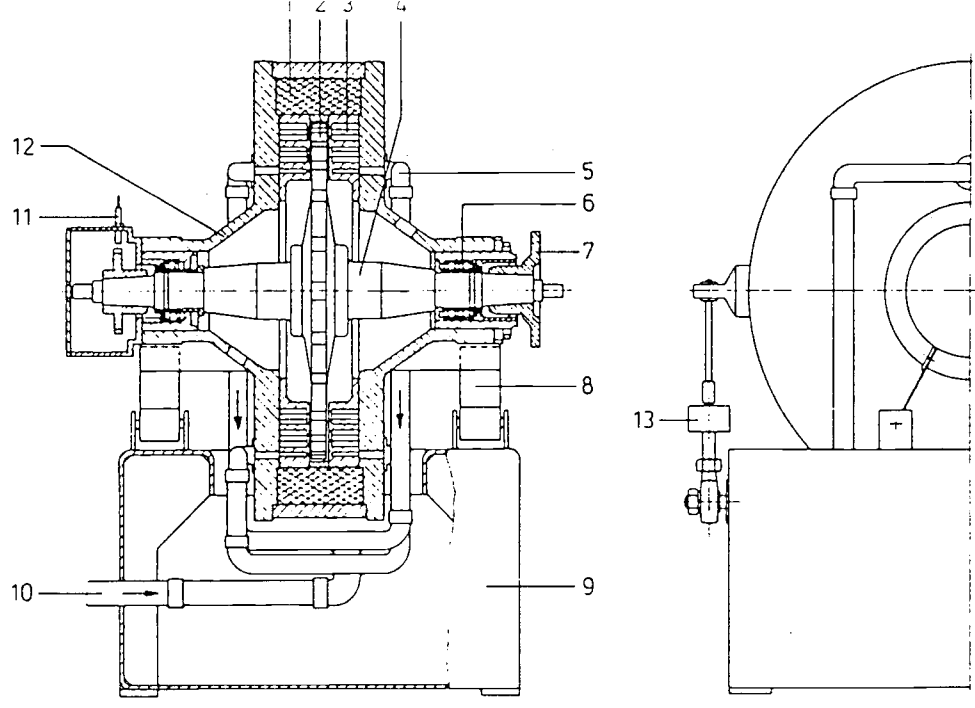
La figure 2.2 montre schématiquement la composition d'un frein à courants de Foucault : un arbre porte un ou plusieurs disques crénelés, lesquels tournent dans l'entrefer du stator à l'intérieur duquel se trouvent des chambres pour la circulation de l'eau de refroidissement ainsi que la bobine d'excitation. Le stator est monté oscillant sur le bâti par l'intermédiaire de roulements ou de ressorts à lames. La réaction au couple du moteur est transmise au bâti par l'intermédiaire du système de mesure du couple.

Le principe de fonctionnement est le suivant : un courant continu parcourt la bobine d'excitation créant ainsi un champ magnétique et, lorsque le disque crénelé est en rotation, il y a création de courants de Foucault générant un couple antagoniste. La régulation du frein est réalisée en agissant sur le courant continu traversant la bobine d'excitation. Le domaine d'utilisation du frein à courants de Foucault est représenté sur la figure 2.3.

Le coffret de commande de l'excitation (série : LSG 2010) permet, grâce à son électronique moderne, de larges possibilités dans la commande du moteur : Commande à régime constant, commande à couple constant et commande selon une relation polynomiale : $C_m = a \cdot N^2$.

2.2 - Mesure du couple et de la vitesse instantanée du moteur :

Le couple instantané sur l'arbre du moteur est mesuré grâce à un couplemètre instantané de construction VIBRO-METER, type TG-BPM 1. Ce dernier est relié au moteur d'une part, et au frein à courant de Foucault d'autre part, par des arbres télescopiques munis de deux accouplements. Cet appareil mesure la déformation angulaire due au couple appliqué. Cette déformation se traduit par le déplacement des noyaux de capteurs inductifs, qui en montage différentiel, transforment le déplacement en variation d'amplitude d'un signal modulé. Après une mise en forme électronique interne, l'appareil délivre une tension en volts, proportionnel à la valeur du couple. Ce couplemètre réalise en même temps la mesure de la vitesse de rotation



- | | | | |
|---|----------------------------|----|--------------------------------|
| 1 | Bobine d'excitation | 8 | Suspension du corps pendulaire |
| 2 | Roue polaire | 9 | Cadre |
| 3 | Chambre de refroidissement | 10 | Arrivée d'eau |
| 4 | Demi-arbre de rotor | 11 | Capteur de vitesse |
| 5 | Sortie d'eau avec | 12 | Corps pendulaire |
| 6 | Roulements d'arbre | 13 | Peson électrique |
| 7 | Bride d'accouplement | | |

Figure 2.2 : Coupe frontale d'un frein à courant de Foucault

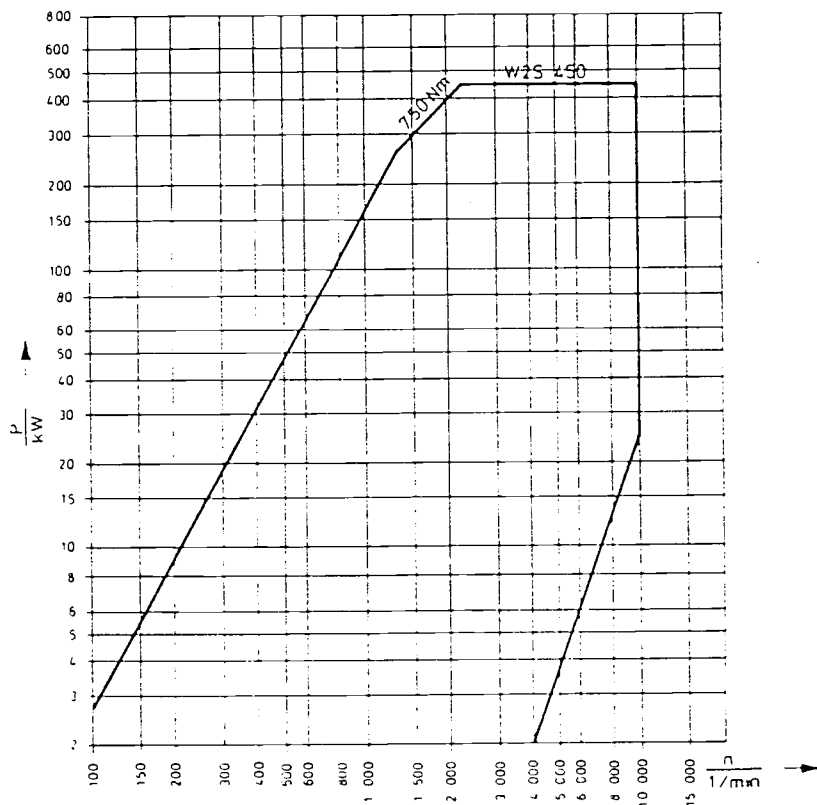


Figure 2.3 : Domaine d'utilisation d'un frein à courant de Foucault

instantanée à l'aide d'une roue réflective de 60 dents et d'un capteur de proximité qui utilise le principe de la conversion photoélectrique. Ses principales caractéristiques sont : domaine de fréquence de 0 à 25 KHz, temps de réponse de 300 μ s.

2.3 - Mesure de la vitesse de rotation du turbocompresseur :

Nous avons utilisé une chaîne de mesure composée d'un capteur de proximité et d'un conditionneur adapté. Le tout forme un ensemble calibré. La technique de cette mesure fait appel à un capteur inductif à courants de Foucault. Le détecteur de proximité est ici constitué par une bobine qui représente l'élément sensible d'un oscillateur réalisé à l'aide d'un circuit auxiliaire (figure 2.4). Au voisinage du capteur, la cible conductrice (pâle du rotor du turbocompresseur) est le siège de courants de Foucault qui tendent à réduire l'inductance de la bobine et à augmenter les pertes. L'approche de la cible se traduit par un accroissement de l'amortissement et de la fréquence d'oscillations, avec arrêt de l'oscillation lorsque la distance entre le capteur et la pâle est inférieure à une certaine limite. Le signal de sortie est ensuite transformé à l'aide d'un convertisseur fréquence-tension. Le temps de réponse du capteur est de 10 μ s.

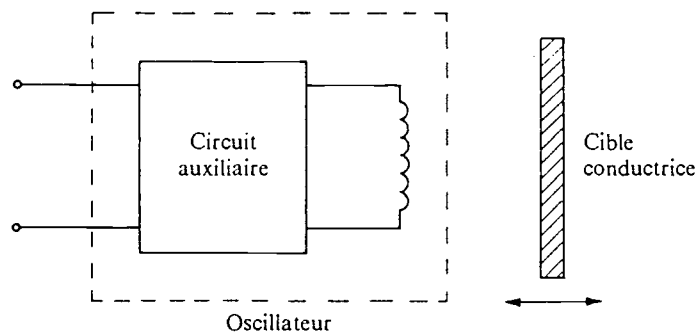


Figure 2.4 : Circuit d'un capteur de proximité

2.4 - Mesure de la position du cran de combustible :

Le débit de gazole du moteur est directement proportionnel à la position du cran de combustible. La position du cran de combustible est mesurée à l'aide d'un transformateur différentiel, particulièrement recommandé pour la mesure sur des courses moyennes (de 1 mm à 5 cm) [19]. Il se compose d'une bobine constitué d'un enroulement primaire centrale, de part et d'autre duquel sont disposés deux enroulements secondaires. La position est repérée à l'aide d'un noyau plongeur ferromagnétique, solidaire du cran de combustible, qui se déplace à l'intérieur de la bobine (figure 2.5). L'enroulement primaire est alimenté par une tension alternative, et les deux enroulements secondaires sont montés en opposition, de façon à produire une tension de sortie U_s (figure 2.6). L'ensemble est fixé sur la pompe d'injection. Le calibrage de ce système s'est effectué de manière à respecter la linéarité de la caractéristique de la tension de sortie en

fonction de la position du cran de combustible. (calibrage fourni par RVI).

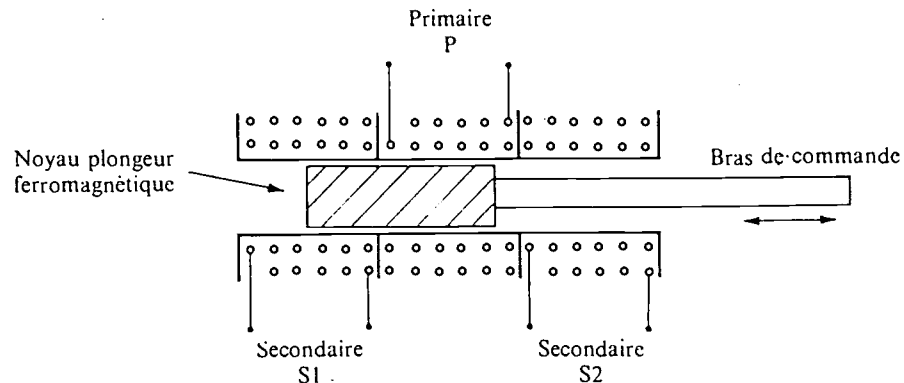


Figure 2.5 : Dispositif de mesure du cran de combustible

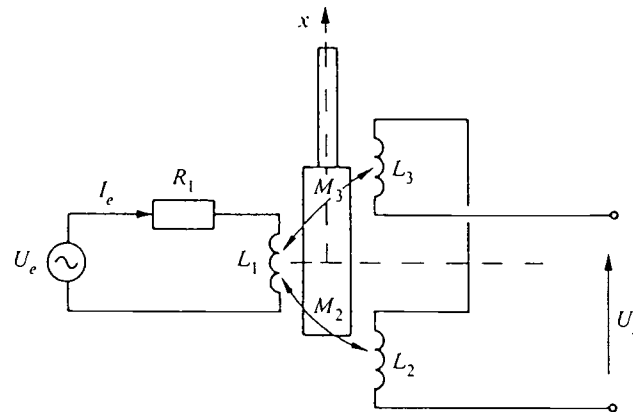


Figure 2.6 : Circuit électrique du dispositif différentiel

2.5 - Position du point mort haut (PMH) :

La position du point mort haut (PMH) est fournie par un capteur de proximité. Ce dernier délivre un signal à chaque passage d'une cible représentée par un trou borgne percé sur un disque fixé au volant moteur. Ce signal est dirigé sur un ordinateur et un oscilloscope. Le passage de la cible devant l'élément sensible du capteur doit coïncider avec la position "exacte" du PMH du cylindre considéré. C'est pourquoi le calage du PMH et le réglage de la position de référence du capteur avec le point mort haut (PMH), sont très difficiles. La procédure conditionne la précision des résultats. Nous avons choisi la méthode de calage qui donne la sensibilité maximale de la côte par rapport à l'angle du vilebrequin à mi-course du piston. Cette méthode statique est affinée par la méthode dynamique.

- **Méthode de calage statique du PMH** : On recherche le PMH du piston, culasse non

enlevée en plaçant une tige dans le logement du capteur de pression de manière à ce qu'elle touche la tête du piston quand celui-ci est à mi-course au cours de la phase de compression, ce point est alors repéré sur le disque et sur le bloc moteur. Cette opération est renouvelée pour la phase de détente. Le point correspondant au milieu des deux repères précédents sur le disque, fixe la position au PMH.

- **Méthode de calage dynamique du PMH** : Une fois la position approximative du PMH repérée, on fait l'acquisition simulée, d'une part du signal de la pression des gaz du cylindre sans combustion, fournie par un capteur de pression, et d'autre part, du signal de PMH fourni par le capteur de proximité. Ce dernier signal doit coïncider avec le maximum de la courbe de pression. On notera cependant que le basculement du piston, les jeux dans l'embiellage et dans les paliers font que la détection du PMH n'est pas aisée. Il faut signaler la torsion du vilebrequin au cours du fonctionnement normal du moteur (en combustion) qui risque de fausser le repérage.

2.6 - Mesure de température :

Les températures sont relevées à l'aide de thermocouples fer/constantan et chromel (90% nickel, 10% chrome)/alumel (94% nickel, 3% manganèse, 1% silicium) de classes respectives J et K. Un thermocouple est un circuit électrique constitué par deux conducteurs de natures différentes qui sont reliés entre eux par deux soudures. Lorsque les deux soudures sont à des températures différentes, le thermocouple est le siège d'une force électromotrice, qui est fonction de la nature des deux conducteurs et de la différence de la température entre les deux soudures.

Le principe de mesure consiste à maintenir une des jonctions, par exemple T_f , à une température constante connue, et à utiliser l'autre jonction, ici T_c , comme sonde de température. La tension délivrée par le thermocouple donne une valeur qui est fonction de la température (figure 2.7). Les deux connexions de la jonction de référence sont logées dans un bloc isotherme qui les maintient à la même température, la jonction chaude est disposée dans une première gaine isolante, et l'ensemble est logé dans une gaine de protection en forme de canne.

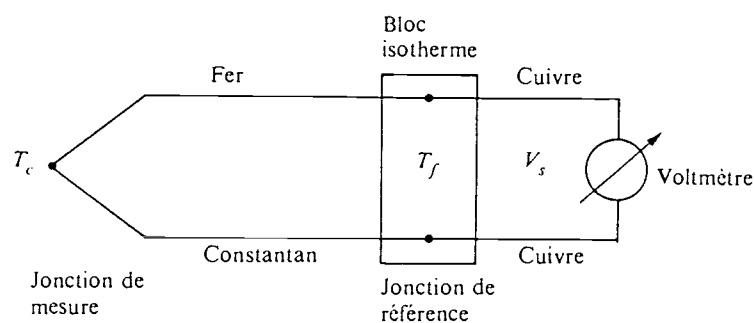


Figure 2.7 : Principe de mesure de la température

2.7 - Mesure de pression :

Les mesures de pression sont effectuées à l'aide de transmetteurs de pression à couches minces (capteurs piézorésistifs). La pression du milieu à mesurer agit sur la membrane de séparation du capteur. Cette membrane amène la pression par l'intermédiaire d'un liquide à une pastille en Silicium avec un pont de mesure à résistance. Ce pont fonctionne suivant le principe piézorésistif qui exploite la variation de la résistivité de la pastille de Silicium en fonction des contraintes : l'apparition d'une force F normale à la plaquette, sur laquelle sont déposées deux électrodes, provoque l'apparition d'une charge Q qui lui est proportionnelle. Cette charge est convertie par la suite en une tension. Le temps de réponse du capteur est inférieur à 3 ms.

Des manomètres en \mathbb{U} ont également été utilisés.

2.8 - Mesure de la pression dans la chambre de combustion :

La mesure de la pression des gaz dans la chambre à combustion revêt un caractère spécifique. L'élément sensible est un quartz piézo-électrique logé dans la culasse du second cylindre en contact avec les gaz de la chambre de combustion. Comme le diaphragme de mesure est soumis à des températures élevées et qu'il ne supporte pas un échauffement excessif, il est refroidi par un circuit d'eau distillée. Sous l'effet des efforts statiques ou dynamiques, le capteur délivre une charge électrique qui est amplifiée avec amplificateur de charge de haute impédance puis transformée en tension continue qui est envoyée sur ordinateur pour l'acquisition et le traitement des données. Cependant, ce capteur délivre un signal qui n'est pas référencé par rapport à la pression atmosphérique. Le signal délivré est purement relatif à une pression de référence. On notera qu'avant chaque série d'essai, l'ensemble capteur-amplificateur de charge est étalonné grâce à une balance manométrique : l'amplificateur de charge est réglé de telle sorte qu'il délivre une tension de 10 V pour une pression de 200 bars. On applique ensuite sur le capteur des pressions croissantes et on vérifie la linéarité de la réponse du capteur.

2.9 - Mesure du débit d'air

Nous utilisons pour la mesure du débit d'air à l'admission un débitmètre à diaphragme placé entre le filtre et le compresseur sur une conduite assez longue afin d'obtenir un écoulement non turbulent. L'étranglement provoque une variation de la vitesse et de la pression du fluide, et la mesure porte sur la différence des pressions p_1 et p_2 au niveau du tuyau et au niveau de l'étranglement (figure 2.8). Le débit est le même dans le tuyau et dans le diaphragme, la masse volumique de l'air à l'admission est considérée constante, ce qui donne la relation

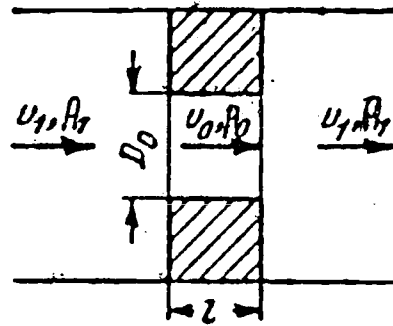


Figure 2.8 : diaphragme de mesure du débit

$$\dot{m}_a = A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2$$

où A_1 , v_1 et A_2 , v_2 sont respectivement les sections et les vitesses au niveau du tuyau et du diaphragme. En utilisant la forme classique de l'équation de Bernoulli, on peut écrire :

$$\dot{m}_a^2 \cdot \left(\frac{1}{A_2^2} - \frac{1}{A_1^2} \right) = \frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_a}$$

et finalement :

$$\dot{m}_a = K \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho_a}}$$

Pour cette mesure l'emploi d'un anémomètre à hélice avec tête encliquetante du type Mini Air 5 a été également utilisé. Sa tête aérodynamique permet de tolérer une erreur d'alignement jusqu'à approximativement 25 degrés par rapport à la direction du flux. La mesure est faite au milieu du conduit circulaire d'aspiration d'air à une distance suffisamment éloignée de tout changement de section. Ce capteur fournit la mesure instantanée et la mesure moyenne sur un intervalle de temps de 22 secondes. Le système Mini Air 5 permet également de mesurer la température. Ces mesures servent à déterminer le débit d'air aspiré par le moteur.

2.10 - Mesure du débit de gazole

Nous effectuons pour le débit du gazole deux mesures : le débit volumique et le débit massique.

Pour le débit volumique, c'est un compteur à roues qui est utilisé. Il s'agit du "Micro-oval II" modèle LS 4150. La variation du débit traversant ce capteur entraîne la variation de sa vitesse de rotation. Un aimant noyé à l'intérieur d'une des roues, ouvre et ferme à chaque tour un contact magnétique placé à l'extérieur de la chambre contenant les roues. Le signal fourni est un signal

carré dont la période T correspond au passage d'un volume de 5 cm^3 . Ainsi :

$$\dot{m}_f = \frac{5}{T}$$

La mesure de la période T se fait sur oscilloscope.

La mesure de la masse ou du débit massique de carburant est effectuée en mesurant simultanément une masse M_f de carburant, son temps de consommation Δt et le nombre N_f de tours qu'effectue le moteur. La masse de carburant par cycle du moteur s'écrit :

$$m_f = \frac{M_f}{2 \cdot N_f \cdot \Delta t}$$

Le débit massique est donné par :

$$\dot{m}_f = \frac{M_f}{\Delta t}$$

Cette dernière mesure est mise en oeuvre par l'intermédiaire d'un système électronique réalisé dans notre laboratoire. Il est composé d'une balance dont la précision varie de $0,1 \text{ g}$ à 1 g sur une échelle de mesure comprise entre 50 g et 500 g (la masse M_f choisie est de 250 g), d'un capteur magnétique de repérage du P.M.H par l'intermédiaire duquel on compte le nombre d'impulsions caractérisant le nombre de tours N_f et d'une horloge intégrée pour mesurer le temps Δt (figure 2.9). Un capteur photoélectrique actionne l'électrovalve de remplissage une fois le niveau bas atteint, un deuxième capteur coupe l'alimentation en gazole lorsque le niveau haut est assuré.

La consommation spécifique est ainsi déduite à partir de sa définition :

$$C_s = \frac{\dot{m}_f \text{ [g/h]}}{P_e \text{ [Kw]}} = \frac{3600}{\eta_e \cdot P_{ci}}$$

où C_s : Consommation spécifique en (g/kwh)

\dot{m}_c : Débit massique de carburant

P_e : Puissance effective recueilli sur le vilebrequin : $P_e = C_m \cdot N$.

La précision de mesure sur la consommation spécifique est donc fonction des incertitudes relatives du couple moteur, de sa vitesse de rotation et du débit massique de carburant

consommé :

$$\frac{\Delta(C_s)}{C_s} = \frac{\Delta(N)}{N} + \frac{\Delta(C_m)}{C_m} + \frac{\Delta(\dot{m}_f)}{\dot{m}_f}$$

Cette incertitude relative varie bien sûr avec le point de fonctionnement du moteur défini par les coordonnées N et C .

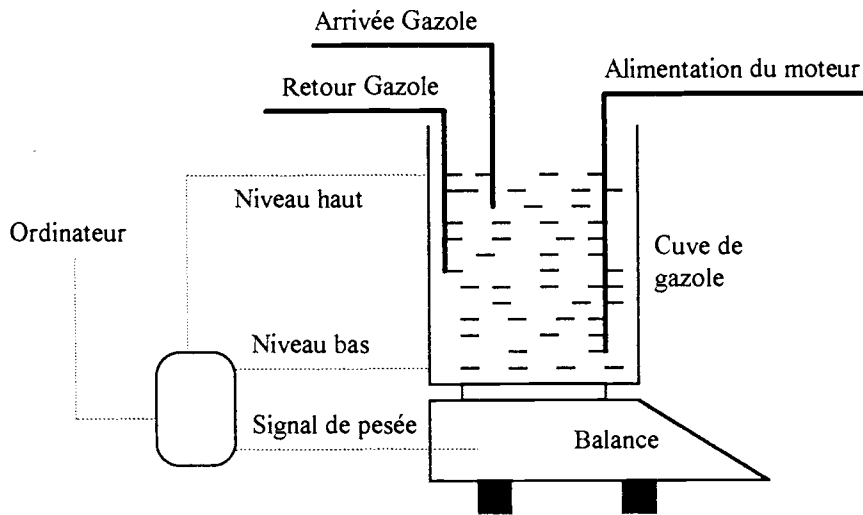


Figure 2.9 : Schéma du principe de mesure du débit de gazole

En admettant une évolution linéaire de l'erreur de pesée en fonction de la masse " M_f ", alors pour 250 g correspond une erreur de 0,25 g soit 1 %. L'erreur sur la durée de consommation étant négligée, il ressort que la mesure du couple est effectuée à l'aide d'un peson électrique et celle de la vitesse de rotation du moteur à l'aide d'un capteur de proximité (capteur photoélectrique). Lors de notre campagne de mesure, les erreurs relatives maximales observées sont de 0,2 % pour le régime moteur et 0,2 % pour le couple, ainsi l'erreur maximale est de $(1 + 0,2 + 0,2 = 1,4 \%)$ sur la consommation spécifique.

3 - PRINCIPES DE MESURE DES EMISSIONS DE POLLUANTS DANS LES GAZ D'ECHAPPEMENT :

Afin de pouvoir faire des diagnostics sur la combustion et optimiser les émissions de polluants en vue de passer les normes à moindre coût, nous avons équipé le banc d'essai technique d'une baie d'analyse COSMA des gaz d'échappement, d'un système AVL pour mesurer

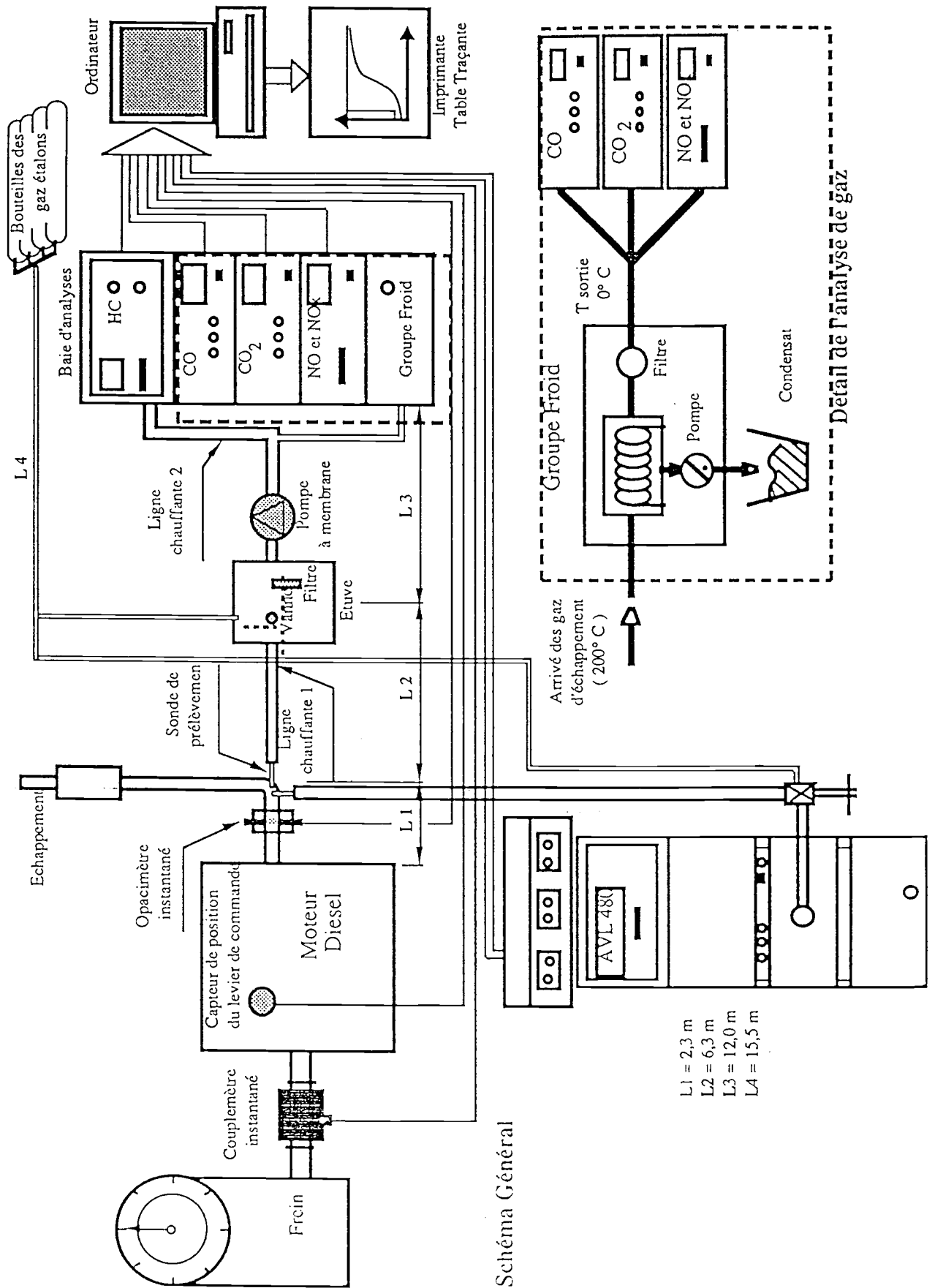


Figure 2.10 : Banc d'essai moteur

les suies et les particules et d'un opacimètre AVL pour mesurer l'opacité des fumées. Le schéma général de mesure est représenté sur la figure 2.10.

3.1 - Mesure des hydrocarbures imbrûlés totaux (HC)

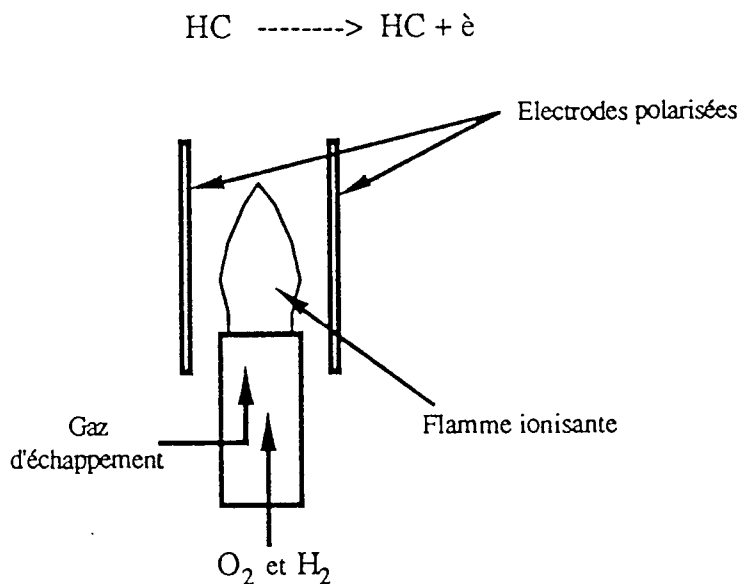
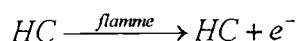


Figure 2.11 : Schéma de principe du FID

Le principe du dispositif appelé FID (Flamme Ionisation Detector) repose sur la mesure du débit des électrons libérés par l'ionisation des HC :



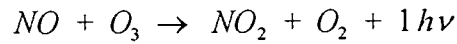
La figure 2.11 montre le détecteur qui travaille à partir d'une flamme d'hydrogène qui brûle dans l'air et dans laquelle sont injectés les gaz d'échappement du moteur. Deux électrodes de captage sont montées au-dessus de la flamme. La proportion en hydrocarbures dans l'échantillon est fonction de l'intensité du courant électrique qui s'établit entre les deux électrodes.

La précision de mesure dépend du rendement de captage des électrons libérés. Le signal de sortie du FID présente une allure parabolique en fonction du débit d'hydrogène H₂ qui alimente la flamme (figure 2.11), la recherche du point maximum est ainsi indispensable à chaque étalonnage de l'appareil. Les gaz d'échappement doivent parvenir au brûleur à une température comprise entre 180° C et 220° C pour éviter la condensation des hydrocarbures. Ce type d'analyseur est compatible avec des mesures en transitoire. L'étalonnage est effectué à l'aide d'un gaz étalon C₃H₈ contenu en bouteille avec une concentration de 350 ppm. L'erreur absolue

après étalonnage est de 5 ppm, correspondant à une erreur relative de 1,43 %.

3.2 - Mesure des oxydes d'azote NO, NO_x :

La mesure est effectuée par le TOPAZE 820. Le principe de fonctionnement repose sur la "chimiluminescence". Les molécules de NO en présence d'ozone se transforment en NO₂ avec émissions de la lumière selon la réaction :



L'émission se produit lorsque les molécules de NO₂ excitées retournent à leur état de base.

Pour mesurer le NO, le gaz à analyser et l'ozone sont aspirés séparément par une pompe jusqu'à la chambre de réaction (figure 2.12). L'énergie lumineuse est captée par un photomultiplicateur à travers un modulateur entraîné par un moteur asynchrone. Le signal recueilli est directement proportionnel à la concentration des NO.

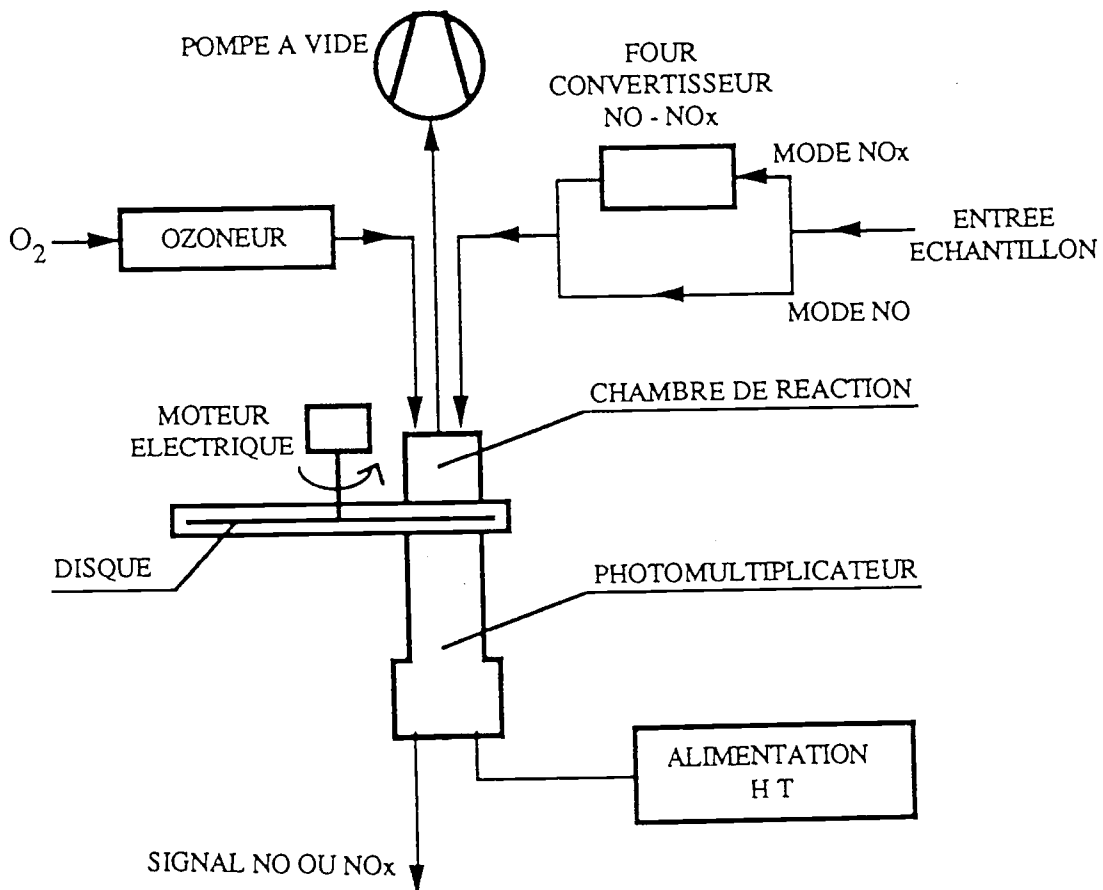


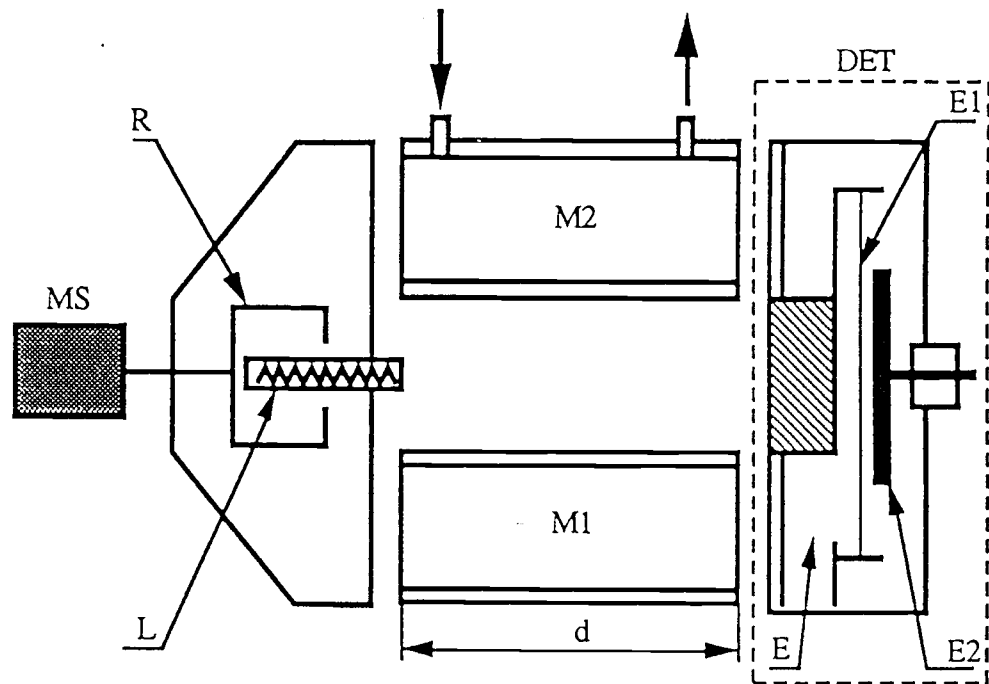
Figure 2.12 : Schéma de principe de fonctionnement de l'analyseur des oxydes d'azote.

Pour mesurer la concentration des NOx (c'est-à-dire NO + NO₂), l'échantillon est détourné vers un four convertisseur en quartz qui transforme NO₂ en NO. Le signal est alors proportionnel à la concentration de NOx qui rentre dans le convertisseur.

L'étalonnage s'effectue à l'aide d'un gaz de référence contenu en bouteille avec une concentration de 903 ppm pour NOx et de 893 ppm pour NO. L'erreur relative est de 1,1 % correspondant à une erreur absolue après étalonnage de 5 ppm.

3.3 - Mesure des oxydes de carbone CO, CO₂

L'analyseur "DIAMANT 6000" est utilisé pour le dosage des gaz CO et CO₂. Il permet de déterminer le coefficient d'absorption du rayonnement infrarouge k à partir de la mesure des radiations restantes caractéristiques d'un faisceau infrarouge d'intensité I_0 , traversant une cellule de longueur L où circule les gaz d'échappement. La loi de Beer-Lambert permet d'écrire :



- DET : détecteur, se compose d'un récepteur E, d'une membrane E1 et d'une contre-électrode E2
- d : longueur des chambres d'analyse et du gaz de référence
- L : source de radiation infrarouge
- M1 : chambre du gaz de référence
- M2 : chambre d'analyse
- MS : moteur synchrone
- R : réflecteur tournant

Figure 2.13 : Schéma de principe de l'analyseur des gaz CO et CO₂

$$\frac{I}{I_0} = e^{-k \cdot L}$$

d'où

$$k = -\frac{1}{L} \text{Log} \frac{I}{I_0}$$

avec

I : Intensité du rayonnement infrarouge reçue.

L'analyseur utilise une source d'infrarouge non sélective placée au centre d'un obturateur cylindrique tournant à une fréquence de 10 tours/seconde (figure 2.13). Le rayonnement issu de la source est réfléchi alternativement par deux miroirs (M1 et M2) qui renvoient ainsi vers les cellules de mesure et de référence deux faisceaux à 10 Hz. La cellule de référence est remplie de gaz non absorbant (monoatomiques ou diatomiques); la cellule de mesure est traversée par les gaz d'échappement. Les rayonnements restants pénètrent dans un récepteur sélectif, constitué de deux cuves remplies d'un gaz pur (cuve de mesure et cuve de compensation).

L'étalonnage s'effectue à l'aide d'un gaz de référence contenu en bouteilles avec une concentration de 8997 ppm pour CO et de 15 % en volume pour CO₂. Les erreurs absolues lors de l'étalonnage sont de 50 ppm de CO et de 0,25 % en volume de CO₂ correspondant à des erreurs relatives respectivement de 1 % et de 3,3 %.

3.4 - Mesure des fumées

La mesure des fumées à l'échappement des moteurs Diesel est un élément essentiel de la mise au point de ceux-ci. En effet, cette mesure renseigne sur la capacité du moteur de bien utiliser l'air qu'il aspire, notamment à fortes charges. On distingue actuellement :

- Les fumées blanches ou bleues, correspondant à du carburant pas ou peu brûlé par manque de température (moteur froid, taux de compression faible, retard à l'injection, remontée d'huile),
- Les fumées noires composées d'une plus grande quantité de carbone, formées par craquage des molécules de carburant à haute température en présence d'une quantité insuffisante d'oxygène pour assurer une combustion complète.

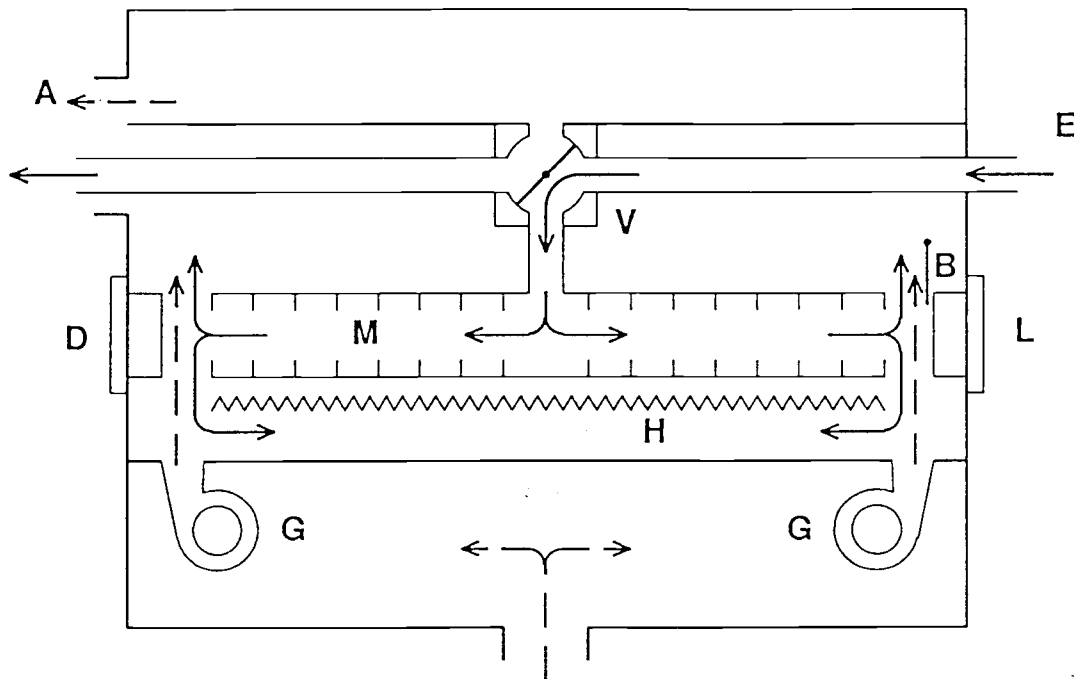
Les méthodes d'estimation des quantités de particules présentes dans le flux gazeux

reposent sur les propriétés optiques de celles-ci et se divisent en deux groupes : les densimètres dont le principe est basé sur le passage d'un volume donné de gaz d'échappement au travers d'un filtre dont on mesure ensuite le degré de noircissement, et les opacimètres dont le principe est basé sur l'absorption de la lumière à travers les gaz d'échappement (Loi de Beer-Lambert).

Deux appareils ont été utilisés pour assurer cette mesure :

- le premier est un densimètre Bosch formé d'une petite pompe manuelle à piston dont l'actionnement permet d'aspirer un volume de gaz d'échappement à travers un filtre, ce qui donne une fumée selon l'indice Bosch gradué de 0 (filtre blanc) à 10 (filtre noir). Le densimètre Bosch s'utilise en fonctionnement stabilisé du moteur, il est sensible seulement aux fumées noires.

- Le deuxième est l'opacimètre AVL 438 représenté sur la figure 2.14. Les gaz collectés sur l'échappement sont conduits dans une chambre de mesure, puis ils sont amenés à une pression très proche de la pression atmosphérique et une température de 100 °C. La mesure se fait par un dispositif photoélectrique après une répartition homogène des fumées. L'indice de l'opacité est gradué de 0 à 100 et sa lecture se fait sur un affichage numérique. Cet opacimètre est utilisable pour des mesures transitoires, il est sensible aux fumées noires et blanches.



E : Entrée des gaz d'échappement, **V** : Electrovalve, **M** : Cellule de mesure; **H** : Résistance chauffante, **A** : Sortie des gaz d'échappement, **L** : Source de lumière, **B** : Lampe, **D** : Détecteur; **G** : Ventilateur d'air pur

Figure 2.14 : Principe de mesure de l'Opacité par l'AVL 438

3.5 - Mesure des particules

La notion de particules solides ne correspond pas à des espèces chimiques définies, mais à tout ce qui est captable par un filtre dans des gaz refroidis par dilution. Nous retrouvons les particules donc dans les suies C , les hydrocarbures lourds condensés SOF et les résidus des minéraux présents dans l'huile et le combustible. L'appareil utilisé pour mesurer les particules ne tient pas compte de ces derniers composants.

Nous avons utilisé l'analyseur dynamique des particules développé pour la recherche par la société AVL. Cet appareil déduit, selon un modèle incorporé, le taux de particules à partir de la mesure des suies graphitiques et des hydrocarbures totaux. Le principe de mesure repose sur l'absorption par des structures moléculaires différentes, "C" et "HC", des rayons infrarouges à des longueurs spécifiques. Les rayons infrarouges traversent une cellule remplie de gaz d'échappement. L'alternance entre les longueurs d'ondes différentes est réalisée à l'aide d'un disque tournant sur lequel sont montés des filtres. La réduction d'intensité de chaque longueur d'onde est comparée à une mesure de référence faite simultanément sur l'air pur de combustion aspiré par le moteur. Les concentrations des particules PM sont donc calculées à partir de ces données d'extinction selon l'expression :

$$PM = C + SOF$$

PM : Particules en (mg/m^3),

SOF : Fraction organique soluble des HC en (mg/m^3).

Dans l'expression de PM , les SOF sont approximés par le modèle corrélatif :

$$SOF = HC_{cond}(T) = HC_{tot} \cdot F(t)$$

$$F(T) = A(T) + B(T) \cdot \ln(HC_{tot})$$

avec $A(T)$ et $B(T)$ polynômes fonctions de la température.

Comme la mesure s'effectue en gaz brut, l'usage est de considérer $T = 70^\circ \text{C}$, donc $HC_{cond}(70)$. Ce modèle reste valable pour une fourchette de température comprise entre 20 et 100°C . Cependant pour quelques moteurs, l'évaluation de $HC_{cond}(70)$ pose quelques problèmes. Alors deux autres modèles sont proposés :

Modèle 1 :

$$SOF - 1 = \underbrace{HC_{tot} (0,0795 + 0,0568 \cdot Ln (HC_{tot}))}_{HC_{cond}(70)} \cdot 1,8^{Ln(C)}$$

Modèle 2 :

$$SOF - 2 = HC_{tot} \cdot \left[0,22 + \left(\frac{30 \cdot fc}{HC_{tot} + Xc} \right) \right]$$

avec :

$$Xc = 10 + C/4 \quad \text{pour } C < 60 \text{ mg/m}^3$$

$$Xc = 25 \quad \text{pour } C > 60 \text{ mg/m}^3$$

$$fc = 1.7 + (0.3C/20) \quad \text{pour } C < 20 \text{ mg/m}^3$$

$$fc = 2 + (C-20)/30 \quad \text{pour } 20 < C < 80 \text{ mg/m}^3$$

$$fc = 4 \quad \text{pour } C > 80 \text{ mg/m}^3$$

Les principales caractéristiques de cet analyseur sont sa bonne reproductibilité : + 2 % de la valeur mesurée, sa gamme de mesure pour "C" et "HC" : de 0...2000 mg/m³ et sa vitesse d'acquisition : 20 mesures par seconde.

4 - ANALYSE DYNAMIQUE DES APPAREILS DE MESURE DE POLLUANTS :

Notre objectif étant d'effectuer des mesures en régime transitoire, il est donc nécessaire de s'assurer de l'adaptation des appareils disponibles, à la dynamique des phénomènes étudiés. Il est montré dans [38] que le temps de réponse d'un appareil de mesure T_{ap} doit être de l'ordre de 10 fois plus petit que celui du phénomène étudié T_{ph} .

$$T_{ap} \leq (10 \text{ à } 15) T_{ph}$$

Les caractéristiques dynamiques des chaînes de mesure ont été analysées sur la base de leur réponse indicielle. Leur temps de réponse se compose d'une part du temps de transport de l'échantillon des gaz d'échappement depuis la sonde de prélèvement jusqu'à l'analyseur et d'autre part du temps de réponse propre de l'appareil. Ce dernier peut être, selon l'analyseur considéré, constitué de plusieurs temps partiels (retard pur et constante de temps). Pour un polluant "p", le

temps de réponse total de la chaîne s'écrit donc :

$$T_{ch p} = T_{ret} + T_{ret GF} + T_{ret conv} + T_{ap p}$$

T_{ret} , $T_{ret GF}$ et $T_{ret conv}$ sont des retards purs constants quelque soit le régime étudié (stationnaire ou transitoire), du fait que le prélèvement de l'échantillon des gaz d'échappement s'effectue à pression constante.

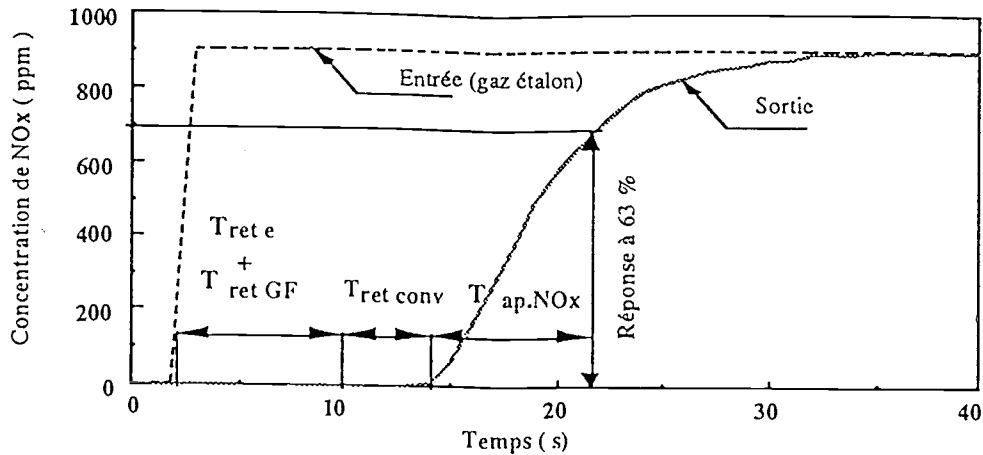


Figure 2.15 : Enregistrement entrée-sortie de l'analyseur des oxydes d'azotes NOx

La figure 2.15 montre l'exemple de l'enregistrement du signal de sortie de l'analyseur des oxydes d'azote pour une entrée indicielle à pleine échelle. L'évaluation du temps de transport de l'échantillon des gaz d'échappement depuis la sonde de prélèvement jusqu'à l'entrée de l'analyseur, (figure 2.10), est basée sur la connaissance du débit volumique de la pompe de circulation des gaz (13,5 l/mn) et des dimensions de la ligne de transport (longueur totale des lignes chauffées = 18,3 m, et de diamètre intérieur moyen du cordon = 4 mm) en supposant que le gaz est incompressible. Le retard pur T_{ret} est ainsi évalué à 1,8 s. Le temps de séjour dans le groupe froid $T_{ret GF}$ est égal à 4,7 s. Il faut encore ajouter une constante de temps supplémentaire $T_p NO_x$ de 7,5 s due à la dynamique propre de l'analyseur, soit un temps de réponse total (à 63%) de la chaîne de mesure $T_{ch NO_x}$ de = 18 s.

A titre d'exemple quelques constantes de temps à 63%, relatives à la production des NOx pour des excitations en échelon de la position du levier de commande "La" et pour différentes valeurs du couple résistant " C_m " sont rassemblées dans le tableau 2.2.

Tenant compte de ces constantes de temps, nous constatons que le critère sur T_{ap} est loin d'être respecté et cela dans tout le domaine de fonctionnement du moteur, d'où l'impossibilité d'obtenir des mesures de NOx en régime dynamique à l'aide de cet appareil. En procédant d'une

façon similaire pour NO, CO et CO₂ nous aboutissons à la même conclusion de temps élevés de l'ordre de 6 à 7,5 s des analyseurs NO, NO_x, CO et CO₂ sont donc incompatibles avec le niveau de la dynamique étudiée.

C_m [N.m]	Variation de La [%]	Variation de NO_x [ppm]	Constante de temps $T_{ph\ NO_x}$ [s]
0	30-45	76-161	7,8
35	36-55	136-264	8,6
70	45-55	205-272	8,5
105	55-65	258-322	7,8

Tableau 2.2 : Essais test des NO_x

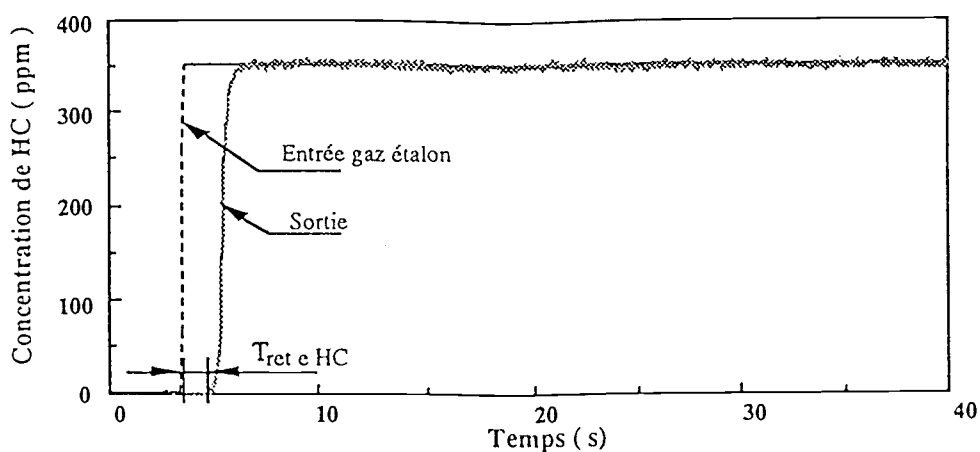


Figure 2.16 : enregistrement entrée-sortie de l'analyseur des hydrocarbures "HC"

Par contre, les essais avec l'analyseur des HC a été concluant. La figure 2.16 montre l'enregistrement du signal de sortie de cet analyseur à partir d'une entrée indicielle correspondant à la pleine échelle. Le retard pur $T_{ret\ HC}$ égal à 1,2 s apparaissant sur cette figure est dû au transport du gaz à travers la ligne reliant la bouteille d'étalonnage à l'analyseur. Le tableau 2.3 résume les résultats relatifs aux constantes de temps et retards purs des différents analyseurs.

Analyseur	Constante de temps T_{av} [s]	Groupe froid $T_{ret\ GF}$ [s]	Convertisseur NOx NO $T_{ret\ conv}$ [s]	Retard pur total T_{ret} [s]
HC	0,45	0	0	0
NO	7,5	4,7	0	4,7
NOx	7,5	4,7	4	8,7
CO	6,5	4,7	0	4,7
CO2	6	4,7	0	4,7
Opf	< 0,05	0	0	0

Tableau 2.3 : Constantes de temps et retards purs des appareils de mesure des polluants

CHAPITRE 03

MODELISATION DU MOTEUR DIESEL

1 - PRINCIPE DU MODELE PROPOSE

2 - MODELISATION DU TURBOCOMPRESSEUR

2.1 - Relations thermodynamiques

2.2 - Analyse dimensionnelle

2.3 - Modélisation du compresseur

2.3.1 - Limite de pompage du compresseur

2.4 - Modélisation de la turbine

2.4.1 - Modélisation de la géométrie variable

2.4.2 - Effet de l'écoulement pulsé sur la turbine

2.5 - Couplage statique turbine-compresseur

2.6 - Couplage transitoire turbine-compresseur

3 - MODELISATION DE L'ADMISSION ET L'ECHAPPEMENT

3.1 - Masse d'air admise dans le moteur

3.2 - Modélisation transitoire de l'admission

3.3 - Modélisation de l'échappement

4- MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE

4.1 - Formulation du frottement global

4.2 - Formulation du rendement indiqué

4.3 - Modèle du couple effectif

5 - MODELISATION DE L'INJECTION

5.1 - Modèles stationnaires de l'injection

5.2 - Modèle transitoire de l'injection

6 - MODELISATION DE LA POLLUTION

6.1 - Cinétique chimique

6.2 - Modèles des polluants

CONCLUSION

Ce chapitre décrit l'élaboration d'un modèle simulant le fonctionnement du moteur Diesel en régime transitoire ainsi que ses émissions de polluants en vue de sa commande optimale. Au préalable, une étude détaillée du schéma fonctionnel du moteur est indispensable.

Vu sous l'angle du contrôle de processus, les variables de commande du moteur Diesel sont l'alimentation en air et en gazole. La commande du gazole est assurée par la pédale d'accélérateur reliée à la crémaillère de la pompe d'injection. La commande de l'alimentation en air est assurée habituellement, soit par la perte de charge provoquée dans la ligne d'admission par le régime moteur, soit par un compresseur entraîné par une turbine à gaz. Dans cette étude, un compresseur entraîné par une turbine à géométrie variable alimente le moteur en air. L'actionneur de la turbine est commandé par un calculateur via un moteur électrique.

Il est à noter que la commande de l'alimentation en air du moteur n'utilise que l'actionneur cité (pas de clapet de décharge, pas de dilution par recirculation des gaz d'échappement), et que l'alimentation du moteur en gazole se fait par une pompe d'injection classique dont les paramètres sont réglés en usine.

Le synoptique du système actionneurs + moteur est présenté sur la figure 3.1. On y distingue les huit blocs :

- les entrées de commande et de perturbations (position du cran de combustible , couple résistant, géométrie variable), l'admission d'air, l'admission de gazole, le cycle thermodynamique (phénomènes "soupapes fermées" et couplages entre cycles), l'échappement (propagation des gaz brûlés jusqu'à la turbine), le compresseur, la turbine et le bloc pollution.

Les variables caractérisant les entrées sont : la position du cran de combustible X_{rack} [%], le couple résistant appliqué sur le moteur C_m [N.m] et la position de la géométrie variable de la turbine GV exprimée en % de la fermeture. Les variables des sorties des blocs précédents sont : \dot{m}_f [g/s] le débit de gazole injecté dans le moteur, \dot{m}_c [kg/s] le débit d'air fourni par le compresseur, \dot{m}_a [kg/s] le débit d'air admis dans le moteur, N [tr/mn] la vitesse de rotation du vilebrequin, N_{tc} [tr/mn] la vitesse de rotation du turbocompresseur, \dot{m}_e [kg/s] le débit des gaz à la sortie de la turbine ainsi que les émissions des polluants (HC , CO , CO_2 et NO_x).

Quelques variables intermédiaires sont indispensables pour exprimer ces sorties en fonction des entrées du moteur et dont le détail sera donné au cours de la modélisation dans ce chapitre. Citons à titre d'exemple le rendement indiqué du moteur η_i , le rapport de compression de l'air π_c dans le compresseur, le rapport de détente des gaz d'échappement π_t dans la turbine, la pression moyenne de frottement pmf , le facteur pulsé de la turbine K , la température des gaz d'échappement T_e , ...

1 - PRINCIPE DU MODELE PROPOSE :

Afin de satisfaire les besoins de la commande future, le modèle doit répondre aux critères suivants :

- Possibilité de simuler précisément le comportement mécanique et aérothermochimique du moteur en régime stationnaire et transitoire , ainsi que les phénomènes liés aux limites de fonctionnement (pompage du compresseur , zone d'instabilité du moteur, pulsation de la turbine,.....) ,
- Détail suffisant permettant de tenir compte de la variation des propriétés du fluide ainsi que du changement des conditions opératoires avec un nombre minimum de coefficients empiriques,
- Capacité à prévoir les évolutions transitoires des émissions des gaz , particulièrement, les fumées et les HC ,
- Temps de calcul lié à la vitesse de rotation du vilebrequin, n'excédant pas quelques tours moteur [75]. (~ 100 ms pour un Diesel industriel tournant à 2400 tr/mn et 50 ms pour un Diesel automobile tournant à 4500 tr/mn) .

Le formalisme de base du modèle proposé repose sur les modèles de connaissance en régime transitoire qu'on peut représenter, pour chacun des huit blocs précédents, par le système d'équations vectorielles :

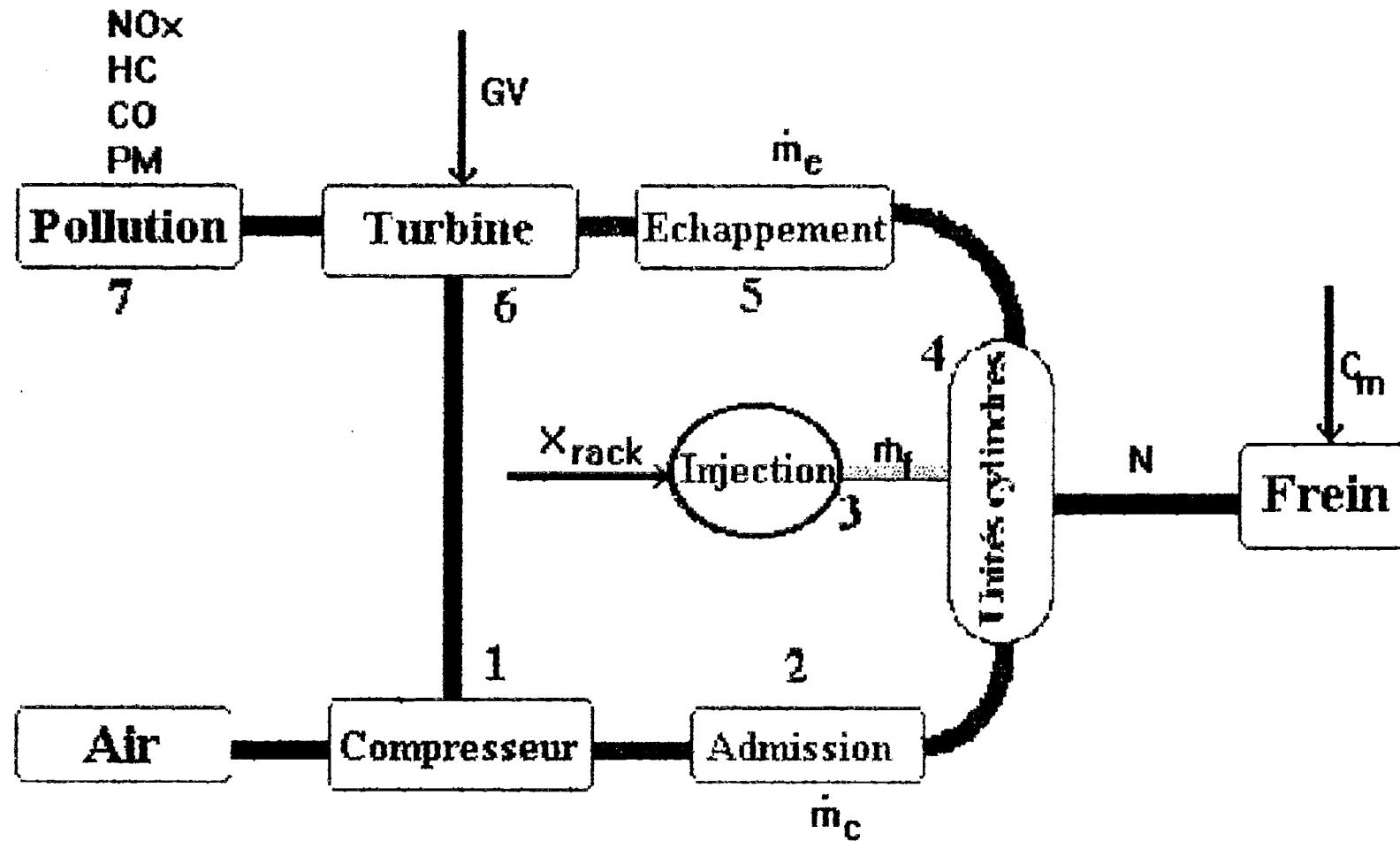


Figure 3.1 : Synoptique du moteur Diesel suralimenté par un turbocompresseur à géométrie variable

$$I(x) \cdot \frac{dx}{dt} = \Psi_x(x(t), u(t), z(t), t, s) \quad (3.1a)$$

$$\zeta(x, u_0, s) = 0 \quad (3.1b)$$

$$\varphi(x, u_L, t) = 0 \quad (3.1c)$$

où Ψ est une expression vectorielle, implicite ou explicite, linéaire ou non linéaire, caractérisant le modèle, ζ et φ sont des relations mathématiques exprimant les conditions initiales et aux limites dans lesquelles x : vecteur regroupant les variables d'état de nature mécanique $x_m = (N, N_{tc}, \dots)$, aérothermiques $x_{at} = (\rho_\alpha, T_e, P_S, \dots)$ et chimiques $x_{ch} =$ (dans notre étude HC, Opf) ; u : vecteur des entrées du moteur (ici X_{rack}, C_m) ; I : inertie ; t et s : temps et espace ; z : vecteur des perturbations aléatoires externes.

Le système d'équations précédent n'est pas intégrable directement . Il nécessite une intégration numérique pas à pas qui exige un temps de calcul, sur ordinateur type P.C., assez considérable, pouvant varier de quelques minutes à quelques heures [76]. La commande en régime transitoire du moteur n'est donc pas possible aujourd'hui avec cette manière de procéder, et des simplifications s'avèrent nécessaires afin d'aboutir à un modèle dont le temps de calcul soit suffisamment bref.

Six hypothèses simplificatrices ont été faites afin d'atteindre cet objectif à partir de l'analyse des échelles d'espace et de temps des phénomènes mis en jeu. Le temps de référence choisi correspond à la durée d'un cycle (ici en 4 temps : 720 degrés vilebrequin) :

1- L'espace "s" intervient dans des codes de calcul direct (code de valeurs finis Kiva, différences finies, ...) où l'on recherche l'évolution spatio-temporelle d'une grandeur (température, pression dans la chambre du combustion, ...) . Dans cette étude, on suppose une répartition uniforme des variables dans les huit blocs qui constituent le moteur , d'où :

$$(3.1a) + 1\text{ère hypothèse} \implies I(x) \cdot dx/dt = \Psi_x(x, u, z, t) \quad (3.2)$$

De plus, l'équation des conditions aux limites (1.3c) n'est plus nécessaire, les valeurs aux limites d'un bloc étant égales à la valeur supposée moyenne partout .

2- En régime stationnaire le terme "t" dans la relation (3.1a) est relatif au cycle périodique du moteur. La seconde hypothèse consiste à caractériser ce cycle par des valeurs moyennes (pression moyenne indiquée, vitesse moyenne du piston, ...) constantes. Celles-ci pouvant varier d'un cycle à l'autre, d'où :

$$(3.2) + 2\text{ème hypothèse} \implies I(x) \cdot dx/dt = \Psi_x(x, u, z) \quad (3.3)$$

3- Une forme algébrique mixte de connaissance et de corrélation est alors recherchée pour les fonctions " Ψ ", dans le cas stationnaire. Le vecteur θ des paramètres corrélatifs est identifié à partir d'essais expérimentaux :

$$\Psi(x, u) = \Psi_{corr}(x, u, z, \theta) = 0 \quad (3.4)$$

4- La quatrième hypothèse consiste à négliger l'inertie des phénomènes chimiques étudiés (production des HC et des fumées) devant celle des phénomènes mécaniques, d'où d'après l'équation (3.1a):

$$I_{ch} = 0 \implies I_{ch} \cdot \frac{dx_{ch}}{dt} = 0 \implies \Psi_x(x_{ch}, x, u, z, \theta) = 0 \quad (3.5)$$

5- L'hypothèse de quasi-stationnarité est utilisée pour les grandeurs aérothermiques à dynamique lente (T_m, p_e, η) devant celle des phénomènes mécaniques.

$$\frac{dx_{at}}{dt} = 0 \implies I_{at} \cdot \frac{dx_{at}}{dt} = 0 \implies \Psi_x(x_{at}, x, u, z, \theta) = 0 \quad (3.6)$$

6- Une correction fonction du temps est ensuite appliquée aux équations (3.5) et (3.6) pour tenir compte du temps :

$$\Psi_{corr}(x, u, z, \theta, t) = 0 \quad (3.7)$$

Le système à résoudre s'écrit finalement :

$$I(x) \cdot \frac{dx}{dt} = \Psi_{corr}(x, u, z, \theta, t) \quad (3.8a)$$

$$\Psi_{corr}(x, u, z, \theta, t) = 0 \quad (3.8b)$$

$$\zeta(x, u_0) = 0 \quad (3.8c)$$

où (3.8a) régit les phénomènes à dynamique de référence, (3.8b) représente les phénomènes plus lents ou plus rapides.

2 - MODELISATION DU TURBOCOMPRESSEUR :

Les modélisations courantes du fonctionnement des turbines et des compresseurs [3, 15] font appel à l'analyse dimensionnelle des turbomachines (théorie de la similitude), dans laquelle on utilise souvent les hypothèses simplificatrices du gaz parfait à chaleurs massiques constantes en évolutions adiabatiques.

Si ces hypothèses sont acceptables dans le cas des machines de grande capacité à faible taux de compression ou de détente, elles introduisent des erreurs non négligeables lors

de l'étude des petites machines à rapport de pression relativement élevé. Les turbocompresseurs de suralimentation Diesel de puissances moyennes entrent notamment dans ce cadre.

Le modèle proposé, tout en restant d'application simple et exploitable sur ordinateur, permet de mettre en évidence les imperfections du modèle élémentaire et de prévoir les caractéristiques du turbocompresseur dans les zones limites (saturation ou pompage) de son fonctionnement.

2.1 - Relations thermodynamiques :

L'énergie W échangée entre la roue d'une machine tournante et l'unité de masse de fluide qui la traverse peut être déduite du premier principe de la thermodynamique qui s'écrit [3] :

$$W + Q = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad (3.9)$$

où Q représente l'échange thermique massique du fluide avec le milieu extérieur. Δh , Δe_c et Δe_p représentent respectivement la différence massique de l'enthalpie entre l'entrée et la sortie de la machine, l'énergie cinétique et l'énergie potentielle. La variation d'énergie potentielle étant négligeable l'équation (3.9) se réduit à :

$$W = \Delta (h + C^2 / 2) - Q = \Delta H - Q \quad (3.10)$$

où H est l'enthalpie totale du gaz.

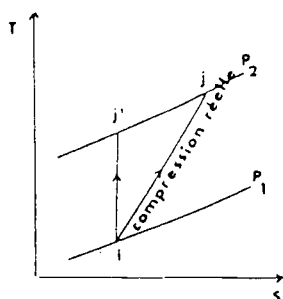


Figure 3.2a : Compression réelle

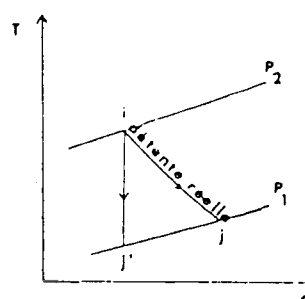


Figure 3.2b : Détente réelle

Afin de caractériser la qualité de l'échange d'énergie entre le fluide et l'arbre de la machine au cours du processus réel, il est courant de comparer ce travail W au travail de la transformation de référence, adiabatique sans pertes visqueuses (isentropique) donnant le même rapport de pression entrée-sortie π . Ce rapport appelé rendement isentropique prend compte des irréversibilités qui ont lieu lors de la compression ou de la détente, il a pour expression en utilisant l'équation (3.10) :

$$\eta_{is} = \left(\frac{\Delta H_{is}}{\Delta H - Q} \right)^{\pm 1} \quad (3.11)$$

L'exposant est positif pour un compresseur (figure 3.2a), négatif pour une turbine (figure 3.2b).

2.2 - Analyse dimensionnelle :

L'analyse dimensionnelle permet, lorsqu'on étudie un phénomène physique, de diminuer le nombre de variables nécessaires à la description du phénomène observé, de définir les conditions à respecter pour que deux phénomènes soient semblables entre eux, de comparer des résultats provenant de sources différentes, de comparer les performances des machines de tailles différentes mais de géométries semblables.

Ces conditions font apparaître certains nombres sans dimensions appelés critères de similitude et représentant des aspects différents de types *géométriques* caractérisant les formes de la machine, *physiques* concernant les propriétés physiques des corps en présence et du fluide, *temporels* pour le suivi dans le temps de l'évolution du phénomène étudié.

Pour une machine tournant à la vitesse N_{tc} et un fluide de température totale T et de pression totale p à l'entrée de la machine, considérant l'hypothèse d'un écoulement turbulent adiabatique de gaz parfait de débit \dot{m} , les critères de similitude sont [25, 38] :

$$K_1 = \pi \quad (3.12)$$

$$K_2 = \eta_{is} \quad (3.13)$$

$$K_3 = \frac{N_{tc}}{\sqrt{T}} \quad (3.14)$$

$$K_4 = \frac{\dot{m} \cdot \sqrt{T}}{p} \quad (3.15)$$

où π est le rapport des pressions, η_{is} est le rendement isentropique. Ces coefficients de similitude s'appellent généralement paramètres réduits :

K_3 : vitesse réduite N_r exprimée en $\text{tr.mn}^{-1} \cdot \text{K}^{-1/2}$,

K_4 : débit réduit \dot{m}_r exprimé en $\text{K}^{-1/2} \cdot \text{m.s}$.

Finalement, pour décrire le fonctionnement d'un turbocompresseur à partir des critères de similitude, nous utilisons les relations fonctionnelles suivantes [25, 35] :

$$\pi = f(N_r, \dot{m}_r) \quad (3.16)$$

$$\eta_{is} = h(N_r, \dot{m}_r) \quad (3.17)$$

2.3 - Modélisation du compresseur :

Pour le compresseur, nous pouvons considérer que l'énergie cinétique du fluide à la sortie de la machine est "utilisable". En effet, celle-ci peut se transformer en énergie de pression dans les cylindres du moteur [38]. La modélisation porte sur le rapport de pression π_c et le rendement isentropique η_c calculés de manière "totale à totale" et exprimés en fonction de la vitesse réduite N_{rc} et du débit réduit \dot{m}_{rc} .

L'hypothèse d'une compression adiabatique des gaz s'avère légitime dans le compresseur à cause des faibles gradients de températures [92], le terme Q s'annule dans l'équation (3.11). Le rendement isentropique du compresseur s'écrit alors :

$$\eta_c = \left(\frac{\Delta H_{is}}{\Delta H} \right) \quad (3.18)$$

L'élévation de la température due à la compression est toujours inférieure à 100°C, ce qui correspond à une variation de C_p et de γ respectivement de l'ordre de 1% et 0,5% pour une température d'entrée de 25°C [92]. Nous pouvons donc considérer les grandeurs C_p et γ constantes, ce qui permet de considérer le gaz comme parfait et idéal. Le rendement isentropique du compresseur devient :

$$\eta_c = \left(\frac{\Delta T_{is}}{\Delta T} \right) = \frac{T_1 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{T_2 - T_1} \quad (3.19)$$

Plusieurs variantes des relations existent dans la littérature scientifique. Nous en avons essayé trois afin de déterminer celle qui permet de simuler au mieux les courbes caractéristiques dont la figure 3.3 fournit un exemple. Dans la suite, les a_i , b_i , c_i et d_i sont des constantes à identifier à partir de l'expérience.

• *modèle un* [71] :

$$\pi_c = (a_0 + a_1 \cdot N_{rc} + a_2 \cdot N_{rc}^2) \cdot (b_0 + b_1 \cdot \dot{m}_{rc} + b_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2) \quad (3.20)$$

$$\eta_c = (c_0 + c_1 \cdot N_{rc} + c_2 \cdot N_{rc}^2) \cdot (d_0 + d_1 \cdot \dot{m}_{rc} + d_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2) \quad (3.21)$$

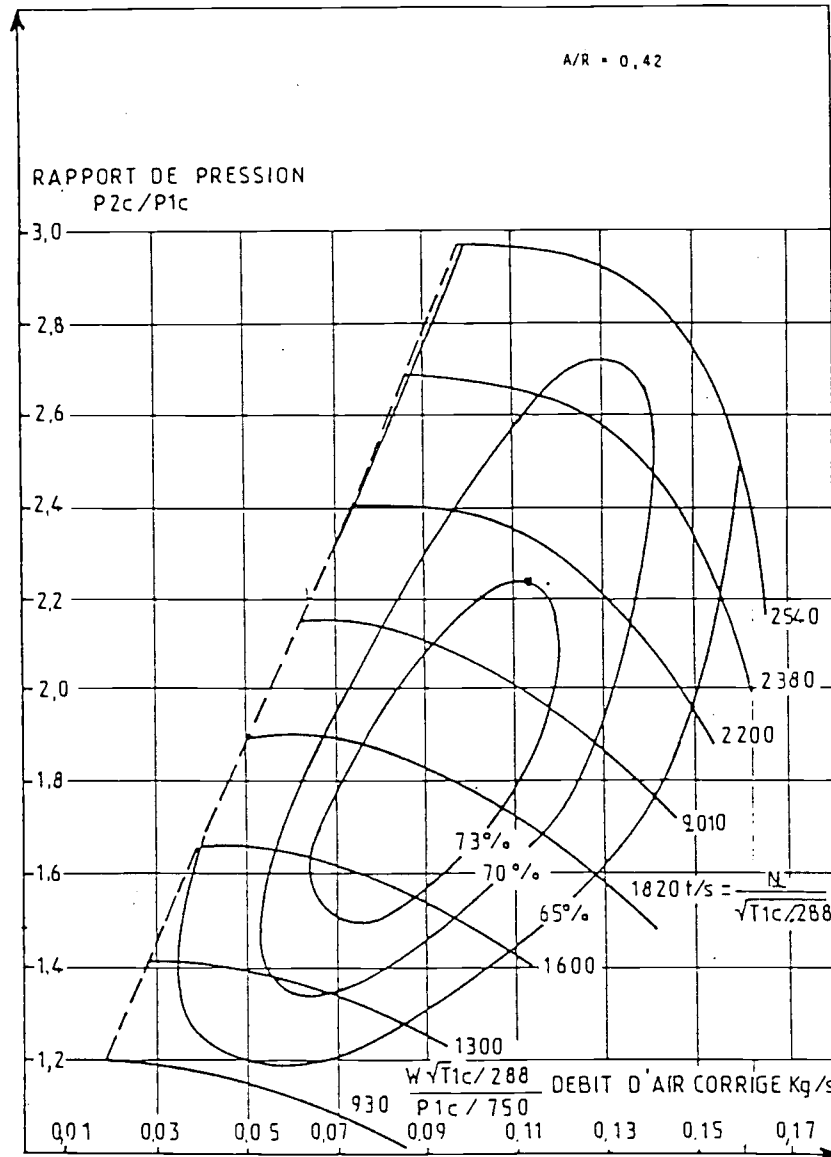


Figure 3.3 : Exemple des courbes caractéristiques du compresseur

- modèle deux [44] :

$$W_a = a_0 \cdot \dot{m}_{rc}^{a_1} \cdot N_{rc}^{a_2} \quad (3.22)$$

$$W_u = b_0 \cdot N_{rc} \cdot \dot{m}_{rc} + b_1 \cdot N_{rc}^2 \cdot \dot{m}_{rc} + b_2 \cdot N_{rc} \cdot \dot{m}_{rc}^2 + b_3 \cdot \dot{m}_{rc}^2 + b_4 \cdot N_{rc}^2 + b_5 \cdot N_{rc} \cdot \dot{m}_{rc}^3 \quad (3.23)$$

$$\pi_c = (1 + W_u)^{c_p \cdot r} \quad \eta_c = \frac{W_u}{W_a} \quad (3.24)$$

- modèle trois [82] :

$$\pi_c = (a_0 + a_1 \cdot \dot{m}_{rc} + a_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2) \quad \text{avec} \quad a_i = \frac{b_{li} + b_{2i} \cdot N_{rc}}{b_{3i} - N_{rc}} \quad (3.25)$$

$$\eta_c = (c_0 + c_1 \cdot \dot{m}_{rc} + c_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2) \quad \text{avec} \quad c_i = \frac{d_{li} + d_{2i} \cdot N_{rc}}{d_{3i} - N_{rc}} \quad (3.26)$$

• *modèle retenu* :

Le premier modèle est insuffisant pour expliquer le fonctionnement limite du compresseur, c'est-à-dire à haut rapport de compression et à basse vitesse. L'allure d'une isovitesse n'est pas exactement parabolique (figure 3.3) et le modèle proposé dévie un peu vers les rapports de pression élevés, cette allure est de moins en moins parabolique avec l'augmentation de la vitesse. La distance entre les courbes isovitesses semble être proportionnelle à la vitesse et ce modèle propose une similitude géométrique parabolique pour passer d'une courbe à l'autre, ce qui induit une divergence importante du modèle vers les basses vitesses où cette distance tend à prendre une valeur asymptotique limite. Une formulation exponentielle ou rationnelle semble être mieux adaptée pour exprimer cette évolution entre les courbes caractéristiques du compresseur.

Le deuxième modèle est un résultat semi-empirique de la modélisation du fonctionnement statique du compresseur, il reproduit parfaitement l'évolution d'une isovitesse même dans la zone de pompage, mais reste d'une utilité limitée vers les régimes de fonctionnement bas, ce qui est tout à fait l'inverse pour le troisième modèle. La vitesse du compresseur ne dépasse pas une certaine valeur et l'erreur pour des rapports de pression élevés reste raisonnable, alors que la deuxième erreur peut induire une divergence dans le modèle global du moteur au ralenti et à charges résistantes nulles, raison pour laquelle nous avons plutôt penché vers le troisième modèle. Cependant, pour essayer de diminuer la première erreur, nous avons introduit dans le modèle un terme en \dot{m}_{rc}^3 , ce qui donne finalement :

$$\pi_c = (a_0 + a_1 \cdot \dot{m}_{rc} + a_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2 + a_3 \cdot \dot{m}_{rc}^3) \quad \text{avec} \quad a_i = \frac{b_{li} + b_{2i} \cdot N_{rc}}{b_{3i} - N_{rc}} \quad (3.27)$$

$$\eta_c = (c_0 + c_1 \cdot \dot{m}_{rc} + c_2 \cdot \dot{m}_{rc}^2 + c_3 \cdot \dot{m}_{rc}^3) \quad \text{avec} \quad c_i = \frac{d_{li} + d_{2i} \cdot N_{rc}}{d_{3i} - N_{rc}} \quad (3.28)$$

Toute installation de compresseur peut devenir le siège d'instabilités de fonctionnement pouvant être dommageables pour le système. L'expérience montre que c'est aux faibles débits réduits, c'est-à-dire pour des vannages très fermés qu'apparaissent les instabilités aérodynamiques qui peuvent prendre diverses formes [65]

Les approches théoriques développées pour la ligne de pompage constituent une extension d'approches monodimensionnelles dont les plus anciennes remontent à une trentaine d'années. Il faut citer en particulier la théorie élémentaire exposée dans les cours classiques de turbomachines de Bidart [3] : elle considère le compresseur d'une manière globale, associé à un circuit récepteur constitué d'une vanne. Cette théorie détermine, à partir des pentes caractéristiques motrices et réceptrices, la limite de stabilité de l'ensemble en

tenant compte des effets capacitifs mais en négligeant les phénomènes de propagation acoustique ou entropique [73].

Une approche plus fine a été développée par Cobart et Elder [63] en étudiant le phénomène étage par étage dans le cas d'un écoulement supposé uniforme et axial à la sortie de chaque étage; Les pertes et les éventuels échanges thermiques sont pris en compte.

Dans les deux cas la limite de stabilité est déterminée par une analyse du signe des parties réelles des valeurs propres du système différentiel associé à l'écoulement de fluide dans le compresseur.

Ces approches ne peuvent pas répondre aux besoins de la commande du moteur Diesel en temps de calcul réel, nous sommes contraints de chercher à modéliser la courbe de pompage du compresseur par les relations empiriques ou semi-empiriques existantes. Dans les relations suivantes, QL représente le débit limite du fonctionnement stable du compresseur.

- *modèle un [99]:*

$$QL = a \cdot \dot{m}_c^b \quad (3.29)$$

- *modèle deux* : Friberg et Col. [68] ont admis que le pompage se produit au maximum de pression sur une isovitesse, soit :

$$d\pi_c / dN_{ic} = 0 \Rightarrow f(QL, N_{ic}) = 0 \quad (3.30)$$

- *modèle trois [44]:*

$$QL = a_1 \cdot N + a_2 \cdot N_{ic}^2 + a_3 \cdot N_{ic}^3 + a_4 \cdot N_{ic}^4 \quad (3.31)$$

Nous avons donc adopté ce dernier modèle qui offre plus de précision que les deux autres. Le premier diverge peu vers les vitesses élevées, et le deuxième pousse à droite la courbe de pompage qui limite le domaine d'instabilité du compresseur réduisant ainsi son champ de fonctionnement stable.

2.4 - Modélisation de la turbine :

Pour la turbine, l'énergie cinétique résiduelle du fluide à la sortie de la roue n'est pas utilisable, de sorte que l'on calcule le taux de détente et le rendement de manière "totale à statique" [38]. La modélisation porte sur le débit réduit \dot{m}_{rt} et le rendement isentropique η_t exprimés en fonction de la vitesse réduite N_{rt} et le rapport de pression π_t :

Les volutes des turbines centripètes ont une face extérieure importante et le fluide les traversant est à la température maximale du circuit d'échappement. Aussi les échanges thermiques avec l'extérieur sont-ils élevés. La turbine ne peut pas être considérée comme adiabatique [32].

Si on ne tient pas compte de ces pertes, ce qui revient à faire l'hypothèse fréquemment utilisée que la transformation est adiabatique, le calcul du rendement η_{qt} correspondant s'obtient à partir de l'équation (3.11) par :

$$\eta_{qt} = \left(\frac{\Delta H}{\Delta H_{is}} \right) \quad (3.32)$$

En faisant l'approximation du gaz parfait idéal, l'erreur sur la variation d'enthalpie ΔH et ΔH_{is} peut être importante [92], mais elle est du même ordre de grandeur pour ces deux quantités. En effet, la différence ΔH est relativement faible par rapport à la différence ΔH_{is} . Ainsi l'erreur sur leur rapport est négligeable ce qui rend parfaitement acceptable l'approximation du gaz parfait idéal. On peut écrire :

$$\eta_{qt} = \left(\frac{\Delta H}{\Delta H_{is}} \right) \cong \left(\frac{\Delta T}{\Delta T_{is}} \right) \quad (3.33)$$

En reprenant les équations (3.11) et (3.33) donnant respectivement le rendement isentropique η_t et le rendement η_{qt} on tire la relation liant les deux rendements :

$$\eta_t = \eta_{qt} - \frac{Q}{\Delta H_{is}} \quad (3.34)$$

$$\eta_{qt} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \cdot (1 - \pi^\gamma)} \quad (3.35)$$

Plusieurs essais de modélisation des pertes thermiques dans la turbine ont été menés : Gayvalet [32] intègre un flux élémentaire global (conduction + convection + rayonnement) le long de la volute assimilée à un cône de longueur L et de diamètre D . Elmaleh [31] somme les pertes par rayonnement et celles par convection en considérant une température uniforme sur la volute de la turbine. Lallemand [92] remarque que les pertes thermiques dépendent de la vitesse du gaz et de la température dans la volute. Or, une augmentation du débit d'air entraîne une élévation de la puissance à fournir par la turbine au compresseur, ce qui amène un accroissement de la température à l'entrée de la turbine nécessaire à l'obtention de cette puissance. La température étant alors une fonction croissante du débit, on peut faire l'hypothèse de la proportionnalité des échanges de chaleur avec le débit massique. C'est cette formulation des pertes qui a été retenue pour notre modélisation, elle nous permet d'écrire :

$$\frac{Q}{\Delta H_{is}} = \frac{a}{T_3 \cdot (1 - \pi^\gamma)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.36)$$

La figure 3.4 représente une carte des caractéristiques de fonctionnement d'une turbine

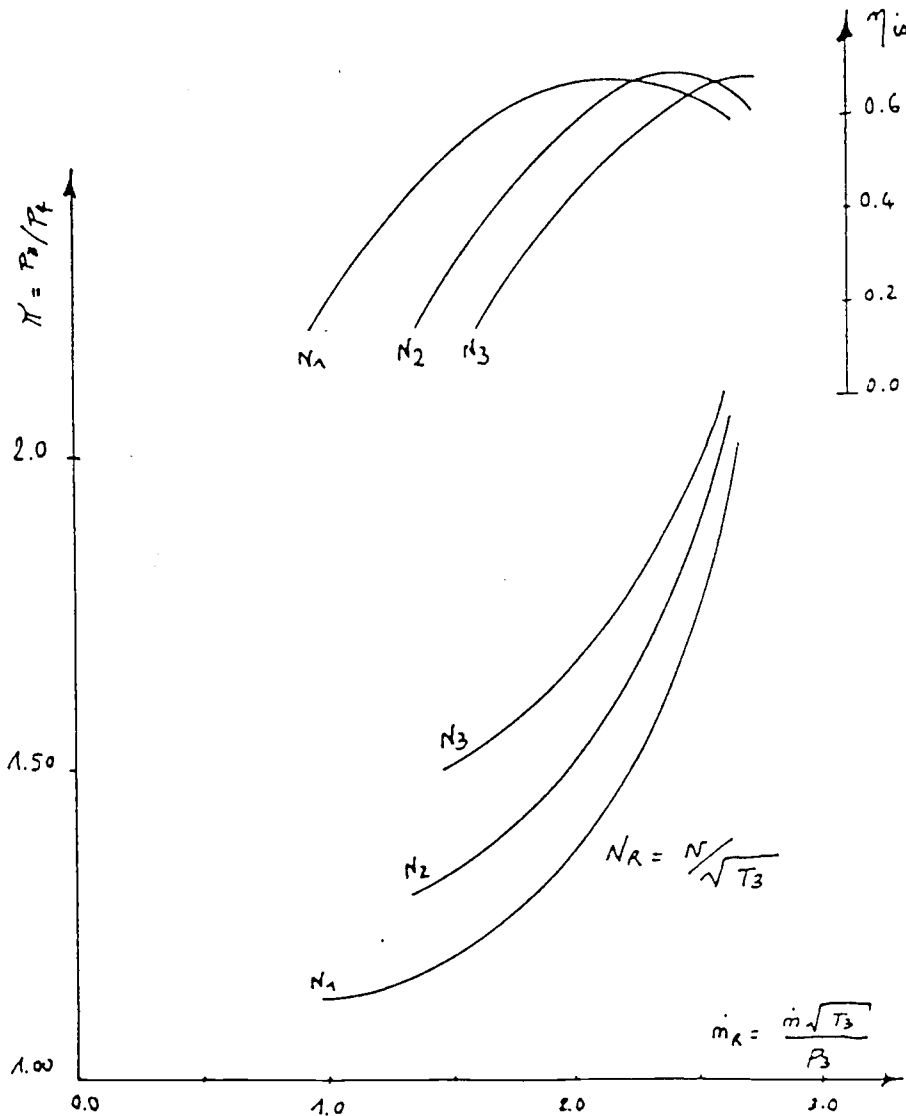


Figure 3.4 : Exemple des courbes caractéristiques d'une turbine

Comme dans le cas du compresseur, plusieurs variantes de modèles ont été proposées pour les courbes caractéristiques de la turbine en suivant le même principe d'identification à partir des expériences menées sur la turbine. La difficulté principale dans cette manière de procéder, réside dans le fait que l'expérience ne peut pas s'étaler sur tout le champ de fonctionnement de la turbine par suite du pompage du compresseur et de la saturation du moteur alors que les relations proposées doivent prévoir le comportement de la turbine dans

sa totalité. Dans ce qui suit, les coefficients a_i, b_i, c_i, d_i et k_{ij} sont des constantes à identifier à partir de l'expérience.

• *modèle un [44] :*

$$\dot{m}_{rt} = (a_0 + a_1 \cdot N_{rt} + a_2 \cdot N_{rt}^2) \cdot (b_0 + b_1 \cdot \pi_t + b_2 \cdot \pi_t^2) \quad (3.37)$$

$$\eta_t = (c_0 + c_1 \cdot N_{rt} + c_2 \cdot N_{rt}^2) \cdot (d_0 + d_1 \cdot \pi_t + d_2 \cdot \pi_t^2) \quad (3.38)$$

• *modèle deux [82]:*

$$\begin{cases} A_t = k_{11} \cdot \pi_t + k_{12} & k_{1i} = k_{1,i} \cdot \frac{N_{rt}}{\sqrt{T_e}} + k_{2,i} \end{cases} \quad (3.39)$$

$$\begin{cases} \dot{m}_{rt} = A_t \cdot \pi_t^{\frac{\gamma_t}{\gamma_t-1}} \cdot \sqrt{1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}} \end{cases} \quad (3.40)$$

$$\begin{cases} \frac{u}{C} = \frac{\pi \cdot N_{ic} \cdot r_t}{30} \cdot \left(2 \cdot C_{pg} \cdot T_e \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right) \right)^{\frac{1}{2}} \end{cases} \quad (3.41)$$

$$\begin{cases} \eta_t = b_0 + b_1 \cdot \frac{u}{C} + b_2 \cdot \left(\frac{u}{C} \right)^2 \quad \text{avec} \quad b_i = \frac{k_{1,i} + k_{2,i} \cdot N_{ic}}{k_{3,i} - N_{ic}} \end{cases} \quad (3.42)$$

• *modèle trois [30] :*

$$\begin{cases} f1 = k_{11} + k_{12} \cdot N_{rt} + k_{13} \cdot N_{rt}^2 \\ f2 = k_{14} + k_{15} \cdot N_{rt} + k_{16} \cdot N_{rt}^2 \end{cases} \Rightarrow \dot{m}_{rt} = e^{f1} \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}} \right)^{f2} \quad (3.43)$$

$$\begin{cases} h1 = k_{21} + k_{22} \cdot N_{rt} & h2 = \frac{k_{23}}{N_{rt}} + k_{24} & h3 = k_{25} & h4 = k_{26} \\ \eta_t = h1 \cdot \frac{N_{rt}}{\left(\frac{\gamma_t-1}{1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h2 \cdot \frac{N_{rt}^2}{\left(\frac{\gamma_t-1}{1 - \pi_t^{\frac{\gamma_t-1}{\gamma_t}}} \right)} + h3 \cdot N_{rt} + h4 \cdot N_{rt}^2 \end{cases} \quad (3.44)$$

• *modèle retenu :*

Le premier modèle présente, comme dans le cas du compresseur, l'inconvénient de diverger, pour les courbes de débits et de rendements, aux rapports de détente élevés sur une isovitesse. Le deuxième et le troisième modèle représentent bien les courbes caractéristiques de la turbine. Cependant, le troisième revêt un caractère semi-empirique [30] et sa

représentation est plus précise aux points de fonctionnement limites de la turbine, raison pour laquelle nous l'adoptons.

2.4.1 - Modélisation de la géométrie variable :

On ne connaît pas dans la littérature scientifique de modélisation de la turbine à géométrie variable. Nous sommes ainsi amenées à développer notre propre modélisation. Le modèle proposé résulte de notre connaissance physique des phénomènes internes dans la turbine et de notre intuition sur la forme des relations mathématiques entre les variables.

L'ouverture ou la fermeture de la section de passage des gaz d'échappement fait varier l'angle d'attaque des gaz pour les ailettes ainsi que leur vitesse à l'entrée de la turbine, deux paramètres qui ne figurent pas dans les rapports de similitude des turbomachines (relations de 3.12 à 3.15). Ce raisonnement nous laisse penser que les caractéristiques de la turbine ne changent pas, mais que la géométrie variable déplace le point de fonctionnement d'une courbe à une autre dans le champ de son fonctionnement global.

Considérons un point "M" de fonctionnement de la turbine (figure 3.5). L'étranglement de la section de passage des gaz fait diminuer la pression à l'entrée de la turbine, donc le rapport de pression p_3/p_4 , et augmenter la vitesse des gaz, donc la vitesse de la roue par la suite. Le point de fonctionnement "M" se trouve déplacé vers le point M1 sur le prolongement de la courbe correspondant à la nouvelle vitesse de rotation. L'ouverture de la section de passage des gaz déplace le point "M" vers la position M2. Le raisonnement est analogue pour le rendement de la turbine.

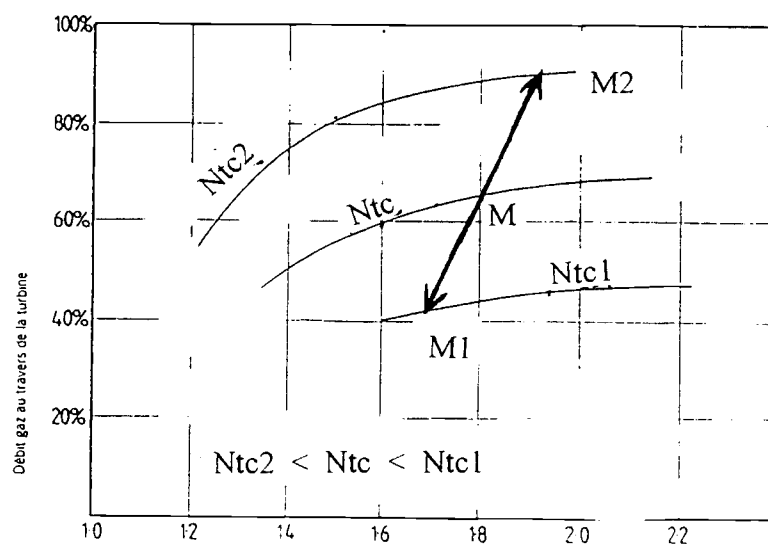


Figure 3.5 : Effet du GV sur un point de fonctionnement M de la turbine

La turbine fonctionne, pour une vitesse de rotation constante, entre une valeur minimale et une valeur maximale du débit des gaz. Pour retrouver la même vitesse de rotation, après ouverture de la section de passage des gaz, il faut avoir des débits (minimum et maximum) plus petits pour des pressions plus grandes à l'entrée de la roue. La courbe correspondant à la même vitesse de rotation se trouve ainsi déplacée en bas et à droite (figure 3.6). L'étranglement de la section des gaz présente un effet inverse. Le raisonnement est également similaire pour le rendement.

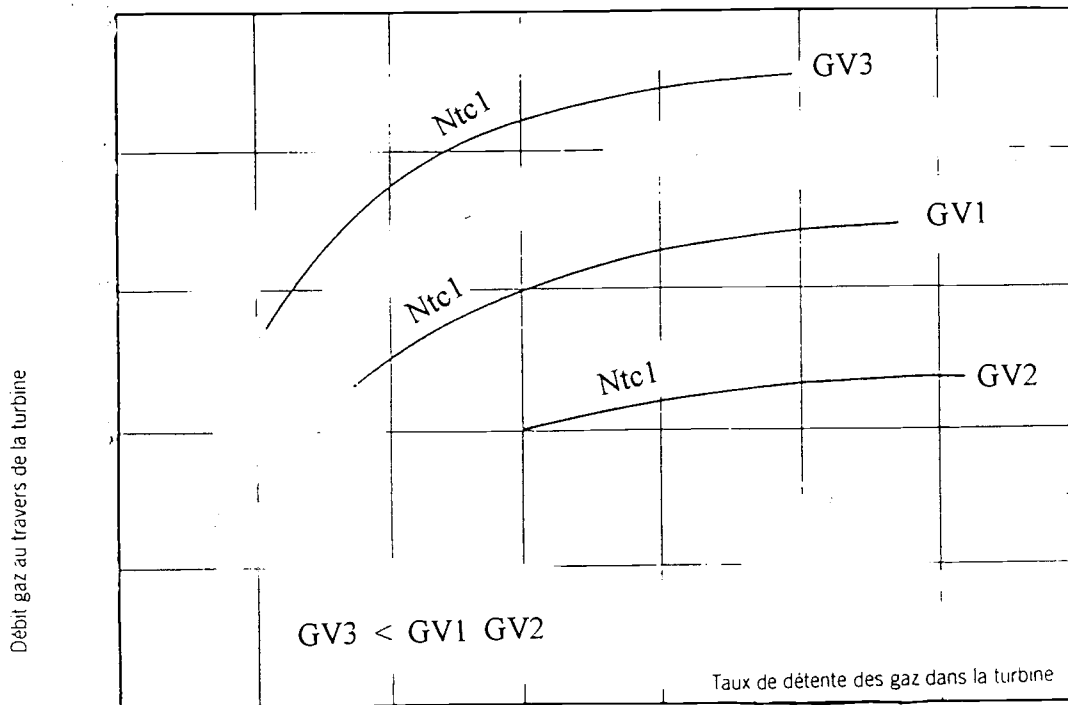


Figure 3.6 : Influence du GV sur une isovitesse

Pour une courbe caractéristique à régime constant de la turbine, avec la variation de la géométrie variable GV se traduit par une translation diagonale. C'est-à-dire par des fonctions de GV multipliées ou additionnées à $f1$ et $f2$ de l'équation (3.43) pour le débit et à $h1$, $h2$, $h3$, et $h4$ de l'équation (3.44) pour le rendement. Après plusieurs essais d'identification des fonctions sur calculateur, nous adoptons pour la turbine à géométrie variable le modèle suivant :

• Débit :

$$\left\{ \begin{array}{l} f1 = c_{11} + c_{12} \cdot N_{rt} + c_{13} \cdot N_{rt}^2 + c_{14} \cdot GV + c_{15} \cdot GV^2 \\ f2 = c_{16} + c_{17} \cdot N_{rt} + c_{18} \cdot N_{rt}^2 + c_{19} \cdot GV + c_{10} \cdot GV^2 \end{array} \right\} \quad (3.45)$$

$$\dot{m}_{rt} = e^{f1} \cdot \left(1 - \pi_1^{\frac{\gamma_t - 1}{\gamma_t}} \right)^{f2}$$

• Rendement :

$$\left\{ \begin{array}{l} h1 = c_{21} + c_{22} \cdot N_{rt} + c_{23} \cdot GV^2 \quad h2 = \frac{c_{24}}{N_{rt}} + c_{25} + c_{26} \cdot GV \quad h3 = c_{27} + c_{28} \cdot GV \quad h4 = c_{29} \\ \eta_t = h1 \cdot \frac{N_{rt}}{\left(\frac{\gamma_t - 1}{1 - \pi_t^{\gamma_t}} \right)^{\frac{1}{2}}} + h2 \cdot \frac{N_{rt}^2}{\left(\frac{\gamma_t - 1}{1 - \pi_t^{\gamma_t}} \right)} + h3 \cdot N_{rt} + h4 \cdot N_{rt}^2 \end{array} \right. \quad (3.46)$$

2.4.2 - Effet de l'écoulement pulsé sur la turbine :

Les caractéristiques d'une turbine radiale de turbocompresseur établies sur un banc stationnaire diffèrent souvent de celles relevées sur un banc moteur. Cette erreur est due à l'écoulement pulsé en amont de la turbine suite à la multiplicité des cylindres qui engendre des pulsations sur le débit des gaz à l'entrée de la turbine. Des travaux théoriques ont été effectués afin de quantifier l'effet de l'écoulement pulsé sur la turbine :

Wallace et Gave [129] ont introduit une "pression moyenne arithmétique" définie par :

$$p_{ma} = \frac{1}{4\pi} \cdot \int_0^{4\pi} p_e(\theta) d\theta \quad (3.47)$$

où p_e est la pression à l'entrée de la turbine. Cette méthode implique pour nous une mesure supplémentaire nécessitant un instrument dont le temps de réponse est suffisamment réduit afin de pouvoir suivre l'évolution de la pression d'échappement en fonction du degré vilebrequin.

Withhouse et Col. [128] ont introduit l'idée d'un "rendement apparent" défini par :

$$\eta_p = \eta_{st} \cdot (a \cdot \dot{m}_t + b) \quad (3.48)$$

où a et b sont déterminés à partir de deux relevés expérimentaux en fonctionnement stabilisé, η_p et η_{st} sont respectivement le rendement apparent mesuré sur banc-moteur et le rendement de la turbine en fonctionnement stabilisé. Le facteur pulsé (η_p/η_{st}) évalué était une courbe linéaire très simple pour une turbine axiale. Cependant, des difficultés particulières apparaissent lors de l'application à une turbine radiale [39, 133].

Zhu [46] définit, à partir des paramètres instantanés de l'écoulement pulsé, un "écoulement stationnaire équivalent" ayant même énergie, même quantité de mouvement et même entropie. Il en déduit un coefficient β de rapport de pression (π_p/π_{st}) et un coefficient α de rendement (η_p/η_{st}). Ces coefficients sont exprimés par la suite en fonction de la fréquence du signal de pression et de son facteur de forme. Pour caractériser ce dernier, plusieurs

définitions ont été données dans la bibliographie [37, 43] mais qui souffrent d'une contradiction majeure : si le facteur de forme proposé est représentatif du signal, il n'est pas facilement accessible à la mesure et inversement, s'il est mesurable il devient peu représentatif du signal.

Vu l'insuffisance des approches théoriques, nous avons adopté une idée simple proposée par Schamsi [113, 114]. Elle consiste à utiliser un "taux de détente moyenne effective" définie par la détente dans une turbine fonctionnant en régime pulsé et qui fournit, tout en conservant les mêmes caractéristiques de fonctionnement stationnaire de la turbine : débit et nature de gaz, le même travail effectif que si elle fonctionnait en régime stabilisé. Ceci revient à écrire :

$$K = \frac{\pi_p}{\pi_{st}} \quad (3.49)$$

2.5 - Couplage statique turbine-compresseur :

- Le compresseur et la turbine sont liés mécaniquement :

$$N_c = N_t = N_{tc} \quad (3.50)$$

- Les débits traversants le compresseur et la turbine sont liés par l'équation de continuité :

$$\dot{m}_t = \dot{m}_c \cdot (1 + \varepsilon) \quad \text{avec } \varepsilon = \dot{m}_f / \dot{m}_c \quad (3.51)$$

- La puissance la turbine est fournie au compresseur aux pertes mécaniques près :

$$P_t = \eta_m \cdot P_c \quad (3.52)$$

Or

$$P_c = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (3.53)$$

$$P_t = \dot{m}_t \cdot C_g \cdot T_e \cdot \left(1 - \frac{1}{K} \cdot \pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) \cdot \eta_t \quad (3.54)$$

où K est le facteur pulsé, d'où :

$$\dot{m}_c \cdot C_p \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} - 1 \right) = \dot{m}_c \cdot (1 + \varepsilon) \cdot C_g \cdot T_e \cdot \left(1 - \frac{1}{K} \cdot \pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right) \cdot \eta_t \cdot \eta_c \cdot \eta_m \quad (3.55)$$

Cette égalité permet, tenant compte des formules (3.27, 3.28, 3.45 et 3.46), de trouver une relation de la forme :

$$\pi_c = f(\pi_t, GV) \quad (3.56)$$

et en supposant que les pressions p_t et p_c sont connues (proche de la pression atmosphérique) :

$$p_c = f(p_t, GV) \quad (3.57)$$

5.6 - Couplage transitoire turbine-compresseur :

- La loi fondamentale de la dynamique appliquée aux parties tournantes du turbocompresseur donne :

$$\frac{\pi^2}{900} \cdot I_{tc} \cdot N_{tc} \cdot \frac{dN_{tc}}{dt} = P_t - P_c - Pertes \quad (3.58)$$

Les pertes sont exprimées par une fonction linéaire de la vitesse de rotation du turbocompresseur et de la température moyenne du lubrifiant [137] :

$$Pertes = a \cdot N_{tc} + b \cdot \bar{T}_{huile} + c \quad (3.59)$$

- Le débit instantané des gaz traversant la turbine n'est égal à celui traversant le compresseur qu'après un certain temps de retard. Celui-ci est supposé égal au temps de résidence des gaz à l'intérieur du cylindre à soupapes fermées [72], soit (360 - RFA - AOE) degrés vilebrequin. Ainsi :

$$\dot{m}_t(t) = \dot{m}_c(t + \tau) \quad \text{avec} \quad \tau = \frac{360 - RFA - AOE}{60 \cdot N} \quad (3.60)$$

3 - MODELISATION DE L'ADMISSION ET DE L'ECHAPPEMENT :

Il s'agit de déterminer la masse d'air introduite dans le moteur pour chaque admission ainsi que celle traversant la turbine. La ligne d'air comprend le collecteur d'admission et ses prolongements dans la culasse, qui distribue l'air aux cylindres et lisse les oscillations de la pression, et les soupapes d'admission qui synchronisent l'entrée du mélange frais dans les cylindres. Les besoins du modèle pour l'échappement se limitent à la température à l'entrée de la turbine.

La cause du mouvement d'air dans les tubulures est le pompage provoqué par la descente du piston dans le cylindre en phase d'admission. Ce mouvement induit des phénomènes acoustiques (ondes de pression) (figure 3.7) bien connus des motoristes qui

accordent les tubulures pour obtenir des résonances améliorant le remplissage des moteurs à certains régimes [86, 109].

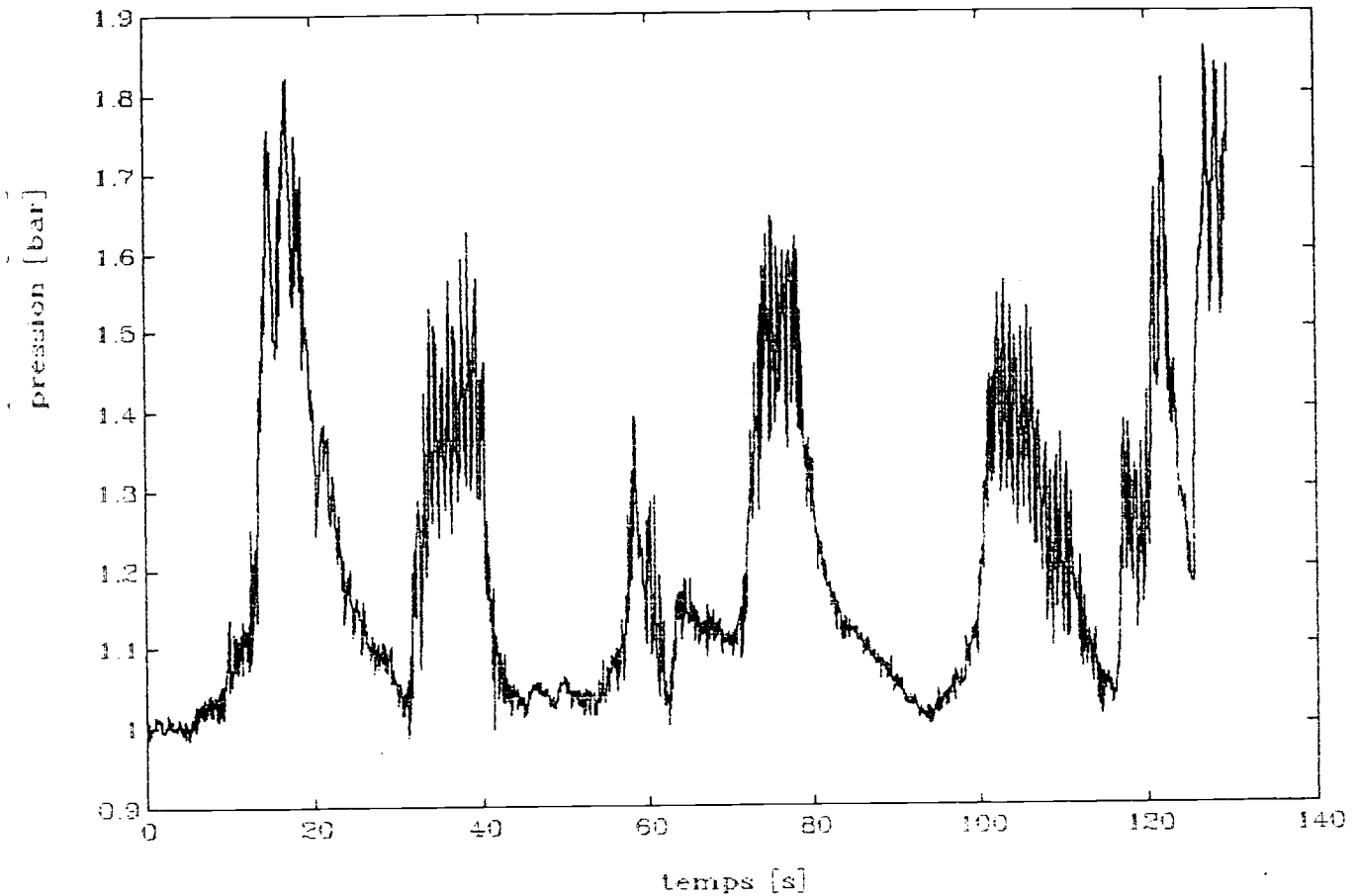


Figure 3.7 : Ondes de pression à l'admission

3.1 - Masse d'air admise dans le moteur :

En désignant par θ_1 l'angle d'Avance à l'Ouverture d'Admission (AOA) et par θ_2 l'angle de Retard à la Fermeture d'Admission (RFA), la masse d'air m_a admise dans le cylindre s'écrit [20] :

$$m_a = \int_{\theta_1}^{\theta_2} dm(\theta) \quad (3.61)$$

avec $dm(\theta) = q_A(\theta) \cdot dt = q_A(\theta) \cdot \frac{d\theta}{\omega}$, ω est la vitesse angulaire et q_A est le débit instantané d'écoulement à travers les soupapes d'admission déduit de la loi de Saint-Venant décrivant le débit d'un fluide compressible à travers un orifice. La pression amont est assimilée à la pression de suralimentation p_s , la pression aval à la pression dans la chambre $p(\theta)$:

$$q_A = S(\theta) \cdot \frac{p_s}{r \cdot T_s} \cdot f\left(\frac{p(\theta)}{p_s}\right) \quad (3.62)$$

où : $S(\theta)$ est la section efficace de passage à travers les soupapes, T_s est la température de suralimentation et f une fonction non linéaire du rapport des pressions amont/aval :

$$f(x) = \left(\frac{2}{\gamma-1} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \sqrt{1-x^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (3.63)$$

L'intégration de l'équation (3.61) doit se faire numériquement à partir de l'évolution $p(\theta)$ à chaque degré vilebrequin. Or, selon la première hypothèse donnée par (3.2) dans le principe de la modélisation, l'échelle de temps est un cycle moteur de 720 degrés. Ainsi, dans le souci de simplicité, nous proposons de passer par la notion du rendement volumétrique afin de calculer la quantité d'air qui pénètre dans le moteur.

Le rendement volumétrique est défini par le rapport de la masse réellement admise m_a sur la masse théorique m_{th} d'air qui pourrait être admise dans le cylindre dans les conditions de p_s et T_s :

$$\eta_v = \frac{m_a}{m_{th}} \quad (3.64)$$

avec
$$m_{th} = Cy \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon-1} \cdot \frac{p_s}{R \cdot T_s} \quad (3.65)$$

Les causes de l'imperfection du remplissage sont au nombre de cinq [22] :

- pertes de charge à l'admission : Ces pertes se traduisent généralement par un facteur multiplicatif η_a tel que [22] :

$$\eta_a = 1 - \xi(Re) \cdot \rho \cdot \frac{l}{D} \quad (3.66)$$

l est la longueur de la conduite d'air et D son diamètre. Or, du fait de la faible variation du nombre de Reynolds (Re), le facteur η_a est pratiquement constant.

- pertes de charge à l'échappement (contre-pression) : Elles induisent une recirculation interne des gaz d'échappement qui diminue la masse de mélange frais admise. Différentes formes sont proposées pour l'influence de ce phénomène, par l'intermédiaire d'un facteur toujours multiplicatif [29, 140]:

$$\eta_p = a - b \cdot \frac{p_e}{p_s} \quad (3.67)$$

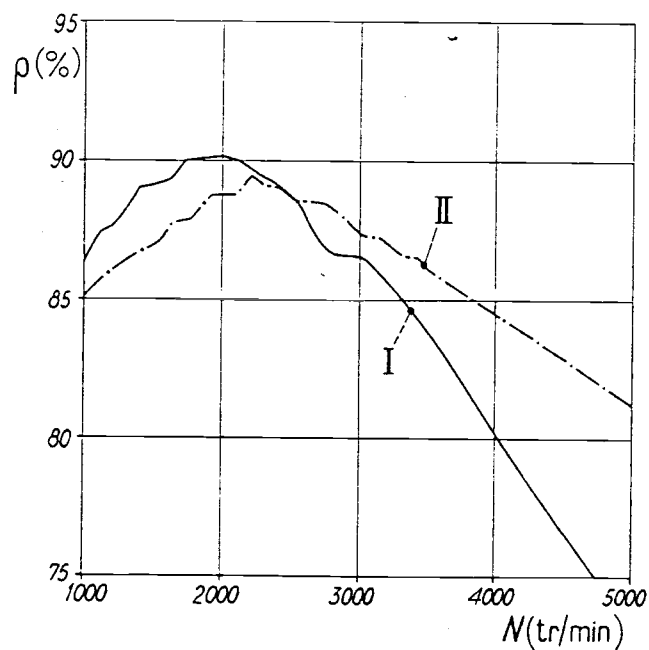
$$\eta_p = a + b \cdot \frac{p_s - p_e}{\sqrt{T_s}} \quad (3.68)$$

- pertes liés à la distribution η_d : Elles sont causées par les avances et retards à la fermeture et à l'ouverture des soupapes, ainsi qu'aux croisements qui en résultent et qui se sont révélés indispensables au bon fonctionnement du moteur.

- échauffement au cours de pénétration η_e : Ces pertes contribuent à augmenter la température de suralimentation et à réduire par la suite la masse d'air frais admise dans le moteur.

- phénomènes acoustiques mal dominés : La courbe de remplissage d'un moteur à vitesse essentiellement variable a généralement une forme assez tourmentée et se caractérise le plus souvent par une modulation apparemment aléatoire, mais bien déterminée en fonction du régime moteur [84, 140] (figure 3.8). Une description abrégée peut se résumer [82] par un facteur multiplicatif η_N :

$$\eta_N = a + b \cdot N + c \cdot N^2. \quad (3.69)$$



I 4 cylindres. 9 CV } à distribution tourisme. à veines
 II 4 cylindres. 8 CV } d'admission identiques (échappement corrigé)
 Pour une puissance fiscale de 9 CV : moteur à 4 cylindres de 84 mm x 73 mm, soit 1618 cm³ : taux de compression de 7.6 et pour 8 CV : 80 mm x 73 mm, soit 1467 cm³ (culasses et distributions expérimentales identiques).

Figure 3.8 : Effet du régime sur le remplissage du moteur [20]

Plus généralement, ces dépendances de la masse admise sont traduites par une fonction de plusieurs variables [29, 82, 89, 140] obtenue par régression polynomiale. Nous retiendrons une formulation de ce type qui permet de décrire à la fois la dépendance quasi-linéaire à la pression de suralimentation, et les non linéarités diverses dépendant du point de fonctionnement :

$$\eta_v = \eta_a \cdot \eta_p \cdot \eta_d \cdot \eta_e \cdot \eta_N = \eta_{vN} \cdot \eta_p \quad (3.70)$$

La régression polynomiale retenue pour η_{vN} est de la forme suivante :

$$\eta_{vN} = (a_1 + a_2 \cdot X_{rack}) + (b_1 + b_2 \cdot X_{rack}) \cdot N + (c_1 + c_2 \cdot X_{rack}) \cdot N^2 \quad (3.71)$$

3.2 - Modélisation de l'admission en régime transitoire :

On admet que l'écoulement des gaz dans la conduite d'admission est monodimensionnel et que la géométrie de la section est constante le long de la conduite reliant le compresseur au moteur. Le problème revient à déterminer les quatre fonctions inconnues ($\rho(t)$, $\bar{v}(t)$, $p(t)$, $T(t)$), qui sont respectivement la masse volumique, la vitesse, la pression et la température dans la conduite d'admission, à tout instant. Ces fonctions sont solution du système d'équations de la dynamique des gaz :

- Equation d'état : $p = \rho \cdot r \cdot T \quad (3.72)$

- Equation de continuité : $\frac{d\rho}{dt} + \rho \cdot \text{div} \bar{v} = 0 \quad (3.73)$

En prenant un volume élémentaire $dV = S \cdot dx$, et en intégrant le long de la conduite d'admission supposée de longueur l , on peut écrire :

$$\int_l \frac{d\rho}{dt} \cdot S \cdot dx + \int_l \rho \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \cdot S \cdot dx = 0 \quad (3.74)$$

Avec la première hypothèse de simplification (équation 3.2) qui postule une répartition uniforme dans un seul bloc, la première intégrale de l'expression (3.74) s'écrit :

$$\int_l \frac{d\rho}{dt} \cdot S \cdot dx = \frac{d\rho}{dt} \int_l S \cdot dx = V_a \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3.75)$$

où V_a est le volume totale de la conduite d'admission. La deuxième intégrale s'exprime par :

$$\int_l \rho \cdot \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \cdot S \cdot dx = \int_l \frac{\partial(\rho v S)}{\partial x} \cdot dx = \sum \dot{m} \quad (3.76)$$

Les débits présents, à un instant donné, dans le volume d'admission sont celui soufflé par le compresseur \dot{m}_c et celui aspiré par le moteur \dot{m}_a , d'où l'équation différentielle finale traduisant la continuité :

$$V_a \cdot \frac{d\rho}{dt} = \dot{m}_c - \dot{m}_a \quad (3.77)$$

• Equation d'énergie :
$$\rho \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dt} = -p \cdot \text{div} \bar{u} + \frac{\Phi}{S} + \frac{\Psi}{S} \quad (3.78)$$

avec C_v est la chaleur spécifique du gaz à volume constant, Φ est le flux de chaleur échangé par convection aux parois et Ψ le flux de chaleur échangé par conduction aux parois.

Comme dans le cas du compresseur, les échanges thermiques, vu les écarts de températures, sont négligeables [92]. Ainsi, en substituant à $\text{div} \bar{u}$ sa valeur tirée de l'équation de continuité, on peut écrire :

$$\rho \cdot C_v \cdot \frac{dT}{dt} = \frac{p}{\rho} \cdot \frac{d\rho}{dt} \quad (3.79)$$

En utilisant l'équation d'état (3.72), il vient :

$$\frac{dT}{T} = \frac{R}{C_v} \cdot \frac{d\rho}{\rho} \quad (3.80)$$

dont l'intégration nous conduit à :

$$\frac{T}{\rho^{\frac{R}{C_v}}} = cte \quad (3.81)$$

qui n'est que l'équation de transformation isentropique. On démontre par ce simple raisonnement qu'en l'absence d'irréversibilités, l'écoulement physique peut être considéré comme un écoulement isentropique et l'équation de conservation de l'énergie peut être remplacé par l'équation isentropique.

3.3 - Modélisation de l'échappement :

Les hypothèses relatives à l'écoulement des gaz dans la conduite d'échappements sont les même que celles prises pour l'admission (§ 3.2). On démontre alors de la même façon que l'équation de continuité s'écrit :

$$V_t \cdot \frac{d\rho_e}{dt} = \dot{m}_a - \dot{m}_t \quad (3.82)$$

où V_t est le volume de la conduite liant la sortie du moteur à l'entrée de la turbine, \dot{m}_t est le débit traversant la turbine. Par contre, on ne peut plus ici négliger dans l'équation d'énergie les échanges de chaleur par les parois de la conduite, ce qui peut compliquer l'intégration de cette équation. Nous avons choisi l'équation donnant la température T_e à l'entrée de la turbine fournie par [114, 116] :

$$T_e = T_0 + \Delta T_c + \Delta T_h + \Delta T_m \quad (3.83)$$

ΔT_c , ΔT_h et ΔT_m sont les accroissements de la température dus respectivement au compresseur, à l'échangeur et au moteur. L'accroissement ΔT_h est obtenu en introduisant le rendement de l'échangeur :

$$\Delta T_h = T_c - T_h = \eta_h(T_c - T_0) \quad (3.84)$$

Pour une compression polytropique, l'accroissement ΔT_c est donné par :

$$\Delta T_c = \eta_c \cdot T_0 \cdot \left(\left(\frac{p_c}{p_0} \right)^{k_c - 1/k_c} - 1 \right) \quad (3.85)$$

La plage de variation de $\frac{p_c}{p_0}$ étant de 1 à 2,8 pour le moteur étudié, la courbe $\Delta T_c = f\left(\frac{p_c}{p_0}\right)$ peut être approchée, dans cet intervalle, par une droite :

$$\Delta T_c = e + f \cdot \left(\frac{p_c}{p_0} \right) \quad (3.86)$$

dont les paramètres 'e' et 'f' seront déduits à partir des mesures expérimentales (figure 3.9). L'accroissement ΔT_m dû à la combustion est une fonction du rapport Air/Fuel et du régime de rotation du moteur N . [114, 116] :

$$\Delta T_m = \frac{\alpha_3 \cdot (1 - \eta_i) \cdot Pci}{1 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}} - \left(\frac{\alpha_2}{N} + \alpha_1 \right) \quad (3.87)$$

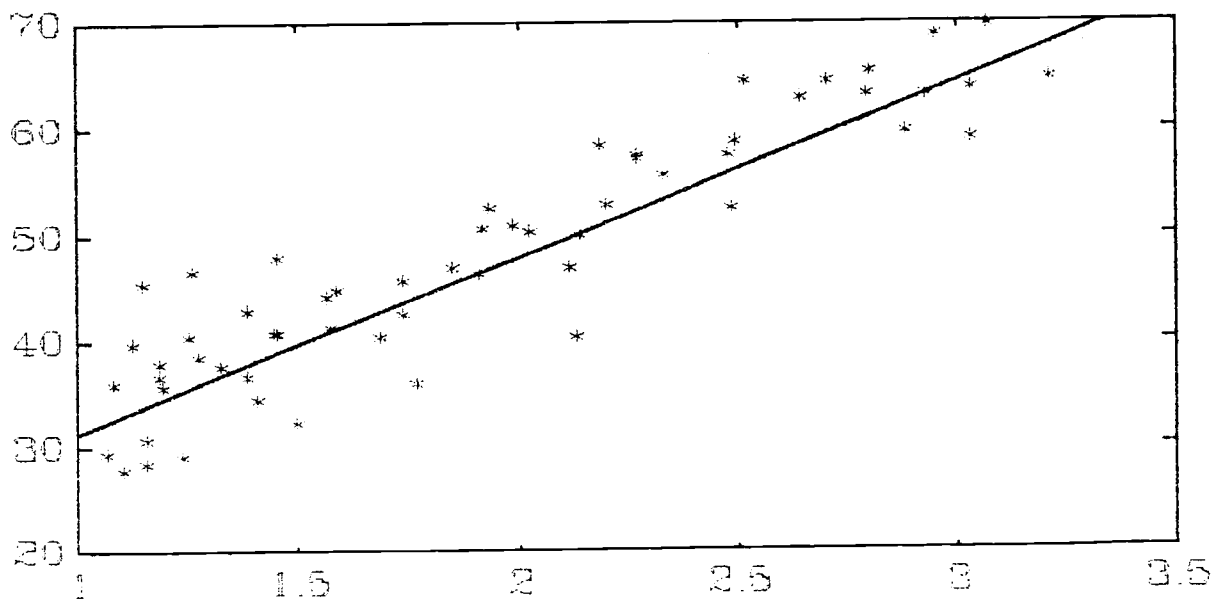


Figure 3.9 : Lnéarisation de l'équation (3.92) représentant la température d'admission en fonction de la pression de suralimentation

En régime transitoire, l'évolution de la température d'échappement n'est pas évidemment quasi-statique, les pertes thermiques sont plus importantes et un facteur correctif faisant intervenir le temps semble être indispensable. Shamsi [114] propose pour ce facteur la relation :

$$\varepsilon_T = \frac{T_f - T_i}{1 + \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}} \cdot e^{-\alpha \cdot t} \quad (3.88)$$

où T_i et T_f sont respectivement les températures initiales et finales de l'évolution transitoire.

4- MODELISATION DU CYCLE THERMODYNAMIQUE :

Les évolutions thermodynamiques réelles ne sont ni réversibles, ni isochore, isobare ou isentropique. La combustion n'est pas instantanée et les gaz ne sont pas parfaits. Les pertes de charges dans les canalisations d'admission sont importantes ainsi que les pertes calorifiques à travers les parois du moteur. Pour intégrer ces écarts par rapport aux hypothèses du cycle théorique on définit le rendement indiqué par le rapport du travail théorique des forces de pression p_g sur la quantité de chaleur dégagée par la combustion complète de la masse de gazole injectée m_f dans le cylindre [23] :

$$\eta_i = \frac{\oint p_g \cdot dV}{P_{ci} \cdot m_f} \quad (3.89)$$

Le paramètre qui caractérise les pertes par frottement est la pression moyenne de frottement : pmf , rapport entre le travail de frottement W_f et la cylindrée du moteur Cy . Le nombre de paramètres qui intervient dans la détermination des pertes étant trop élevé et imprécis, l'influence de ces paramètres étant mal connus, l'évaluation de la pression moyenne de frottement est encore purement expérimentale. Parmi ces paramètres on peut citer : la viscosité de l'huile, la pression du cylindre, les frottements piston / segments, le rapport entre la course et le diamètre du cylindre, la taille du moteur, etc...

En tenant compte de ces puissances développées sur le vilebrequin, la loi fondamentale de la dynamique s'écrit :

$$\frac{\pi^2}{900} I \cdot N \cdot \frac{dN}{dt} = \eta_i \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} - pmf \cdot Cy \cdot \frac{N}{120} - C_m \cdot N \cdot \frac{\pi}{30} \quad (3.90)$$

Il s'agit alors de modéliser les trois paramètres essentiels de cette équation : pmf , η_i , et C_m .

4.1 - Modèle du frottement global :

Les pertes par frottement se dissipent en chaleur dans le moteur au niveau de la ligne d'arbre, les organes de transmission du mouvement, la pompe à huile, la pompe à eau, le ventilateur ainsi que dans les coussinets de bielle, le frottement piston / cylindre et segments / cylindre. Vu la complexité pour traiter chaque élément à part, nous avons préféré les formules d'évaluation globale de ces pertes. Toutes ces formulations sont fondées sur des corrélations empiriques à partir de résultats expérimentaux avec comme variables : la pression des gaz de combustion, la vitesse de vilebrequin et / ou du piston, le rapport volumétrique de compression, les dimensions du piston et des segments, les caractéristiques du lubrifiant, etc. ... Le tableau 3.1 se limite aux formules proposées pour le moteur Diesel.

Dans ces formules, le terme constant reflète le frottement dans les accessoires, celui en N présente le frottement dans le cylindre tandis que le terme en p_{max} reflète le frottement sur le vilebrequin [94]. Ces formules de pmf introduisent trois variables moteur : le régime de rotation N , la vitesse de piston V_p qui peut être exprimée en fonction du régime de rotation ($V_p = Course \cdot \frac{N}{30}$) et la pression maximale du cycle p_{max} qui peut être déduite dans des modèles de connaissance traitant le cycle thermodynamique pas à pas dans un long calcul numérique.

Chen et Fleyn [62]	$pmf = 0,138 + 0,005 \cdot p_{max} + 0,164 \cdot V_p$
Millington et Hartles [102]	$pmf = A + 4,83 \cdot 10^{-4} \cdot N + 0,103 \cdot (V_p/5,05)^2$ $A = (\varepsilon - 4) / 14,5$ pour moteur à injection directe, $A = \varepsilon / 14,5$ pour moteur à injection indirecte
Winterbonne et Tennant [135]	$pmf = 0,061 + 0,294 \cdot N / 1000 + 0,016 \cdot p_{max}$
Furuhama [69]	$pmf = C_1 \cdot (\mu N)^{0,6}$
Yokooku et Col. [136]	$pmfp = pmfs + pmff$ $pmfs = (0,023 + 0,03 \cdot V_p) \cdot Fr$ $pmff = 0,04 + 0,15 \cdot V_p$
Guichaoua et Col. [77]	$pmf = 1,03 + 0,62 \cdot 10^{-3} \cdot N - 0,11 \cdot 10^{-6} \cdot N^2$

Tableau 3.1 : Formules proposées pour la pmf dans le moteur Diesel

L'échelle de temps choisie étant égale à un cycle moteur, nous limitons notre choix aux formules faisant intervenir seulement le régime de rotation du moteur. Suite à une analyse récente de ces différentes formulations du frottement globale faite par Benhassaine [26] nous avons retenu, pour sa simplicité, sa précision et son actualité, la formulation de Guichaoua et Col. [77], avec une réidentification spécifique de ces coefficients :

$$pmf = a + b \cdot N + c \cdot N^2 \quad (3.91)$$

4.2 - Modèle du rendement indiqué :

Les formules du rendement indiqué ne sont pas très abondantes. Ces relations essayent d'intégrer les effets des pertes par imbrûlés et des pertes par les parois, facteurs déterminants sur le rendement indiqué. Elles sont à caractère empirique ou semi-empirique dont les paramètres sont à identifier à partir de l'expérience. Elles font intervenir le régime de rotation, le rapport air/carburant ou ces deux variables réunies. La courbe expérimentale (figure 3.10) du rendement indiqué en fonction de l'excès d'air λ tend généralement à baisser dès que λ s'approche de l'unité, elle reste à peu près constante pour des excès d'air grandes. Les relations traduisant ces phénomènes prennent une forme polynomiale [81, 112] ou exponentielle [82] :

$$\begin{aligned} \eta_{i1} &= a + b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2 \\ \eta_{i1} &= a + b \cdot \lambda^{-k} \end{aligned} \quad (3.92)$$

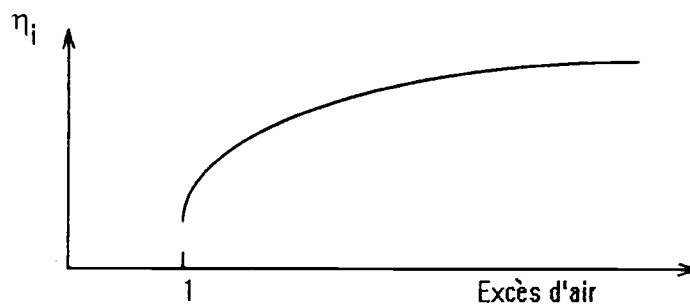


Figure 3.10 : Courbe du rendement indiqué en fonction de l'excès d'air

Les pertes par les parois dépendent du rapport existant entre l'aire de ces parois et le volume de comburant utilisé pour une richesse donnée, donc du rapport (surface / volume) de la chambre de combustion [23]. Par ailleurs ces pertes augmentent avec la turbulence à l'intérieur de la chambre de combustion, donc avec le régime de rotation du moteur. On trouve pour ce phénomène des relations de la forme [82] :

$$\eta_{i2} = a + b \cdot N + c \cdot N^2 \quad (3.93)$$

On démontre enfin [114, 116] que ces pertes sont inversement proportionnelles à la racine carrée de la vitesse de rotation. Une formulation complète du rendement dû au pertes par les parois est proposée par [42]:

$$\eta_{i2} = a + b \cdot N + c \cdot N^2 + \frac{d}{N} + \frac{e}{N^2} \quad (3.94)$$

Nous avons choisi d'introduire les deux effets dans une seule formule traduisant le rendement indiqué par : $\eta_i = \eta_{i1} \cdot \eta_{i2}$. Après plusieurs essais d'identification et de simulation, nous avons retenu :

$$\eta_i = \left(a + b \cdot N + c \cdot N^2 + \frac{d}{N} + \frac{e}{N^2} \right) \cdot (f + g \cdot \lambda^{-k}) \quad (3.95)$$

4.3 - Modèle du couple effectif :

Le moteur présente un couple maximal qui varie en fonction de sa vitesse de rotation (figure 3.11). La courbe des couples maximaux d'un moteur Diesel suralimenté peut être présentée par deux arcs de parabole (figure 3.12) se raccordant au point de couple maximum [42].

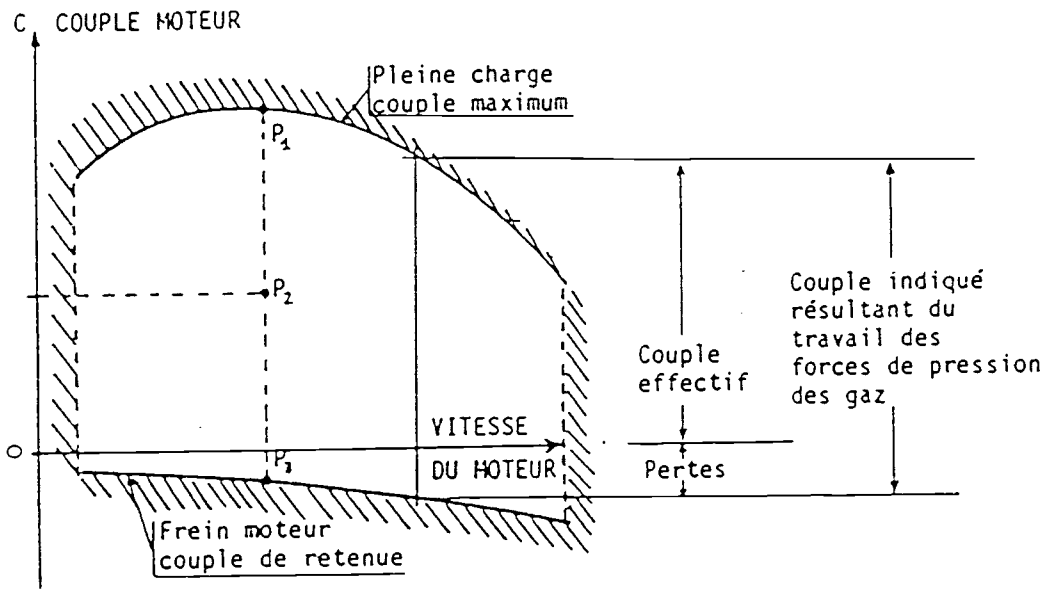


Figure 3.11 : Zones de fonctionnement d'un moteur Diesel à injection directe

Ces deux arcs de paraboles satisfont aux conditions suivantes pour l'expression $C_m(N)$ du couple moteur en fonction de sa vitesse de rotation :

$$\text{1er arc.} \quad C(N_1) = C_1; \quad C(N_2) = C_2; \quad \frac{dC}{dN}(N_2) = 0 \quad \text{pour } N \in [N_1, N_2] \quad (3.96)$$

$$\text{2ème arc.} \quad C(N_2) = C_2; \quad C(N_3) = C_3; \quad \frac{dC}{dN}(N_2) = 0 \quad \text{pour } N \in [N_2, N_3] \quad (3.97)$$

où N_1 est la vitesse de rotation minimum du moteur, N_2 celle où le couple moteur atteint son maximum, N_3 est la vitesse de rotation maximum du moteur. D'où l'expression qui sera utilisée dans notre modélisation :

$$C_m(N) = C_2 - (C_2 - C_k) \cdot \left(\frac{N_2 - N}{N_2 - N_k} \right)^2 \quad (3.98)$$

avec $k = 1$ pour le premier arc et $k = 3$ pour le deuxième arc.

Pour balayer tout le domaine de fonctionnement du moteur, on exprime généralement les expressions C_1 , C_2 et C_3 par des relations polynomiales de deuxième degré en fonction de la position de la crémaillère X_{rack} .

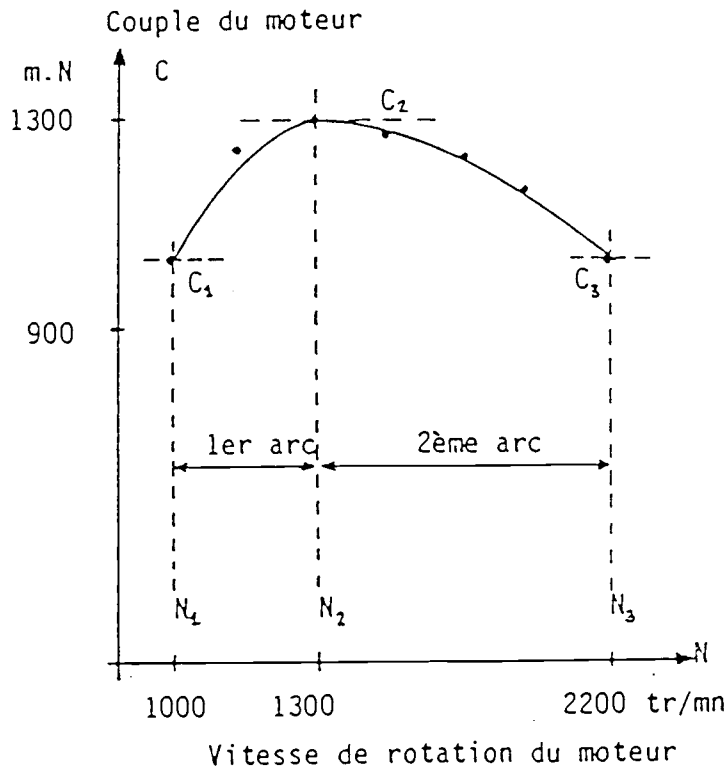


Figure 3.12 : Modélisation de la courbe des couples du moteur en deux arcs de paraboles

5 - MODELISATION DE L'INJECTION :

La zone de fonctionnement d'un moteur Diesel à injection directe dans le plan couple-vitesse de rotation du moteur présente des courbes caractéristiques (figure 3.11) limitées par :

- deux vitesses de rotation minimale et maximale du moteur, où le régulateur de la pompe d'injection coupe l'arrivée de gazole afin d'éviter une vitesse de rotation destructive.
- deux courbes limites de couple moteur. Pour une vitesse de rotation fixée, on distingue le point de couple maximum (P1) du moteur où le débit de carburant est maximal, le point de couple de retenue (P3) où le débit est nul et les points de couple intermédiaires (P2) correspondant à une charge partielle du moteur.

On note sur la figure 3.13 la nécessité d'un certain débit initial pour surmonter le couple des pertes mécaniques (frottements, transvasements des gaz dans les cylindres lors de l'admission et l'échappement, auxiliaires du moteur ...) et la présence d'un couple de saturation correspondant au couple maximum dans la zone de fonctionnement du moteur.

5.1 - Modèle stationnaire de l'injection :

Dans les modélisations classiques, la consommation de carburant est une expression analytique du débit de carburant en fonction du couple du moteur et de sa vitesse de rotation dont les paramètres sont identifiés à partir des essais.

• Dans le modèle SIMAVERO [112], l'expression du débit du carburant \dot{m}_f est décrite par :

$$\dot{m}_f = a \cdot N \cdot (C_m + C_r) \cdot \frac{1+b}{C_s + C_m} \quad (3.99)$$

où a et b sont des coefficients constants, N est la vitesse de rotation du moteur, C_m est le couple effectif sur l'arbre moteur, C_r est le couple résistant dû aux pertes mécaniques internes au moteur et C_s est le couple de "saturation".

Le couple résistant C_r est exprimée sous forme d'un polynôme du second degré en fonction de la vitesse de rotation N du moteur :

$$C_r = \sum_{i=0}^2 c_i \cdot N^i \quad (3.100)$$

La somme $(C_m + C_r)$ est égale au couple indiqué.

Le couple de saturation C_s , est exprimé sous la forme d'un polynôme du troisième degré en fonction de N :

$$C_s = \sum_{i=0}^3 d_i \cdot N^i \quad (3.101)$$

Ce couple de saturation C_s , intervenant dans l'expression $b/(C_s - C_m)$, est pris en compte pour reproduire l'allure des courbes $\dot{m}_c(C_m)$, C_s étant le couple asymptote de ces courbes (figure 3.13).

• Dans [103] la relation suivante entre le débit du carburant \dot{m}_f , le couple sur l'arbre moteur C_m et sa vitesse de rotation N a été proposée :

$$\dot{m}_f = N \cdot \left(a_1 + \frac{C_m}{a_2 + a_3 \cdot C_m} \right) \quad (3.102)$$

où a_1 , a_2 et a_3 sont des polynômes du second degré en N .

Cette relation traduit, sous forme d'une variation hyperbolique, l'amélioration du rendement indiqué du moteur lorsque sa charge diminue [103]. Le polynôme a_3 prend toujours des valeurs négatives.

- Janhs [87] exprime le débit du carburant \dot{m}_f sous la forme polynomiale suivante :

$$\dot{m}_f = N \cdot (a_1 + a_2 \cdot C_m + a_3 \cdot C_m^2) \quad (3.103)$$

où a_1 , a_2 et a_3 sont des polynômes du second degré en N . Les écarts relatifs moyens de cette relation varient de 0,6% à 2,5% en fonction du moteur utilisé [87].

- Roumegoux [42] a proposé une formulation pour le débit du carburant, établie à partir de la modélisation du cycle thermodynamique du moteur en tenant compte des pertes de chaleur dans l'eau et à travers les parois du cylindre, de la forme :

$$C_m = -(a_2 \cdot N^2 - a_1 \cdot N + a_0) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{N}\right)^2 + \left(b_0 - \frac{b_1}{N}\right) \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{N}\right) - (c_2 \cdot N^2 + c_1 \cdot N + c_0) \quad (3.104)$$

Le débit de carburant peut être calculé en fonction des valeurs de C_m et N , par résolution de l'équation du second degré en $\left(\frac{\dot{m}_f}{N}\right)$. Cette formulation a été appliquée sur trois moteurs de véhicules industriels, l'écart relatif moyen variait de 0,3 à 2%.

L'ensemble de ces modèles simule bien le débit du carburant injecté pendant un cycle-moteur. Cependant, comme on le verra plus tard, la commande doit avoir des entrées mesurables sur véhicule en route, ce qui n'est pas le cas du couple effectif sur l'arbre du moteur. La relation (3.98) exprime ce couple par une formule polynomiale en fonction de N pour chaque valeur de X_{rack} . La substitution de cette relation dans le modèle (3.103) (le plus simple parmi les modèles proposées) nous permet de déduire le modèle suivant pour l'injection :

$$\dot{m}_f = N \cdot (A_1 + A_2 \cdot X_{rack} + A_3 \cdot X_{rack}^2) \quad (3.105)$$

où A_1 , A_2 et A_3 sont des polynômes du second degré en N . X_{rack} est la position de la crémaillère.

5.2 Modèle transitoire de l'injection :

Inspiré du travail publié par Hardianto [38], nous avons admis une combinaison linéaire des effets induits par les variables d'entrées de la pompe d'injection " N " et " X_{rack} " sur le débit de gazole injecté. Le modèle transitoire est alors obtenu en sommant les réponses spécifiques à chaque entrée (figure 3.14). Soit dans le domaine de Laplace :

$$\dot{m}_j(p) = H_i \cdot N(p) + H_i \cdot X_{\text{react}}(p) \quad (3.106)$$

La méthode consiste à rechercher les fonctions de transfert H_i suivant le modèle ARX [38] basé sur la réponse à une entrée quelconque et utilisant la transformée en z et la transformée de Laplace. Le modèle global est construit d'une façon interactive entre d'une part le modèle de la pompe en régime stabilisé (3.112), et d'autre part les fonctions de transfert liées au modèle transitoire. Ces dernières prennent la forme :

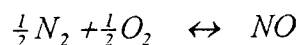
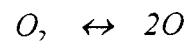
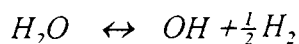
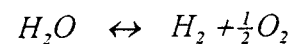
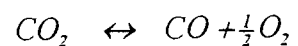
$$H_i(p) = \frac{K_i}{1 + T_i \cdot p} \quad (3.107)$$

6 - MODELISATION DE LA POLLUTION :

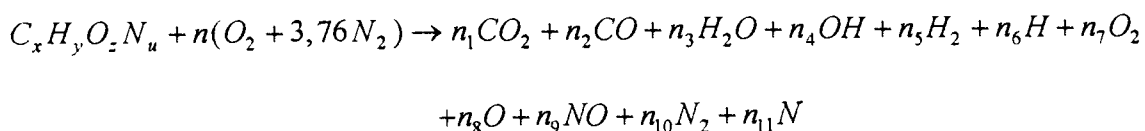
La réaction de combustion, telle qu'elle est présentée généralement, n'est valable en réalité que lorsque la température des gaz au cours de la combustion reste suffisamment basse pour qu'il n'y ait pas dissociation des molécules formées par des réactions intermédiaires. Des décompositions endothermiques de molécules apparaissent à partir d'une température approximative de 2000°K.

Lorsque le gaz combustible n'est pas préchauffé, que l'excès d'air reste élevé, les températures de combustion restent inférieures à 2000°K; la réaction est stoechiométrique, tous le combustible est brûlé en gaz carbonique et en eau, l'excédent de carburant, s'il existe, intervient seulement comme masse supplémentaire à chauffer. Dans le cas contraire, les températures des gaz de combustion étant trop élevées, le phénomène de dissociation ne peut plus être négligé, il devient nécessaire de calculer à chaque instant la composition chimique du mélange gazeux qui peut s'écarter d'une façon notable du schéma réactionnel habituel.

Les réactions de dissociation entre H_2O , CO_2 , N_2 et O_2 sont les suivantes [12] :



La réaction globale s'écrit :



Les onze inconnues n_1 à n_{11} sont déterminées par 11 équations dont 4 proviennent des bilans de carbone, d'hydrogène, d'oxygène et d'azote, et 7 proviennent des réactions d'équilibre écrites pour chacune des équations ci dessus. Ce système peut être résolu en linéarisant autour d'une valeur approchée de chacun des paramètres [45]. Une autre méthode de résolution est proposée par Vichniesky [24]. La mise en oeuvre de ces méthodes est simple mais présente un inconvénient majeur, celui d'un temps de calcul assez long en général.

6.1 - Cinétique chimique :

Si C_i est la concentration volumique d'un polluant (i) dans les gaz d'échappement et n_i son coefficient stoechiométrique, la vitesse de production du polluant C_i est définie par :

$$v = -\frac{1}{n_i} \cdot \frac{d(C_i)}{dt} \quad (3.108)$$

Cette vitesse est donnée, d'autre part, selon la loi d'Arrhénius par :

$$v = K(T, p) \cdot \prod_j [C_j]^{n_p} \quad (3.109)$$

avec, T : température absolue, p : pression absolue, j : nombre des réactifs, K : une fonction de la pression et de la température et n_p le degré de la réaction. L'intégration de cette équation sur le temps de combustion ($\theta = t_f - t_0$) donne la production totale du polluant C_i :

$$C_i = -\int_{t_0}^{t_f} n_i \cdot K(T, p) \cdot \prod_j [C_j]^{n_p} \cdot dt \quad (3.110)$$

Tenant compte que les réactifs de la combustion sont l'air et le gazole (c'est-à-dire $j = 2$ avec $C_1 = m_a$ et $C_2 = m_f$), on peut ainsi écrire :

$$C_i = F(T_0, p_0, T_f, p_f, \theta) \cdot (m_a)^\alpha \cdot (m_f)^\beta \quad (3.111)$$

où F est le résultat de l'intégration de la relation (3.110). La turbulence dans la chambre de combustion est un facteur important agissant sur la possibilité de la collision entre les réactifs de la combustion, et par la suite sur le taux de production d'un polluant C_i . Ce facteur peut être reflété, dans notre cas, par le régime de rotation du moteur N [124]. L'équation (3.111) peut ainsi être écrite sous la forme :

$$C_i = F(T_0, p_0, T_f, p_f, \theta, N) \cdot (m_a)^\alpha \cdot (m_f)^\beta \quad (3.112)$$

6.2 - Modèles des polluants :

L'identification de la relation (3.112) pour chaque polluant nécessite la mesure des températures et des pressions du début et de la fin de la combustion, ces mesures ne sont pas simples à réaliser sur le banc d'essai utilisé. Nous avons donc utilisé d'autres variables images fidèles de ces pressions et températures. La pression de suralimentation p_s et la température T_s sont le point de départ d'une compression polytropique aboutissant aux points p_0 et T_0 , de même pour la pression et la température d'échappement p_e et T_e qui sont la fin d'une détente dont le point de départ est p_f et T_f . D'où la forme :

$$C_i = F(T_s, p_s, T_e, p_e, N) \cdot (m_a)^\alpha \cdot (m_f)^\beta \quad (3.113)$$

Les essais de mesure des polluants ont porté sur les hydrocarbures imbrûlés HC , les monoxydes et oxydes d'azote NO et NO_x , les monoxydes et dioxydes de carbone CO et CO_2 , les particules de masse PM , les suies graphitiques C et l'opacité des fumées Opf . La bibliographie scientifique propose seulement pour l'opacité [114, 122] et les hydrocarbures [124, 127] quelques modèles qui sont pratiquement tous de la forme :

$$\left\langle \begin{matrix} Opf \\ HC \end{matrix} \right\rangle = N^a \cdot T_e^b \cdot \left(\frac{m_a}{m_f} \right)^{f(N)} \quad (3.114)$$

Inspiré de cette forme, de la relation (3.113) et des courbes expérimentales, nous proposons, après plusieurs tentatives avec diverses relations, les modèles de polluants suivants :

$$Opf = (a + b \cdot N + c \cdot N^2) \cdot \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^{\alpha_1 \cdot N + \alpha_0} \quad (3.115)$$

$$HC = \left(\frac{N}{600} \right)^a \cdot \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^{\alpha m_a + \alpha_1 \cdot N + \alpha_0} \cdot \left(\frac{T_e}{T_s} \right)^\beta \cdot \exp\left(\frac{Opf}{100} \right)^\gamma \quad (3.116)$$

$$Suies = \alpha + \beta \cdot Opf + \gamma \cdot Opf^2 \quad (3.117)$$

$$CO = (a + b \cdot N) \cdot \left[\alpha + \beta \cdot \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right) + \gamma \cdot \left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^2 \right] \quad (3.118)$$

$$NO_x = (a + b \cdot N + c \cdot N^2) \cdot \exp \left[\alpha + \beta \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) + \gamma \cdot \left(\frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^2 \right] \quad (3.119)$$

CONCLUSION

Un modèle de comportement du moteur Diesel suralimenté en régime stationnaire et transitoire, basé sur des lois physiques et des relations de corrélations, a été construit pour expliquer les évolutions des variables dépendantes (N , N_{ic} , p_s , m_a , m_f ...) et des sorties en pollution : (hydrocarbures imbrûlés (HC), opacité (Opf), particules (PM)...) pour des entrées variables : cran de combustible (X_{rack}), couple résistant (C_m) et position de la géométrie variable (GV).

Les inconvénients essentiels se présentent au niveau du nombre important des coefficients introduit par le modèle (76 coefficients) d'une part, et du nombre assez élevé d'expériences nécessaires à leur identification dans tout le domaine de fonctionnement du moteur d'autre part.

Le nombre de coefficient semble raisonnable comparativement à celui des approches de l'automatique [57, 61] : les séries fonctionnelles (série Volterra, ...) nécessitent souvent l'estimation d'environ 500 paramètres, les modèles à non linéarités séparées en utilisent approximativement 40 et les équations aux différences (Narmax, ...) exigent moins de 20 paramètres par chaque sortie. Le nombre de ces paramètres augmente si l'on souhaite plus d'informations sur l'ensemble des phénomènes dont le moteur est le siège.

Le nombre élevé d'expériences peut être réduit en utilisant les cartes expérimentales fournies généralement par les constructeurs des sous ensembles qui constituent le moteur (compresseur, pompe d'injection, ...). Toutefois, ces expériences peuvent faire l'objet d'une base de données importante pour le constructeur ou l'utilisateur dans d'autres domaines d'application ou de recherche.

Les avantages que nous pouvons signaler se trouvent au niveau de sa simplicité, son temps de calcul (< 60 ms), sa précision et les informations fournies sur les phénomènes internes au moteur sans pour autant alourdir sa taille, sa complexité ou le nombre des paramètres. Il constitue la première étape indispensable à l'élaboration de la loi de commande envisagée pour la pollution. La validation et la simulation de l'ensemble de ces relations fera l'objet du prochain chapitre.

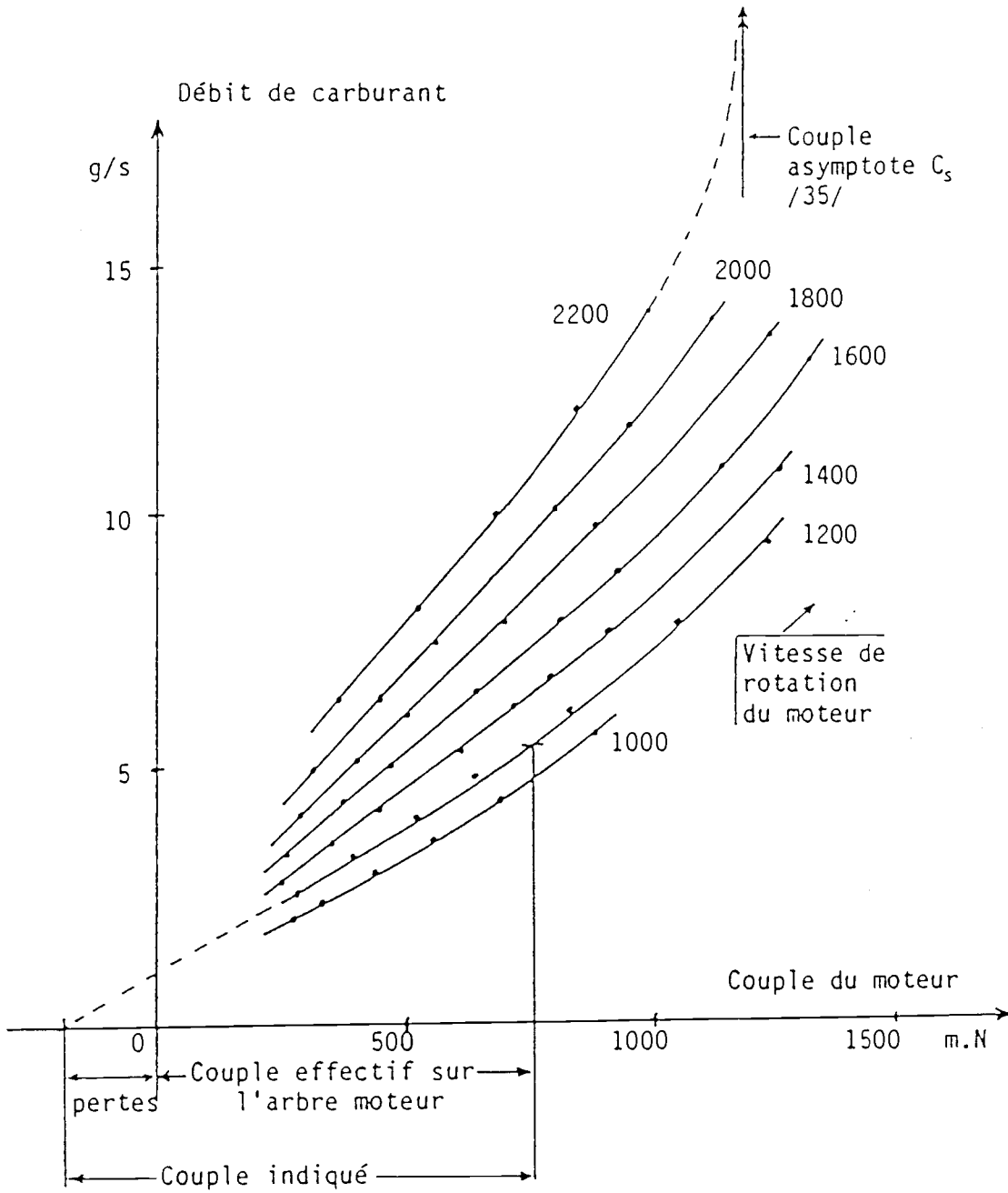


Figure 3.13 : Représentation de la carte des consommations d'un Diesel lourd

Nous présentons dans ce chapitre les résultats expérimentaux. Ceux-ci vont nous permettre d'une part l'identification des sous-ensembles du modèle décrit au chapitre 03, et d'autre part la simulation en transitoire du modèle global et la comparaison avec les expériences réalisées sur le banc d'essais décrit au chapitre 02. Cette comparaison constituera la validation du modèle.

Le modèle a déjà fait l'objet d'une publication [137] qui a porté sur le moteur Renault Diesel J8S dont les caractéristiques sont reportées dans le tableau 4.1. L'identification des sous-ensembles du modèle a été réalisée avec une erreur moyenne relative de l'ordre de 3,6%; la simulation transitoire avec une erreur inférieure à 5%.

Course [mm]	89
Cylindrée [cm ³]	2068
Rapport volumétrique	21,5/1
Pression de compression [Kg/cm ²]	20 à 30
Puissance max. [ch]	88
à	4250 tr/mn
Couple max. [m.daN]	18,1
à	2000 tr/mn
Pression de suralimentation [bar]	0,6

Tableau 4.1 : Caractéristiques du moteur Diesel J8S

1 - METHODES D'IDENTIFICATION :

L'identification consiste à déterminer les paramètres caractéristiques d'un modèle de structure déterminée à partir d'un ensemble de mesures entrée-sortie sur le processus. La procédure d'identification comprend généralement les trois étapes classiques :

- Définition des modèles : Il s'agit de l'ensemble des relations établies dans le chapitre 03, où l'on trouve des relations linéaires (3.31, 3.45, 3.46, 3.59, 3.71, 3.87, 3.91, 3.105, ...) et d'autres non linéaires (3.27, 3.28, 3.94, 3.115, 3.118, 3.119...).

- Collecte des données : le problème consiste à choisir des expériences donnant le maximum d'information. Par exemple, pour identifier les paramètres du modèle de rendement indiqué $\eta_i = f(N, m_a / m_f)$, il faut réaliser des essais en faisant varier N , m_a et m_f de manière à balayer tout le domaine de fonctionnement du moteur et mesurer pour chaque triplet (N, m_a, m_f) le rendement indiqué.

· Choix de l'algorithme d'identification : Il permet à partir des données, de déterminer les coefficients du modèle candidat. Plusieurs méthodes sont proposées dans les ouvrages spécialisés [4, 11, 17]. Elles ont été comparées dans [11, 33]. Tenant compte de ces comparaisons, notre choix est porté sur la méthode des moindres carrés pondérées pour les modèles linéaires et sur la méthode de gradient pour les modèles non linéaires.

1.2 - Méthode des moindres carrés pondérés [17]:

On considère ici des relations entre variables ne faisant pas intervenir le temps et dont la sortie est liée à l'entrée par la relation vectorielle : $y = a \cdot u$. L'inconnue dans cette équation est la valeur du gain a . u et y sont connus par m mesures effectuées à l'entrée et à la sortie : $(u_1, y_1), (u_2, y_2), \dots, (u_m, y_m)$. La méthode consiste à minimiser la distance euclidienne pondérée entre au et y définie par :

$$D = (a \cdot u - y)^T \cdot P \cdot (a \cdot u - y) \quad (4.1)$$

P est une matrice de pondération définie symétrique et positive. La condition d'optimalité s'écrit :

$$\frac{dD}{da} = 0 \Rightarrow u^T \cdot P \cdot (a \cdot u - y) + (a \cdot u - y)^T \cdot P \cdot u \quad (4.2)$$

a étant un scalaire, on peut écrire :

$$2 \cdot a \cdot u^T \cdot P \cdot u - u^T \cdot P \cdot y - y^T \cdot P \cdot u = 0 \quad (4.3)$$

Or, les quantités $u^T \cdot P \cdot y$ et $y^T \cdot P \cdot u$ sont égales entre elles, d'où on déduit finalement :

$$a = (u^T \cdot P \cdot u)^{-1} \cdot u^T \cdot y \quad (4.4)$$

1.3 - Méthode de gradient [11]:

Cette méthode est à caractère itératif. Il s'agit de trouver les extrema de la fonction définie par la distance euclidienne entre les m mesures à l'entrée et à la sortie : $(u_1, y_1), (u_2, y_2), \dots, (u_m, y_m)$ et le modèle non linéaire défini par la relation vectorielle : $y = f(u, a)$. Ceci revient à optimiser la fonction :

$$D(a) = \left(\sum_{i=1}^m (f(u_i, a) - y_i) \right) = 0 \quad (4.5)$$

Un développement au premier ordre de cette fonction autour du point a_i donne :

$$D(a_i + da) = D(a_i) + D'_a(a_i) \cdot da + 0 \parallel (da)^2 \parallel \quad (4.6)$$

$D'_a(a_i)$ est le gradient de la fonction D au point a_i . On montre que pour passer d'une estimation a^k de la solution à une estimation a^{k+1} par :

$$a^{k+1} = a^k - k_l \cdot D'_a(a^k) \quad (4.7)$$

avec k_l positif pour assurer une diminution de la distance. k_l est le pas d'itération, laissé constant, qui détermine la rapidité de la convergence de la méthode. On arrête le processus lorsque :

$$\|D'_a(a^{k+1})\| \leq \varepsilon \quad (4.8)$$

2 - IDENTIFICATION DES SOUS-MODELES :

Les paramètres fournis par les constructeurs sont l'inertie du moteur I , l'inertie du turbocompresseur I_{tc} , les courbes caractéristiques du compresseur et les courbes caractéristiques de la turbine. Nous présentons dans ce qui suit les essais spécifiques à chacun des sous-modèles du chapitre 03, qui ont permis par la suite d'identifier leurs paramètres caractéristiques.

2.2 - Identification du compresseur :

L'identification est faite à partir des rapports de compression π_c , des vitesses N_{tc} , des débits \dot{m}_c et des rendements η_c relevés sur la carte fournie par le constructeur. Cette carte est tracée pour une plage des vitesses de rotation allant de 40.000 tr/mn jusqu'à 150.000 tr/mn. Pourtant, nos essais sur banc moteur ont montré qu'aux faibles régimes du moteur et faibles charges résistantes, la vitesse du compresseur peut descendre à 10.000 tr/mn. Nous avons donc complété, à partir de nos essais, la carte du compresseur afin de balayer toute la zone de fonctionnement du turbocompresseur. Le rendement est calculé dans ce cas selon la relation (3.19).

Le modèle du taux de compression proposé (équation 3.27) est de nature non linéaire. Le choix de la valeur initiale des paramètres du modèle est capitale pour assurer la convergence de la méthode de gradient. Nous avons procédé, pour ce choix de la manière suivante : pour une vitesse du compresseur fixe, le modèle prend une forme polynomiale linéaire identifiable par la méthode des moindres carrés:

$$\pi_c = (a_{0i} + a_{1i} \cdot \dot{m}_{rc} + a_{2i} \cdot \dot{m}_{rc}^2 + a_{3i} \cdot \dot{m}_{rc}^3) \quad (4.9)$$

i correspond au régime choisi. Nous répétons l'identification des a_{ki} ($k=0, \dots, 3$) pour tous les régimes du compresseur, nous obtenons ainsi quatre séries des paramètres a_{0i} , a_{1i} , a_{2i} et a_{3i} que nous corrélons avec le régime du compresseur par la relation :

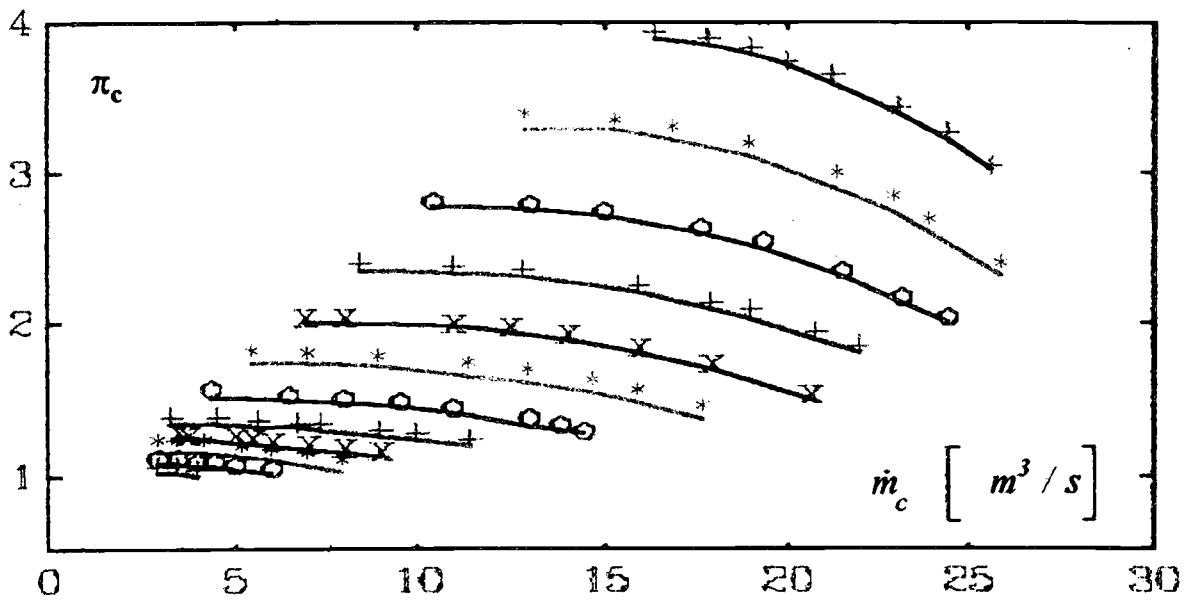


Figure 4.1 : Caractéristiques du compresseur : Rapport de pression en fonction du débit

Les figures 4.1 et 4.2 sont paramétrées en fonction du régime de rotation du compresseur à partir de 10 000 tr/mn (courbe vert en bas) jusqu'à 120 000 tr/mn (courbe noir haut)

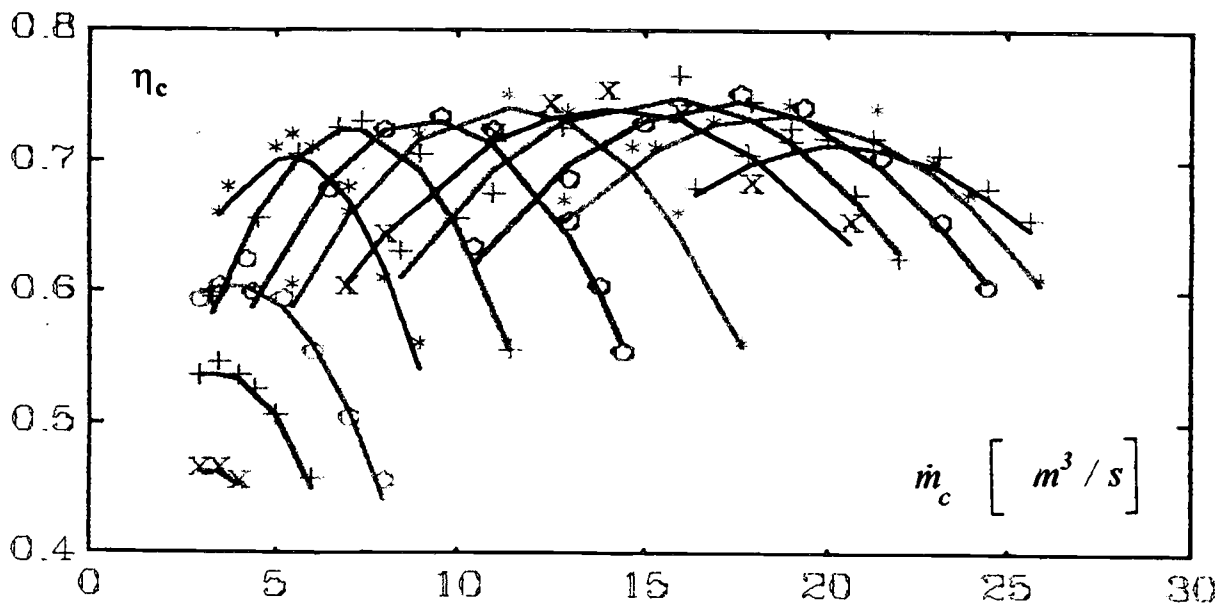


Figure 4.2 : Caractéristiques du compresseur : Rendement en fonction du débit

$$\alpha_i = \frac{b_{1i} + b_{2i} \cdot N_{ic}}{b_{3i} - N_{ic}} \quad (4.10)$$

les α_i et b_i obtenus sont donc considérés comme valeurs de départ pour la méthode de gradient. Nous raisonnons de la même façon pour le rendement isentropique η_c dont le modèle est donné par l'équation (3.28).

Les résultats de l'identification sont présentés sur les figures 4.1 et 4.2. L'erreur relative moyenne est de 0,14% pour π_c , et de 0,22% pour η_c . Cette erreur est définie par :

$$Erreur = \frac{\sum_{i=1}^{np} [y_k(i) - y_{mk}(i)]^2}{\sum_{i=1}^{np} y_{mk}^2(i)} \quad (4.11)$$

y_k est la valeur mesurée, y_{mk} est la valeur du modèle et np le nombre des points expérimentés.

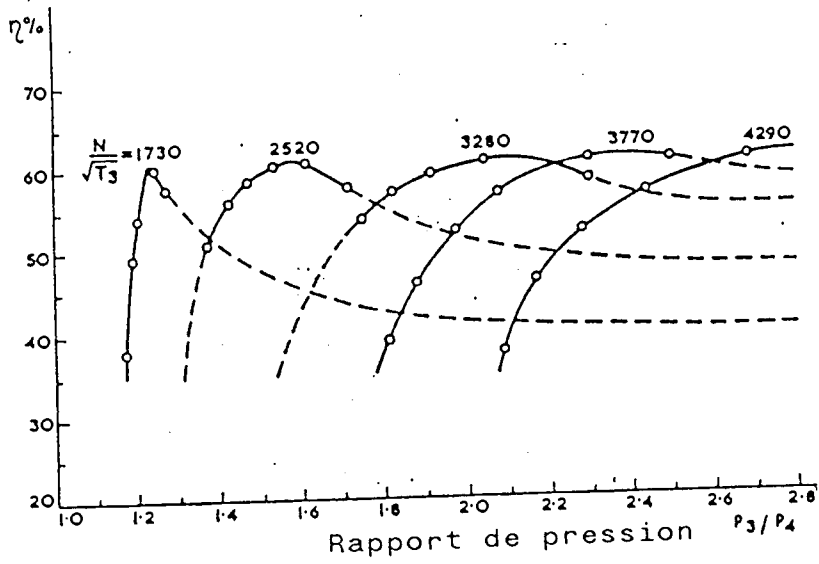
2.2 - Identification de la turbine :

Comme pour le compresseur, l'identification de la turbine est faite à partir des cinq cartes fournies par le constructeur pour cinq positions différentes de la géométrie variable : 0%, 25%, 50%, 75% et 100% (100% correspond à la fermeture maximale). Cependant des points manquent aux faibles régimes turbine et aux rapports de détente élevés. Comme dans le cas du compresseur, nous avons essayé de les combler par nos essais. Mais, le fonctionnement de la turbine est limité par le pompage possible du compresseur et l'instabilité du moteur à couples résistants très élevés. Nous avons ainsi été amenés à extrapoler les courbes caractéristiques de la turbine en fonction des cartes présentées dans la littérature scientifique spécialisée (figure 4.3) [31, 44, 120].

Le modèle proposé pour la turbine à géométrie variable est linéaire pour le rendement η_t (équation 3.45), quasi-linéaire pour le débit \dot{m}_t (équation 3.46). Pour cette dernière relation, il suffit de passer par le logarithme de \dot{m}_t pour la linéariser. Les figures 4.4 et 4.5 présentent une comparaison entre le modèle et les cartes caractéristiques expérimentales pour trois valeurs de GV . L'erreur relative (équation 4.11) pour le débit est de 3,38%, et de 2,5% pour le rendement.

2.2.1- Pertes thermiques dans la turbine :

Il s'agit d'identifier le coefficient a de la relation (3.36) fournissant le rendement thermique de la turbine (relations (3.34) + (3.35) + (3.36)) :



Courbes des rendements de la turbine

Courbes caractéristiques du débit de la turbine

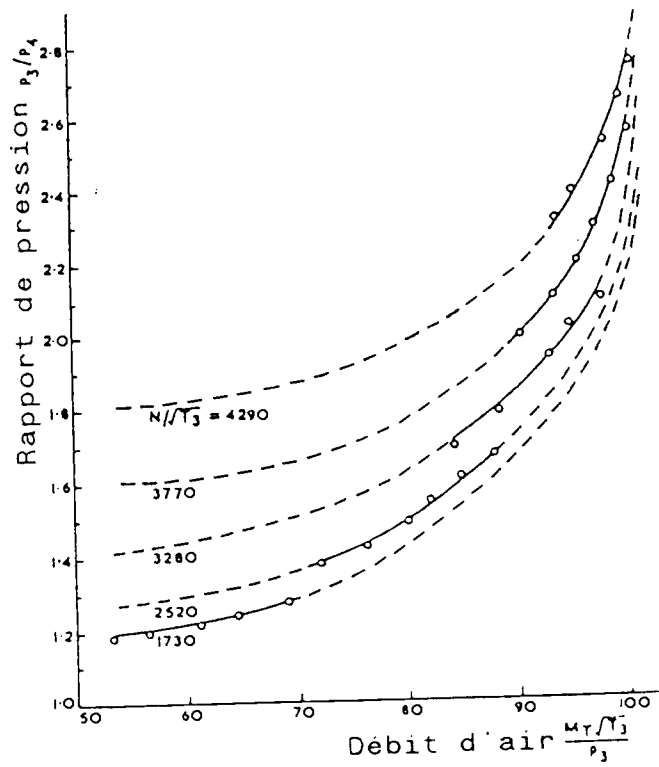


Figure 4.3 : Extrapolation des cartes de la turbine [120]

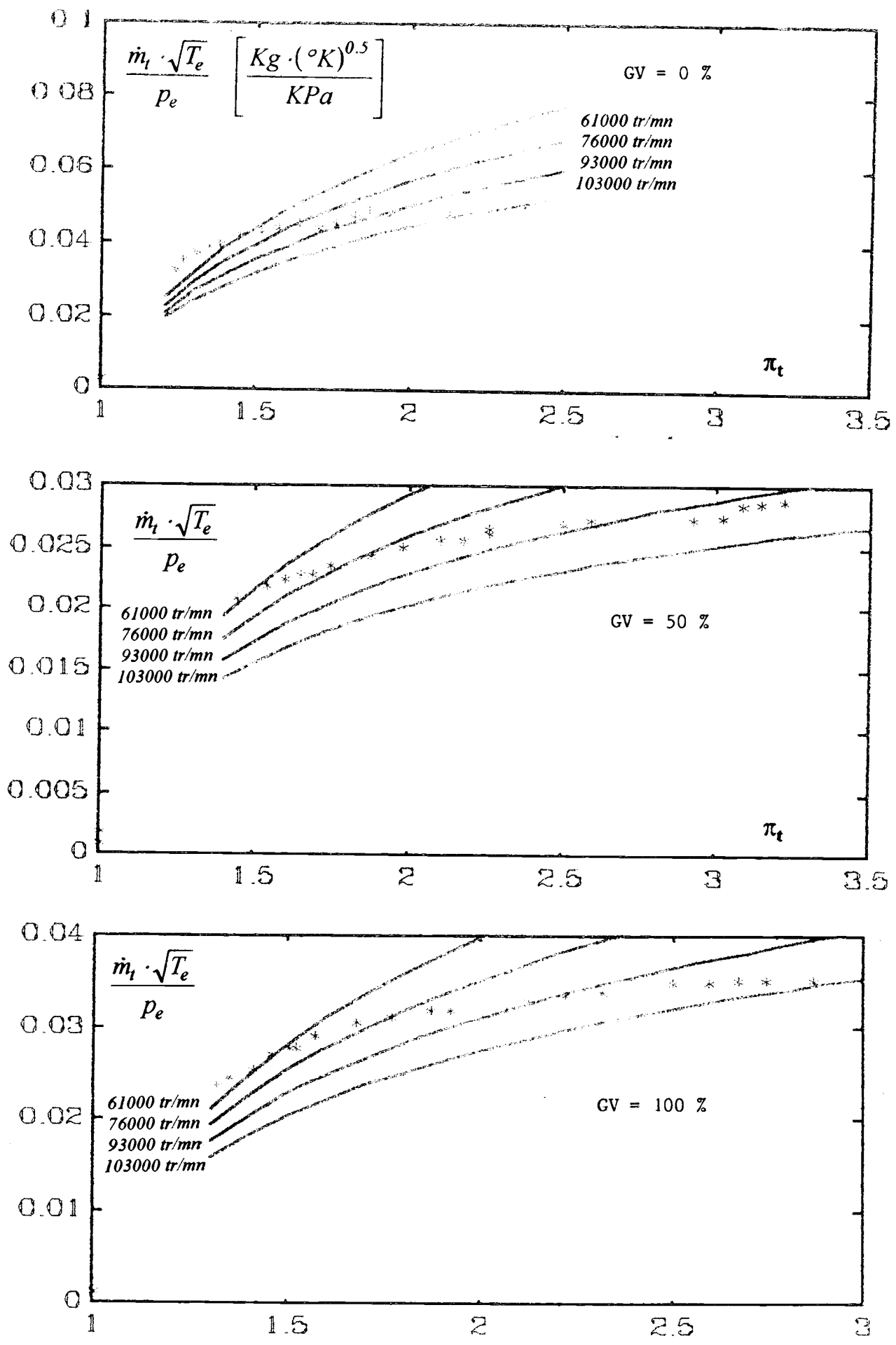


Figure 4.4 : Caractéristiques de la turbine : Débit en fonction du rapport de détente

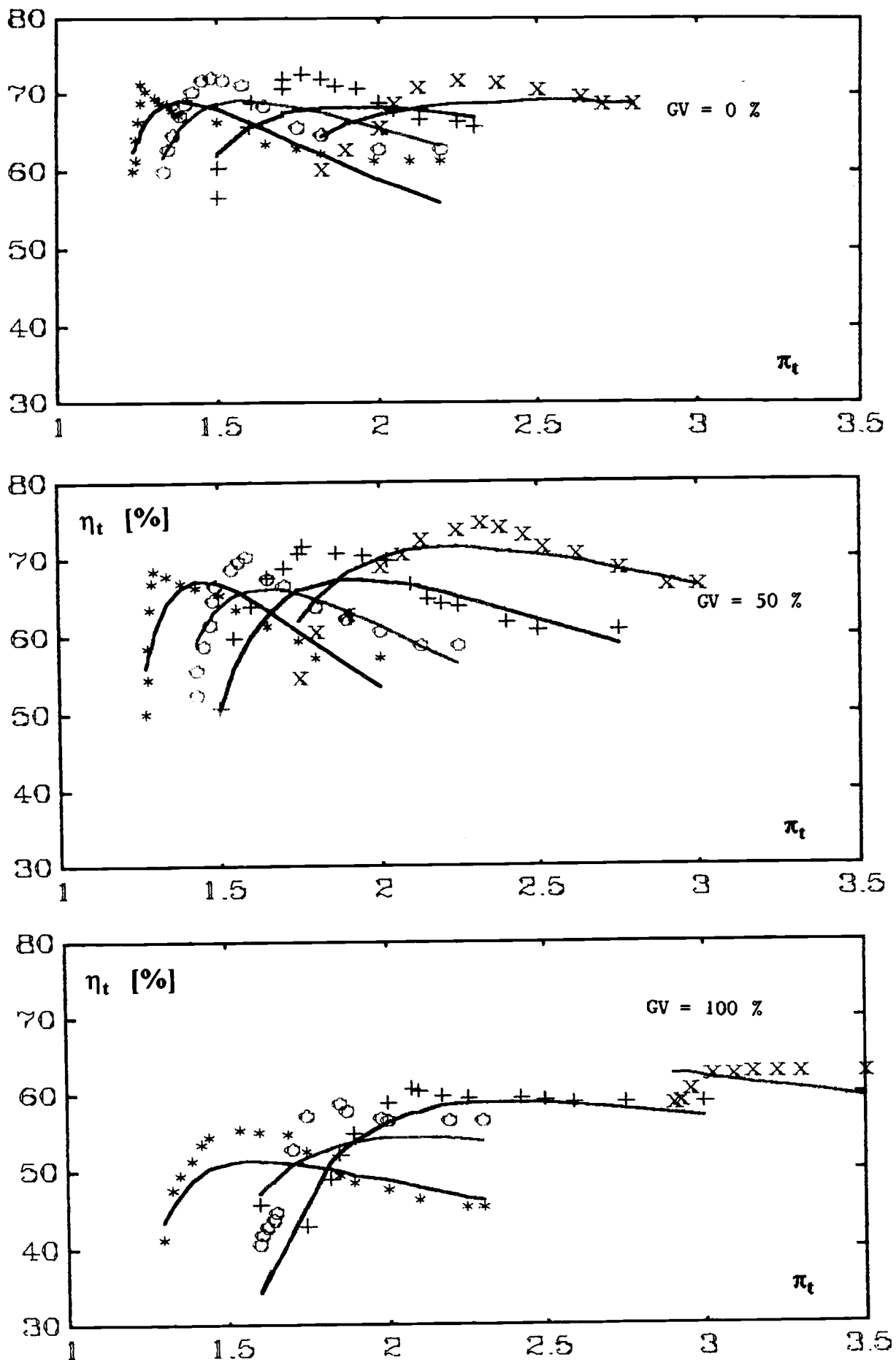


Figure 4.5 : Caractéristiques de la turbine : Rendement en fonction du rapport de détente pour des divers régime de rotation de la turbine
 Noir : 61000 tr/mn - rouge : 78000 tr/mn - bleu : 91000 tr/mn - vert : 108 tr/mn

$$\eta_t = \frac{T_3 - T_4}{T_3 \cdot (1 - \pi^\gamma)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} - \frac{a}{T_3 \cdot (1 - \pi^\gamma)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.12)$$

Il est possible à partir des essais sur banc moteur de mesurer la pression et la température à l'entrée (T_3, p_3) et à la sortie (T_4, p_4) de la turbine, puis de déterminer par une méthode numérique appropriée telle que celle Newton-Gauss appliquée à la relation (4.12), la valeur de la constante a .

L'erreur introduite par cette méthode est de considérer que η_t est constant. Or, la plage de variation du rendement est de 30% à 80%, c'est-à-dire une incertitude relative de 45% par rapport à la moyenne des rendements. Cette incertitude se répercute intégralement sur le coefficient a du fait que, d'après la relation (4.12), $\Delta a/a = \Delta \eta_t/\eta_t$. Cette erreur rend la valeur calculée de a totalement erronée.

Afin d'éliminer cette erreur, nous avons fait les mesures pour des points de fonctionnement de la turbine où les rendements peuvent être considérés égaux. Le choix de ces points a été facilité par l'utilisation des cartes caractéristiques du constructeur. L'application de la méthode de Newton-Gauss pour ces points a fourni :

$$a = -33,24 \text{ Kj / Kg} \pm 2,32 \quad (4.13)$$

2.2.2 - Facteur pulsé :

Le calcul du facteur pulsé K est déterminé selon l'idée de Schamsi [114] par l'équation (3.49) en comparant les rapports de détente mesurés sur banc d'essai stationnaire de la turbine (Courbes caractéristiques) à ceux enregistrés sur banc d'essai moteur pour les mêmes points de fonctionnement. Le tableau 4.2 présente cette comparaison pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin :

$$K = 1,155 \pm 0,043 \quad (4.14)$$

N	2000	2000	2000	2000	1600	1600	1600	1600	1200	1200	1200	1000	1000
p_e statique	3,64	3,09	2,24	1,66	2,61	2,33	2,03	1,59	1,77	1,45	1,65	1,4	1,05
p_e pulsé	4,02	3,62	2,71	1,9	3,1	2,74	2,26	1,78	2,04	1,74	1,32	1,45	1,18

Tableau 4.2 : Comparaison des pressions d'échappement statiques et pulsées pour différentes vitesses de rotation du vilebrequin

2.3 - Identification de la pmf

L'identification de la pmf d'après l'équation (3.91) nécessite la connaissance de la pmf à différentes vitesses de rotation de vilebrequin. Plusieurs méthodes de mesure de la puissance perdue par frottement sont utilisées. Elles sont largement discuté par Benhassaine [26]. Elles donnent des résultats différents qui doivent être interprétés en tenant compte des conditions de mise en oeuvre :

La méthode de Morse [26] consiste à mesurer la puissance perdue par frottement sur un moteur en marche en éliminant successivement la combustion sur chaque cylindre en éliminant l'injection du carburant. Cette méthode nous a paru délicate à mettre en oeuvre. Elle a l'inconvénient de modifier l'équilibre thermique du moteur si la coupure est trop longue ou si on arrête le moteur pour effectuer le débranchement de l'injecteur.

La méthode de la pression moyenne indiquée consiste à calculer directement d'une part le travail indiqué W_i à partir de la mesure simultanée de la pression des gaz de combustion et du volume qu'ils occupent à tout instant, et à mesurer d'autre part le travail effectif W_e grâce à un frein placé en bout d'arbre. Les pertes mécaniques par frottement W_f sont alors données par la différence de ces deux travaux. L'application de cette méthode a été possible grâce à l'acquisition instantanée par ordinateur de la pression des gaz dans la chambre de combustion. L'application numérique donne pour la pmf la formule suivante :

$$pmf = 0,625 + 0,00055 \cdot N \quad (4.15)$$

On note, pour cette méthode, la difficulté de réaliser des mesures précises à des vitesses et pme élevées à cause du déphasage entre la pression et le volume déduit de la mesure de l'angle de rotation du vilebrequin en raison de la torsion de ce dernier. On note également que la pression cylindre mesurée est supposée uniforme pour les autres cylindres, ce qui néglige l'effet des dispersions entre les cylindres et introduit une erreur supplémentaire inconnue.

La méthode du moteur entraîné consiste à entraîner le moteur sans combustion au moyen d'un moteur électrique dont on mesure la puissance absorbée à la vitesse désirée. La puissance du moteur électrique englobe aussi les pertes par transvasement. Cependant, cette mesure ne tient pas compte de l'équilibre thermique du moteur, de la pression de combustion agissant sur le piston, les paliers, les segments et qui charge les organes du moteur beaucoup plus qu'une simple pression de compression. Le banc d'essai n'est pas équipé pour l'entraînement du moteur. Cette méthode n'a pas été mise en oeuvre.

La méthode de la droite de Willians consiste à tracer la courbe donnant la consommation spécifique en fonction de la pression moyenne effective à une vitesse fixée.

L'extrapolation de la courbe obtenue à consommation spécifique nulle dans le domaine des pme négatives (figure 4.6) permet alors de déterminer la puissance perdue par frottement. En effet :

$$pme = \eta_i \cdot Pci \cdot C_{se} - pmf \quad (4.16)$$

avec η_i : rendement indiqué, Pci : pouvoir calorifique inférieur du combustible et C_{se} : consommation spécifique. Si dans cette équation la C_{se} est nulle, alors :

$$pme = -pmf \quad (4.17)$$

Cette méthode de mesure est aisée au plan expérimental. Cependant, l'extrapolation peut être difficile car la courbe obtenue n'est pas une droite [104, 114].

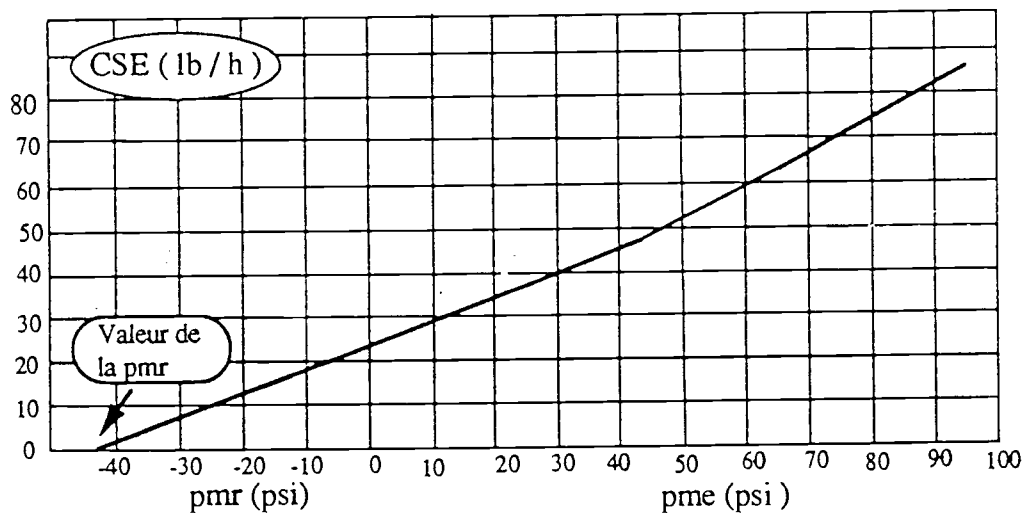


Figure 4.6 : Détermination de la pmf par la méthode de Willans

Les résultats de mesure de la pmf par cette méthode nous ont permis d'identifier les coefficients de la relation (3.98), soit :

$$pmf = 0,85 + 0,00051 \cdot N - 0,1 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 \quad (4.18)$$

La figure 4.7 montre une comparaison entre les deux relations (4.15 et 4.18) établies de la pmf . Il existe un certain écart de 0.2 bar pour les faibles vitesses. En effet, les valeurs de W_f et W_i étant faibles pour ces régimes, l'incertitude relative devient grande. De plus, les vibrations du moteur à faibles vitesses induisent des parasites sur la mesure qui rendent difficile la détection du PMH. C'est la relation (4.18) qui sera donc utilisée pour la modélisation.

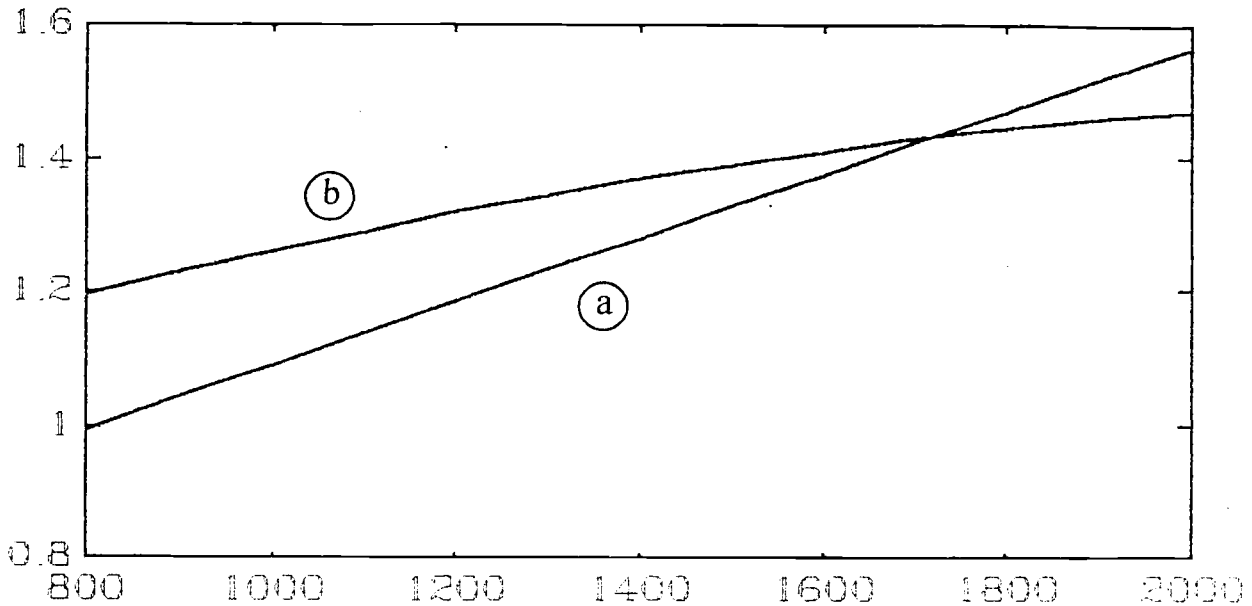


Figure 4.7 : Comparaison des deux identifications de la pmf

a) : formule du premier degré en N . b) : formule du deuxième degré en N .

2.4 - Identification du rendement indiqué :

Le rendement indiqué est identifié d'après la relation (3.95). La démarche classique consiste à enregistrer la pression cylindre p et la position angulaire θ ou le point mort haut PMH . Le travail des gaz est donné par $W_i = \int p \cdot dV$. Le volume des gaz dans le cylindre a pour expression (figure 4.8) : $V = V_m + (L + r_b + x_p) \cdot S_p$ avec V_m : volume mort, S_p : section du piston, r_b : rayon de la bielle et x_p l'élongation du piston qui a pour expression :

$$x_p = r_b \cdot \cos(\theta) + L \cdot \left(1 - \left(\frac{r_b}{L} \right)^2 \cdot \sin^2(\theta) \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.19)$$

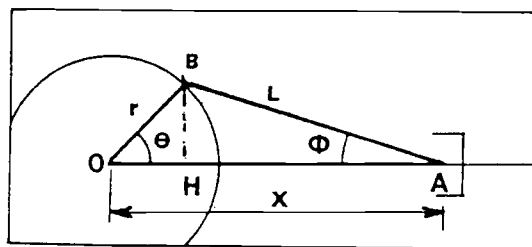


Figure 4.8 : Schéma du bielle-manivelle du moteur alternatif

L'ensemble de ces relations permet le calcul de η_i après intégration de W_i par la méthode numérique des trapèzes. La figure 4.9 montre une comparaison entre le modèle et les mesures. L'erreur relative moyenne est de 1.23%.

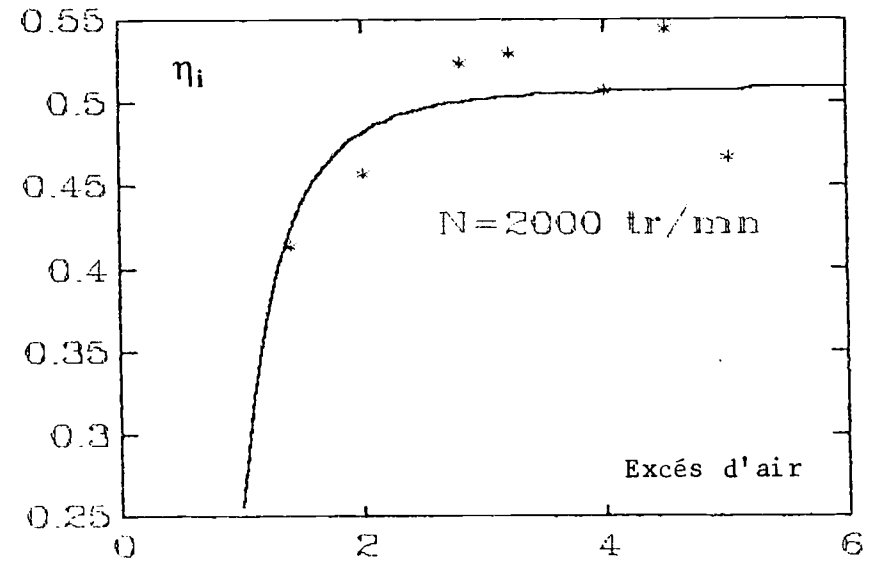
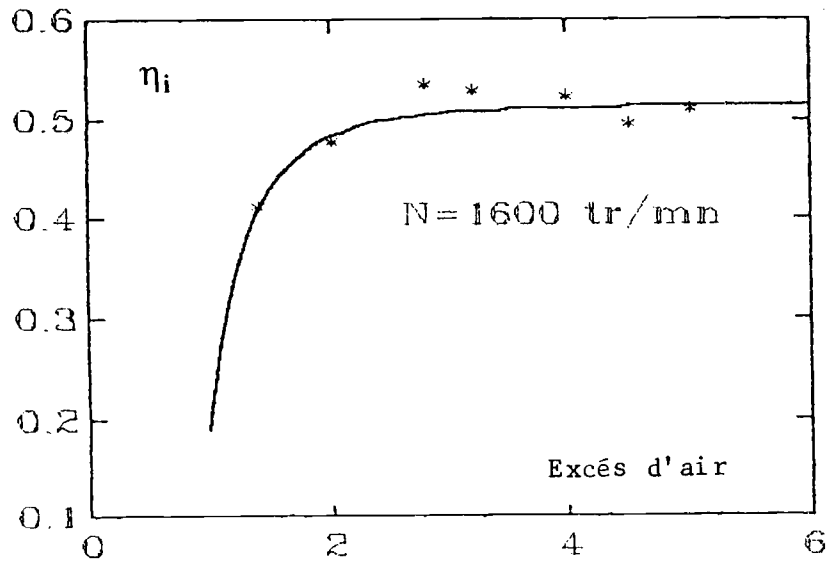
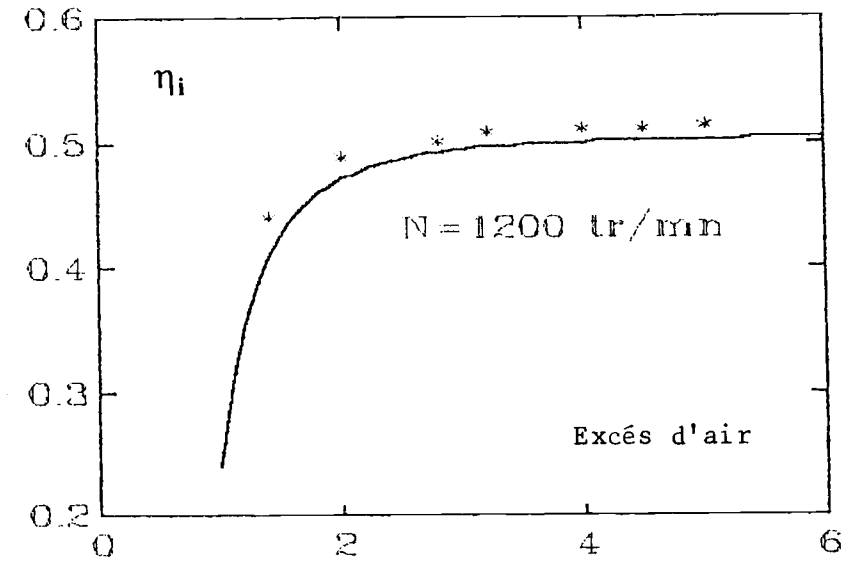
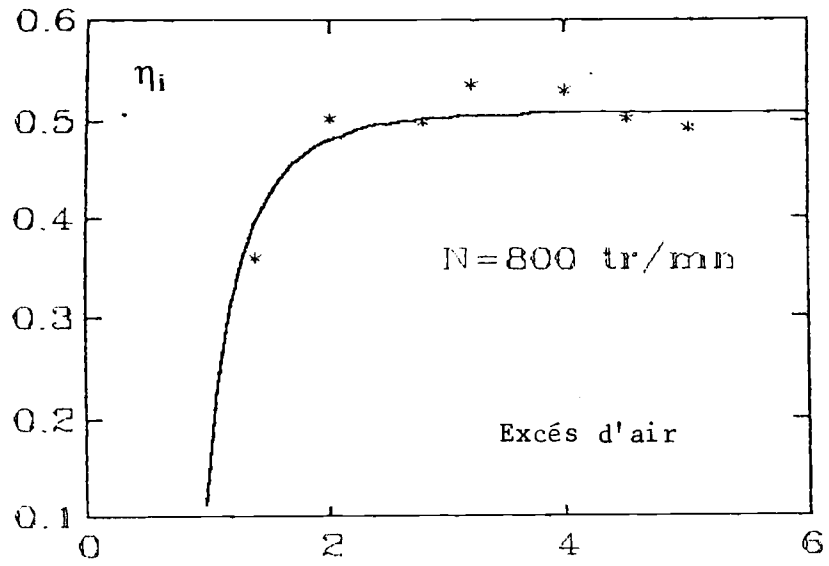


Figure 4.9 : Rendement indiqué du moteur

2.5 - Identification de l'admission, l'échappement et l'injection :

Le rendement volumétrique est identifié d'après la régression polynomiale retenue dans équation 3.71. Les résultats sont présentés sur la figure 4.10.

Pour la température d'échappement, nous procédons en deux étapes d'identification, la première concerne la relation statique (3.87), la deuxième concerne la relation (3.88), le calcul de ε_T se fait par différenciation entre les valeurs de la température d'échappement enregistrée pendant une évolution transitoire quelconque et les valeurs calculées par la formule identifiée en statique. L'application de la méthode des moindres carrés sur cette série des valeurs de ε_T de la relation (3.88) donne :

$$\alpha = -0.00027 \quad (4.20)$$

La figure 4.11 montre une comparaison entre le modèle de la pompe d'injection (équation 3.105) et celui des points de fonctionnement expérimentés sur banc-moteur et non pas sur le banc spécial de la pompe. Ainsi, nous ne pouvons pas étaler les mesures sur tout le champ de fonctionnement possible de la pompe. Cependant, nous pouvons considérer que les mesures ont dominé tout le champ de fonctionnement du moteur, et que ces mesures sont beaucoup plus proches de la réalité des conditions mécaniques et thermiques dans lesquelles s'effectuent l'injection.

L'erreur relative moyenne sur le rendement volumétrique est de 0.2%, sur la température d'échappement est de 4.3% et enfin sur le modèle de l'injection est de 2.1% .

2.6 - Identification des polluants :

Les relations empiriques issues de l'observation expérimentale des courbes des polluants était notre voie (équations de 3.115 à 3.119) de modélisation de la pollution, ce qui nous a obligé à mener deux séries de mesures avec plusieurs répétitions pour chaque point afin d'assurer la reproductibilité de la mesure et par la suite trouver la vraie tendance de courbes. Les courbes de la figure 4.12 montrent un exemple de ces essais de reproductibilité concernant les oxydes d'azotes et les hydrocarbures imbrûlés. Une erreur de 13% peut intervenir sur la mesure des HC et de 2% sur les NOx. L'équilibre thermique interne et externe est un facteur important pour reproduire les points des HC. En plus, les hydrocarbures sont mesurés par l'intermédiaire de deux appareils (FID et AVL480) dont la concordance entre eux est de 15% (figure 4.13). Nous avons donc pris la moyenne de l'ensemble de ces mesures.

L'identification des relations linéaires (équations 3.116 3.117 et 3.118) est simple par la méthode de moindres carrés. Pour la méthode de gradient appliquée aux équations (3.115)

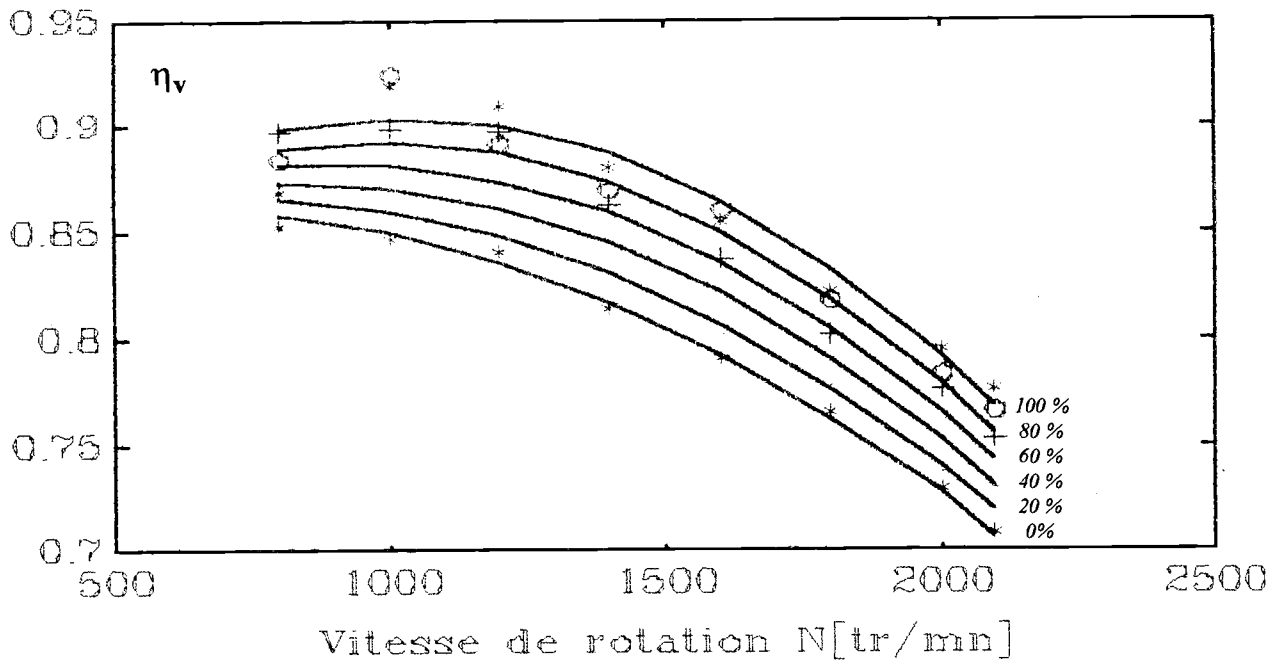


Figure 4.10 : Rendement volumétrique du moteur en fonction de sa vitesse pour divers position de la crémaillère

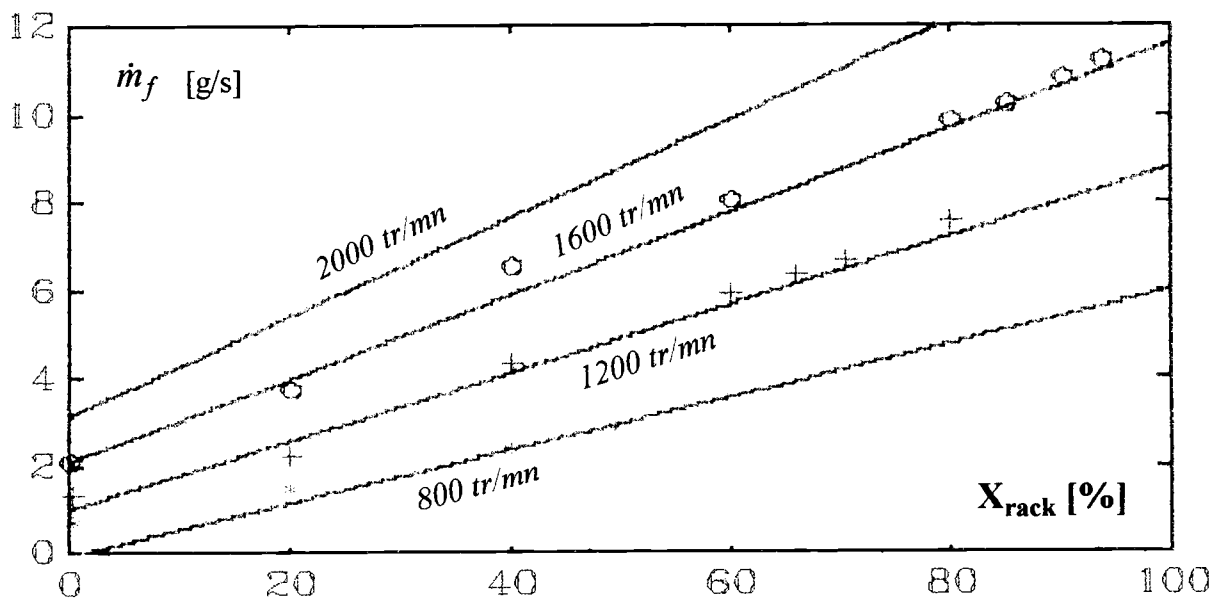


Figure 4.11 : Débit de carburant en fonction de la position de la crémaillère pour divers régime de rotation du moteur

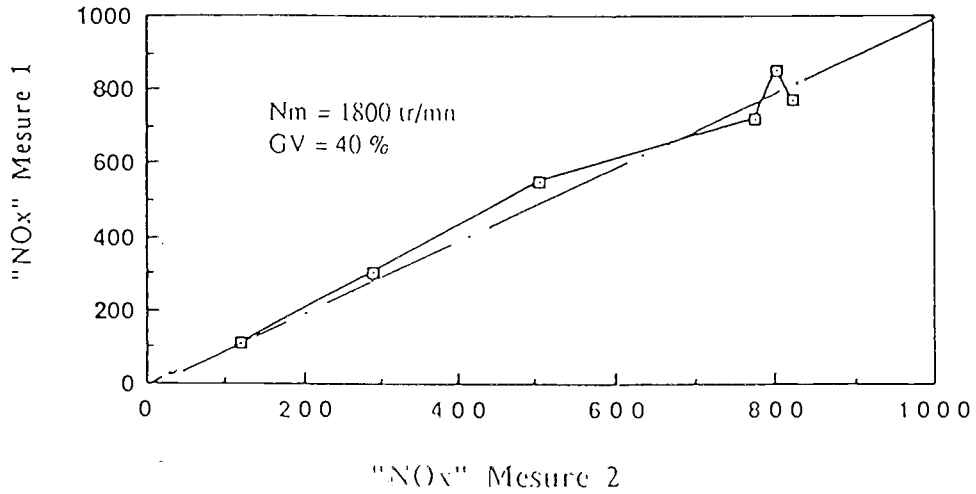
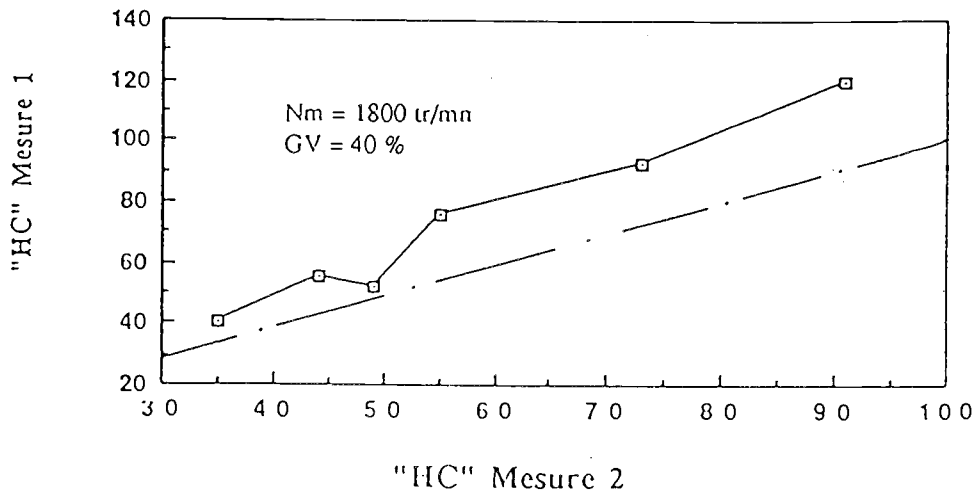


Figure 4.12 : Essai de reproductibilité des mesures de NOx et HC

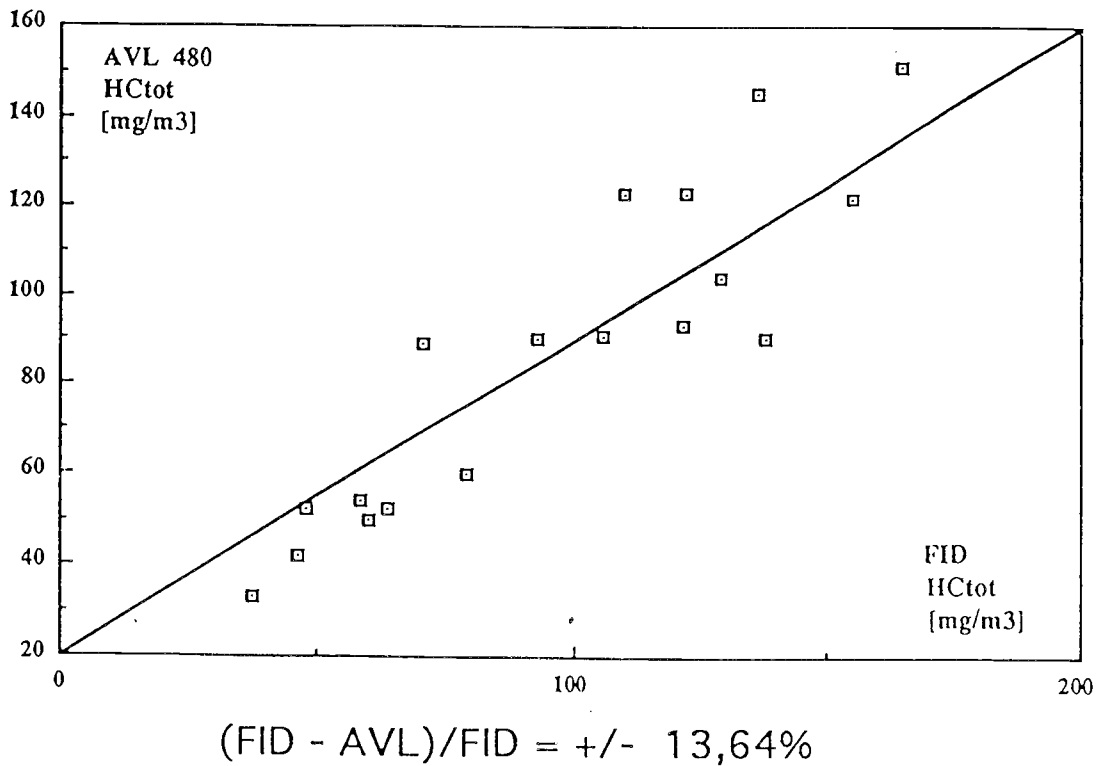


Figure 4.13 : Comparaison entre les valeurs fournies par le FID et l'AVL 480

et (3.119), le point de départ doit être bien choisi afin d'assurer la convergence de la méthode. Nous identifions, comme dans le cas du compresseur, la concentration du polluant à chaque régime en fonction du rapport Air/Carburant seulement, les coefficients trouvés sont corrélés avec le régime ce qui donne les paramètres du point initial. Les figures 4.14, 4.15, 4.16, 4.17 et 4.18 montrent la comparaison entre les modèles proposés et les mesures effectuées sur banc d'essai moteur. L'erreur relative moyenne est de 2,2% pour l'opacité, 2,7% pour les suies graphitiques, 4,8% pour les oxydes d'azote, 3,5% pour les oxydes de carbone, 2,8% pour les hydrocarbures imbrûlés.

3 - VALIDATION DU MODELE GLOBAL :

Le schéma de la figure 4.19 représente le déroulement du programme de simulation du fonctionnement du moteur Diesel suralimenté. Il a été réalisé et exécuté sur un PC-386 dans l'environnement du logiciel MATLAB.

En régime transitoire, trois modes de fonctionnement peuvent être définis [78] : mode d'accélération à régime de rotation constant du moteur, mode d'accélération à couple résistant constant et mode d'accélération libre (Tableau 4.3). Le modèle complet de l'ensemble moteur est validé dans ces trois modes de fonctionnement grâce à une série d'essais expérimentaux. Les figures 4.20, 4.21 et 4.22 montrent la comparaison entre les réponses simulées par le modèle et les réponses mesurées.

Quelques observations peuvent être apportées à ces courbes de simulations :

Les pics enregistrés sur les réponses expérimentales sont supérieurs à ceux donnés par le modèle. En effet, l'identification des paramètres des modèles de la pollution est réalisée en régime stationnaire où les valeurs mesurées ne dépassent pas certaines limites. En régime transitoire, les pics des polluants sont très importantes et le modèle se trouve hors sa zone d'identification, donc fournit des valeurs d'extrapolation et non pas d'interpolation. Ceci peut être corrigé en menant une identification des paramètres à partir d'un essai transitoire donnant le polluant, le débit de gazole, le débit d'air, les pressions et températures nécessaires. Or la mesure instantanée du débit d'air n'était pas disponible sur le banc d'essai.

Le retard de l'air est toujours remarqué par la réponse tardive de la pression de suralimentation relativement au débit de gazole et du régime de rotation du moteur. Ceci engendre un accroissement important du rapport air/gazole et par suite une augmentation considérable de la concentration des polluants dans les gaz d'échappement.

Les réponses des polluants est un peu tardive à l'excitation du moteur, du fait que le modèle ne tient pas compte du temps de transport nécessaire pour que l'information atteint l'endroit où les piquages des appareils de mesures de la pollution ont été effectués.

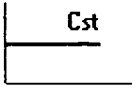
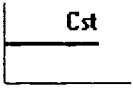
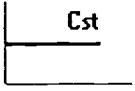
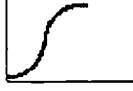

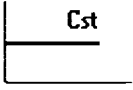


$N(t)$	$C_m(t)$	Mode d'accélération
		Fonctionnement stationnaire
		Position fixe du régime de rotation
		Couple résistant constant
		Accélération libre

Tableau 4.3 : Les modes d'accélération

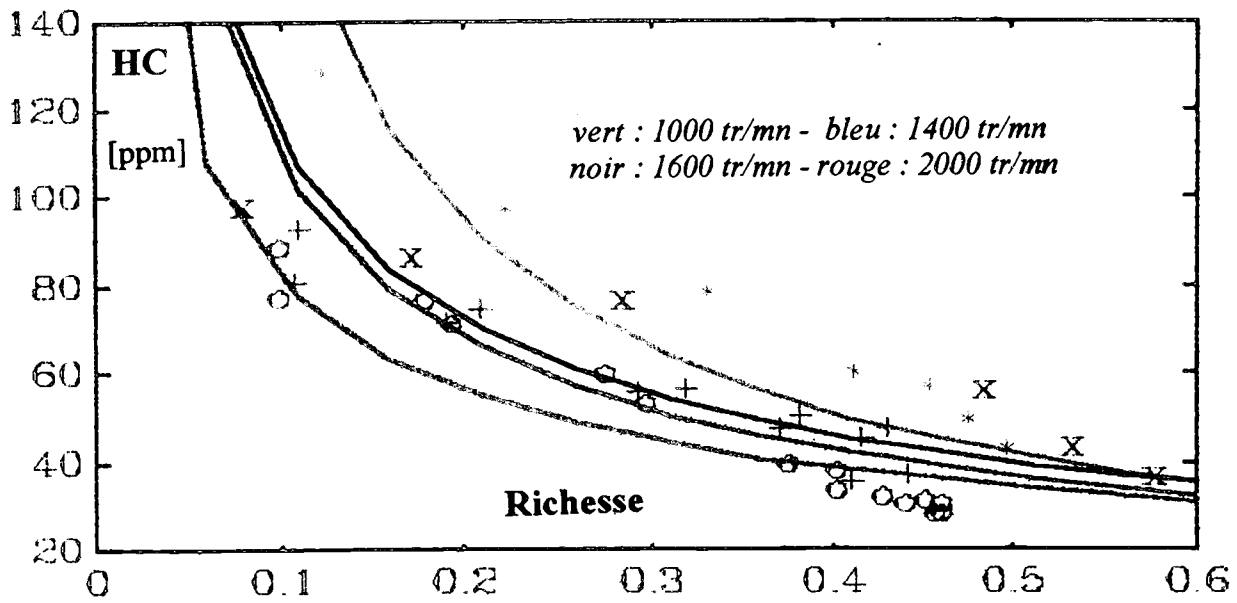


Figure 4.14 : Hydrocarbures imbrûlés en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur

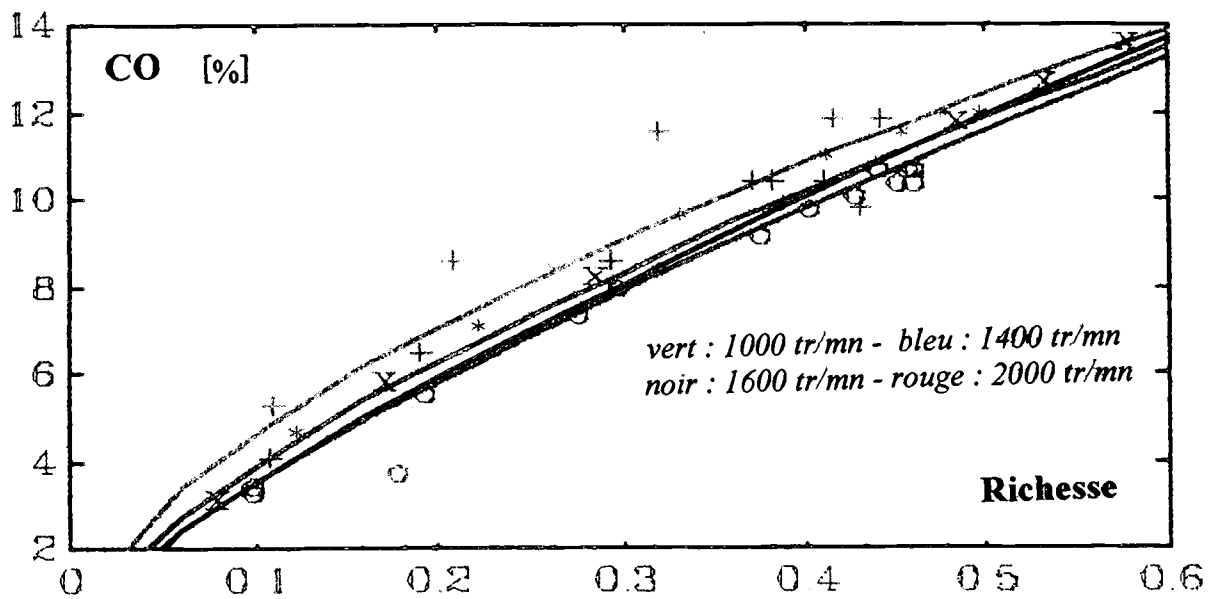


Figure 4.15 : Monoxydes de carbone en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur

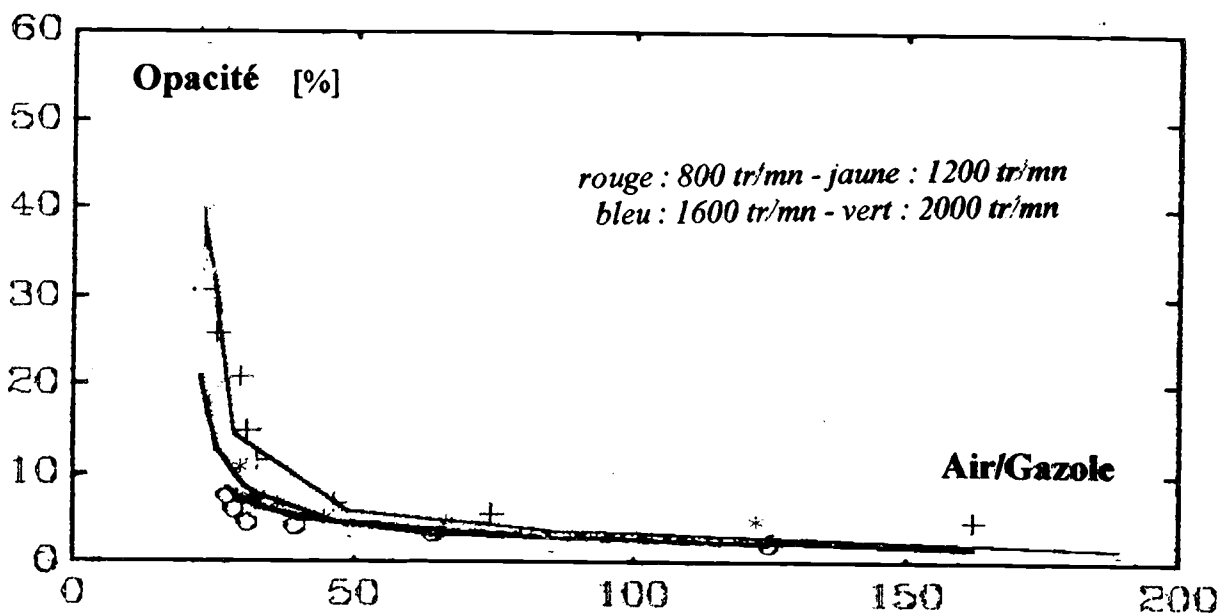


Figure 4.16 : Opacité des fumées en fonction de l'excès d'air pour divers régime de rotation du moteur

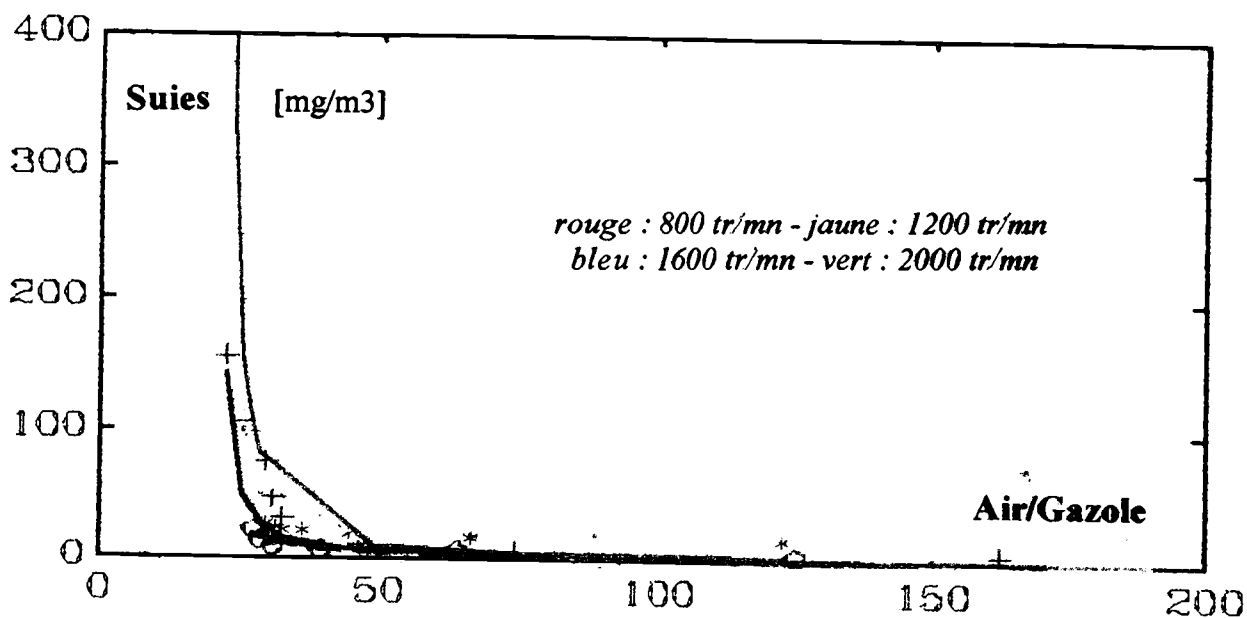


Figure 4.17 : Suies graphitiques en fonction de l'excès d'air pour divers régime de rotation du moteur

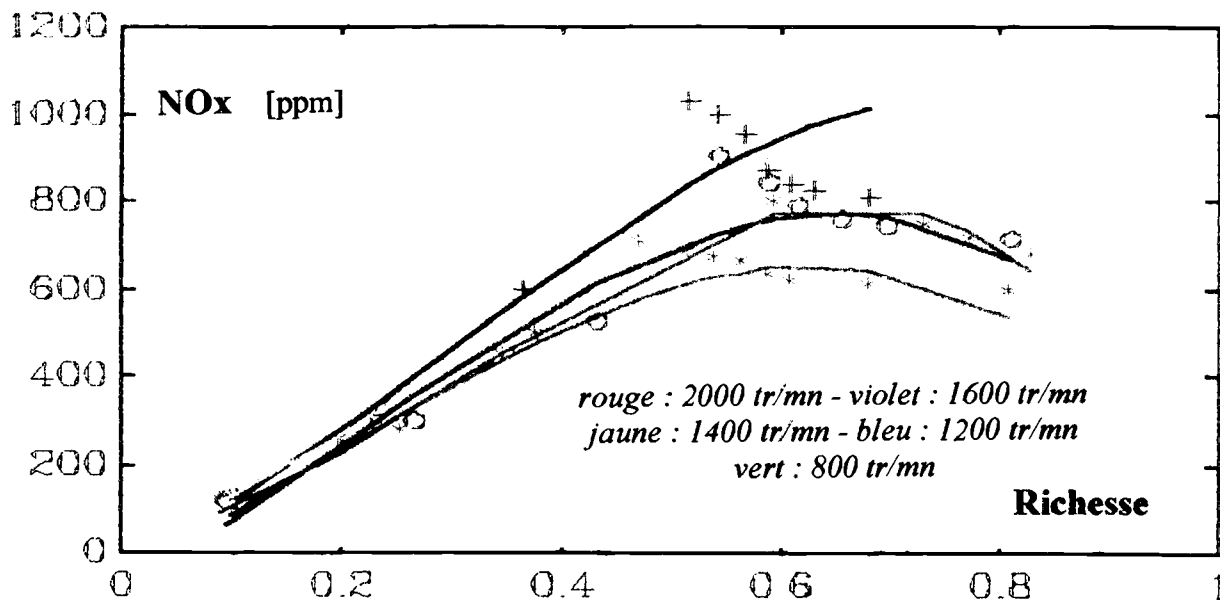


Figure 4.18 : Oxydes d'azote en fonction de la richesse pour divers régime de rotation du moteur

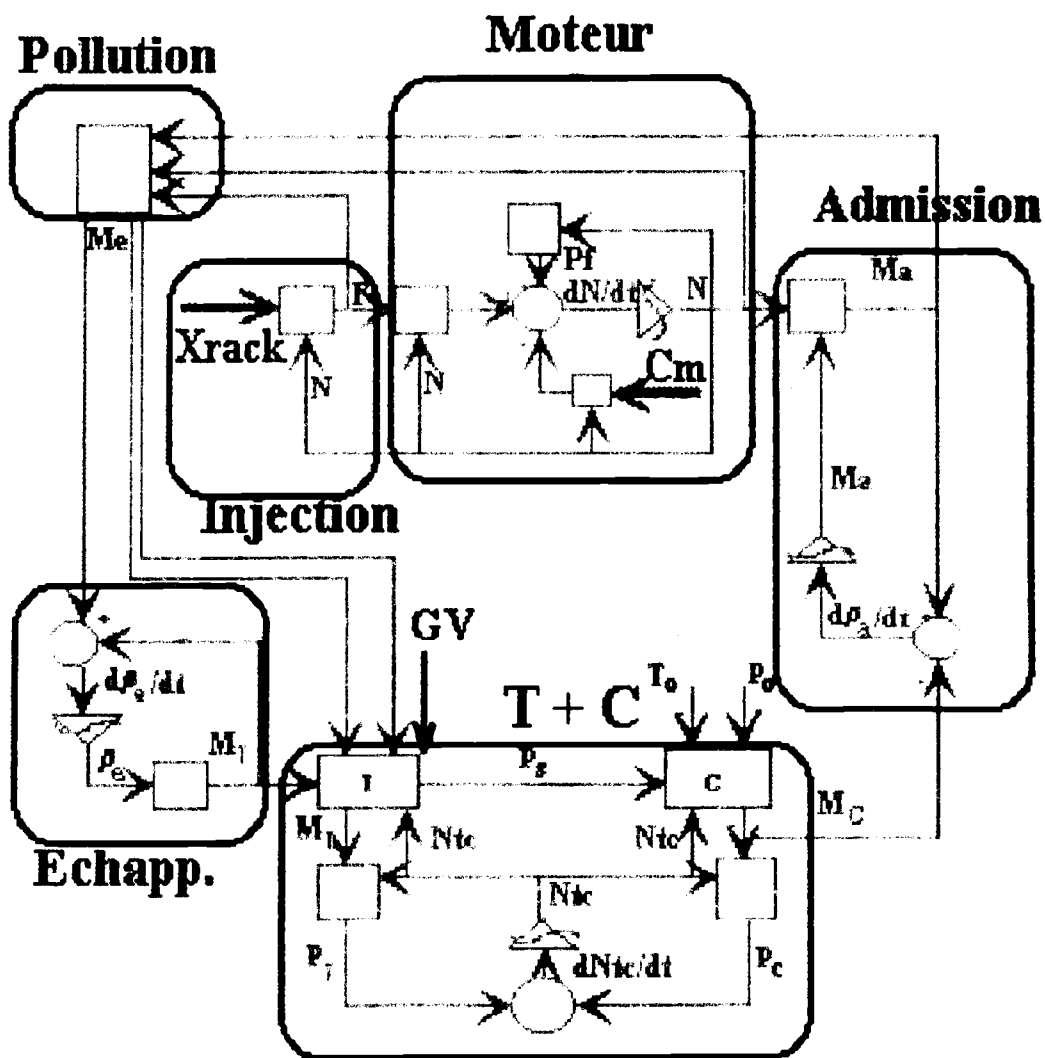


Figure 4.19 : Schéma de la résolution du programme de simulation du comportement du Diesel suralimenté par turbocompresseur à géométrie variable

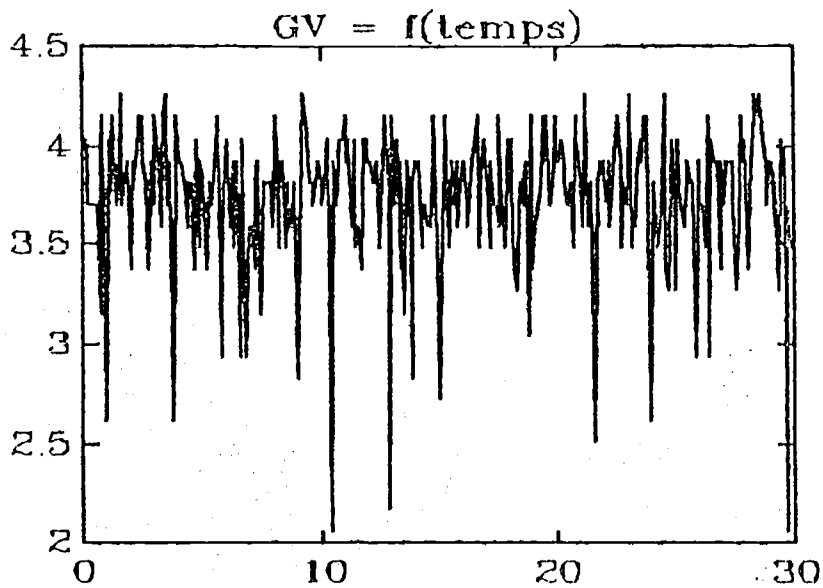
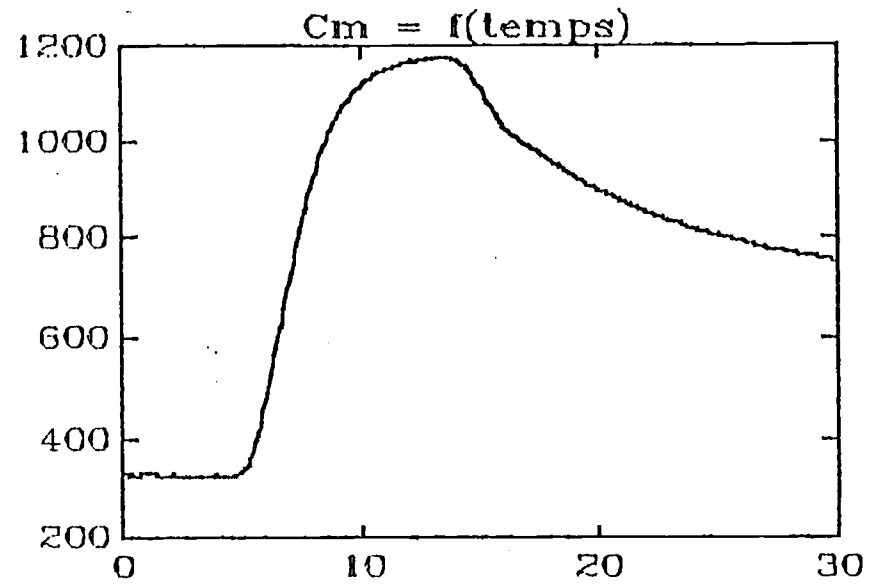
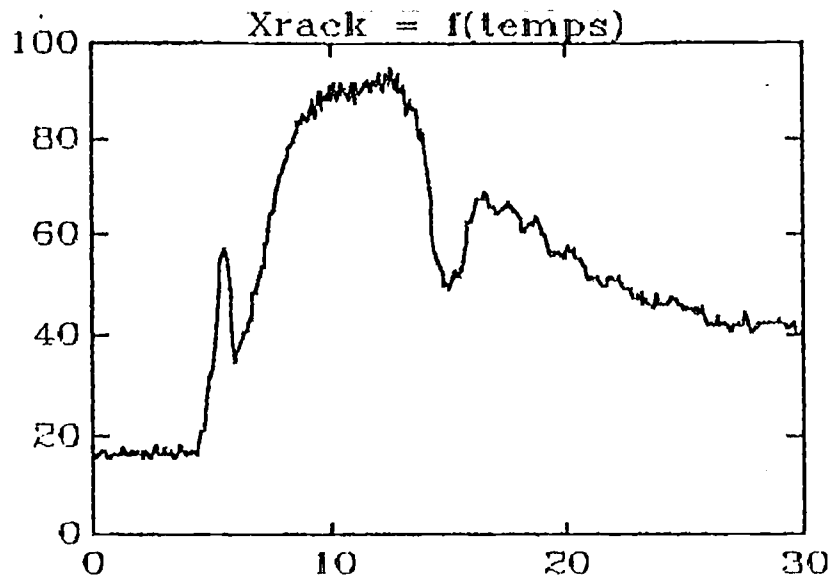


Figure 4.20a : Entrées appliquées au moteur
 Xrack : Cran du combustible
 Cm : Couple résistant
 GV : Géométrie variable

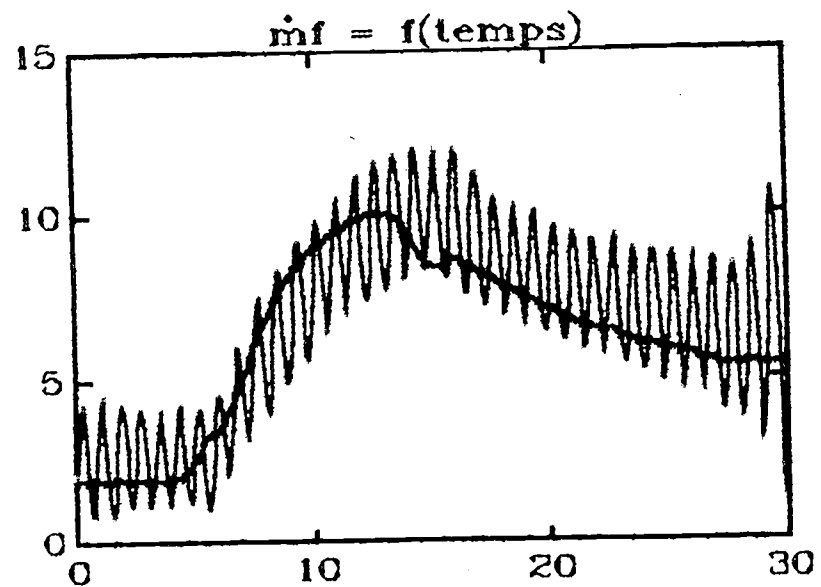
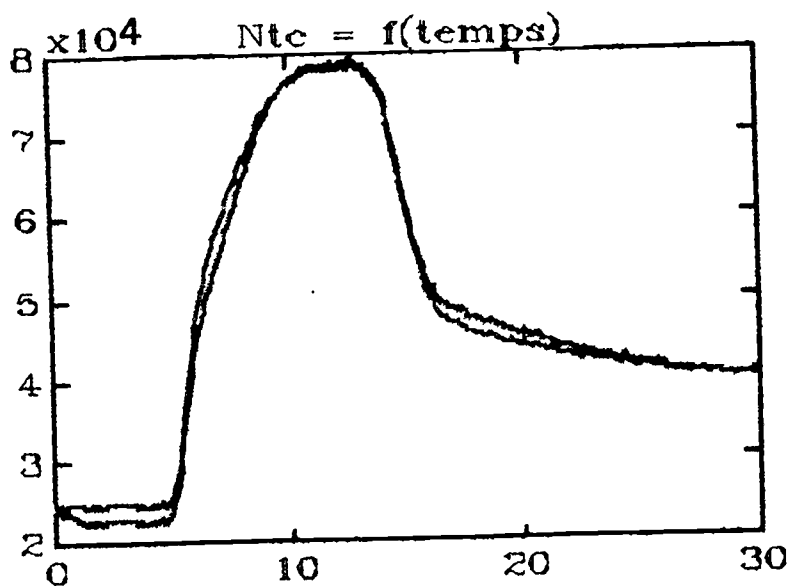
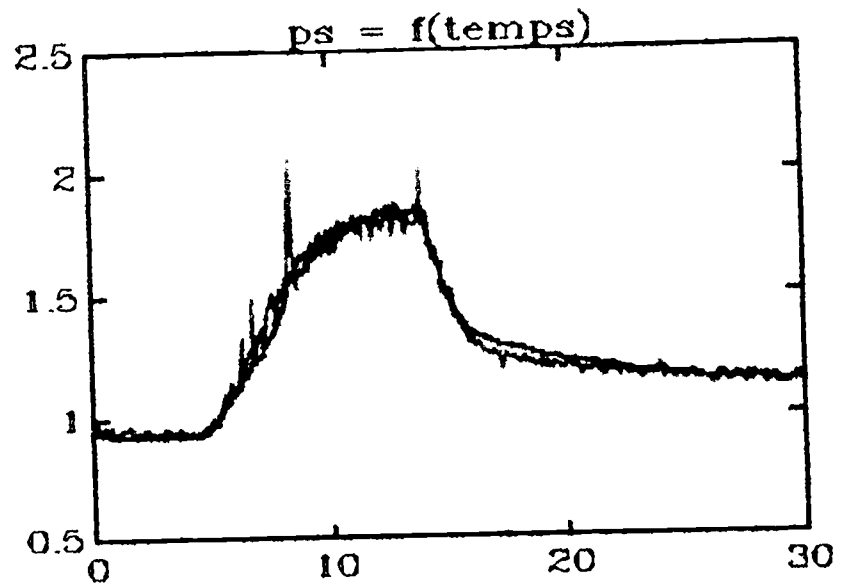
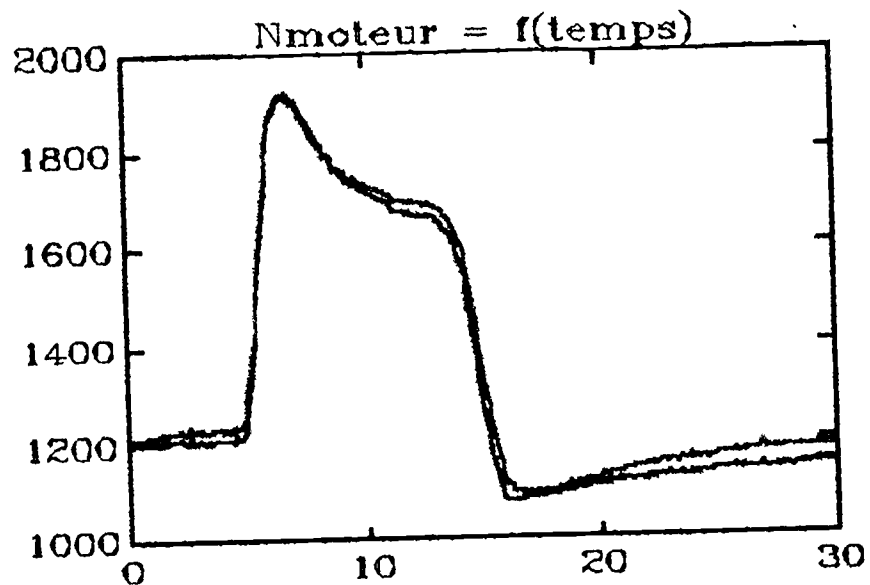


Figure 4.20b : Variables moteur : Comparaison entre le modèle et l'expérience
 --- vert : modèle --- rouge : expérience
 N : Régime moteur; ps : pression de suralimentation; Ntc : Régime turbocompresseur
 mf = Débit de gazole

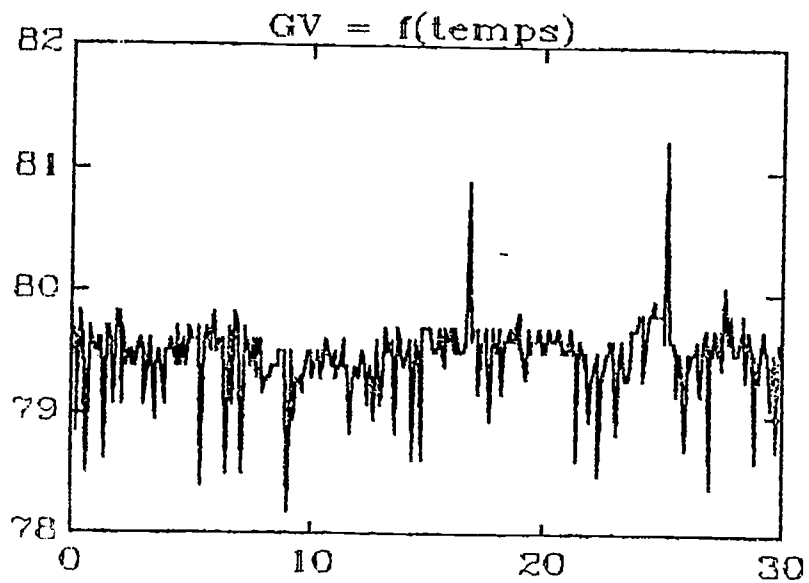
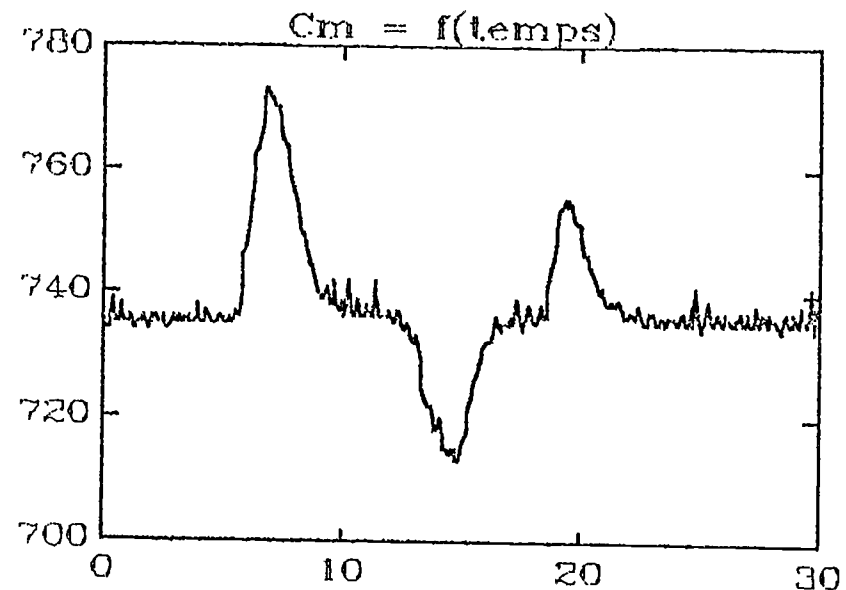
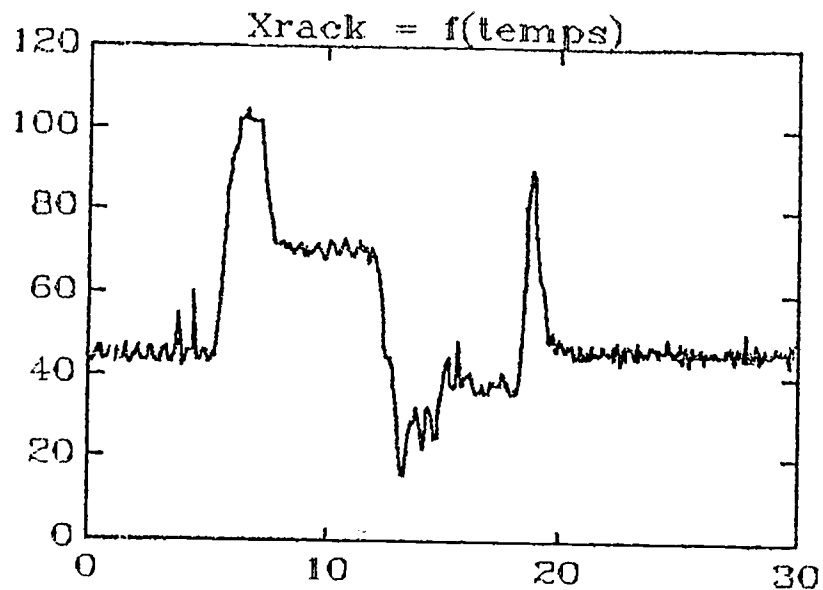


Figure 4.21a : Entrées appliquées au moteur
 Xrack : Cran de combustible
 Cm : Couple résistant
 GV : Géométrie variable

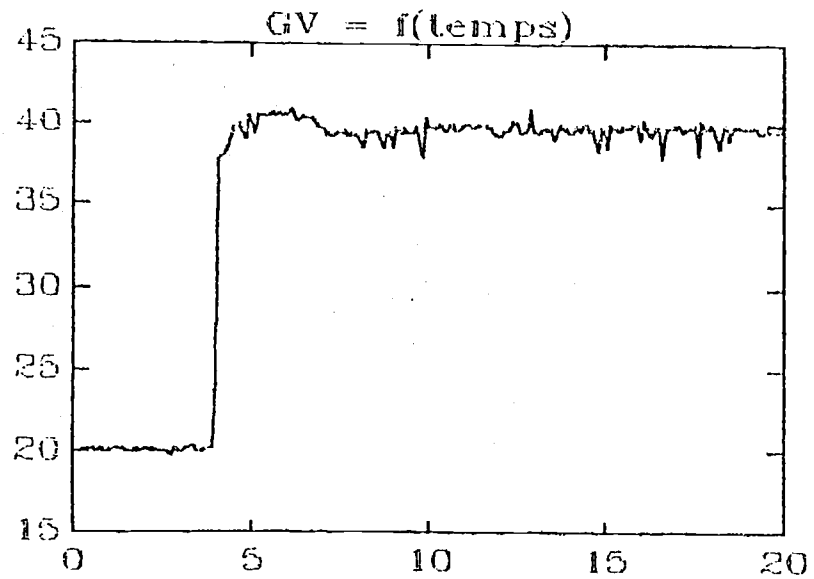
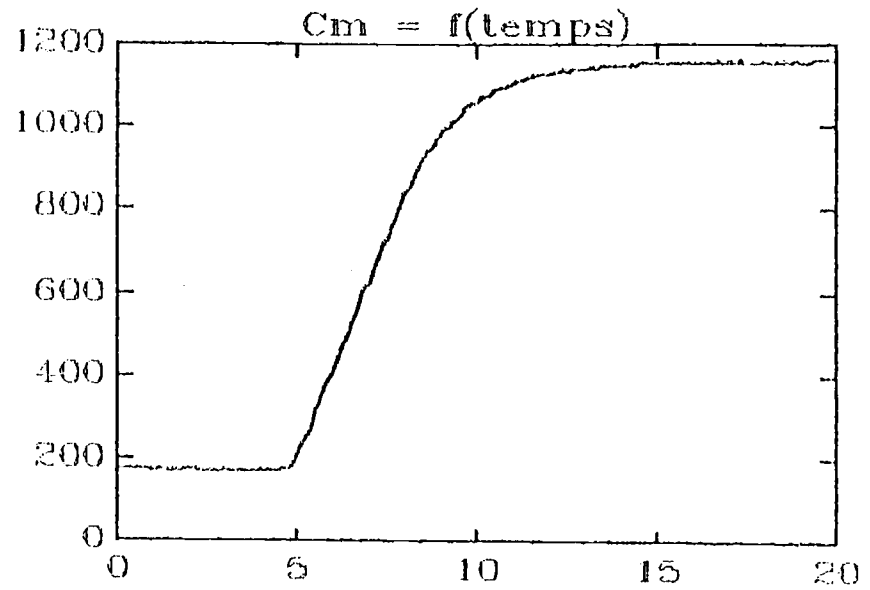
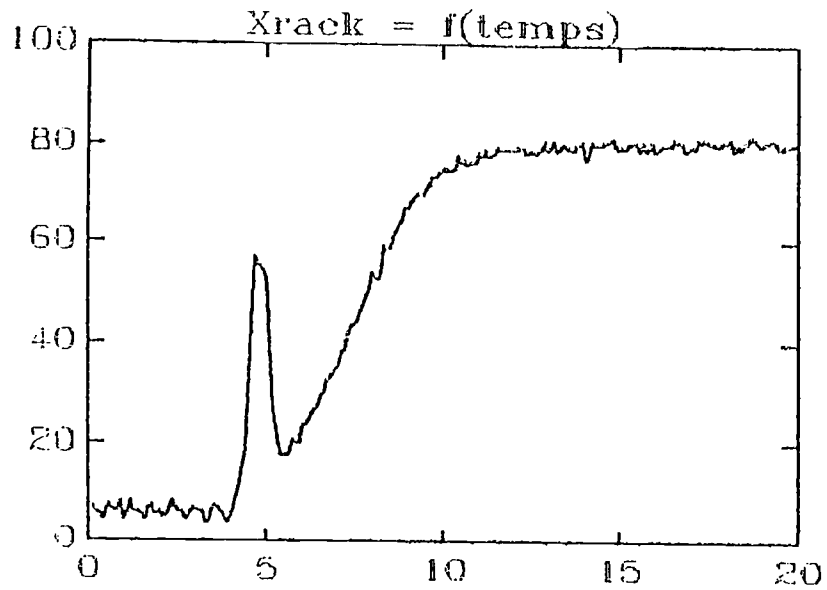


Figure 4.22a : Entrées appliquées au moteur
 Xrack : Cran du combustible
 Cm : Couple résistant
 GV : Géométrie variable

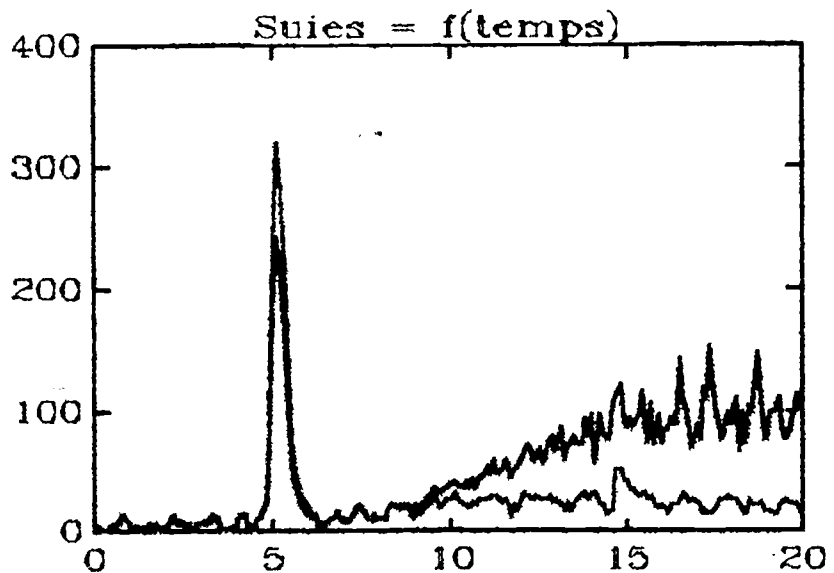
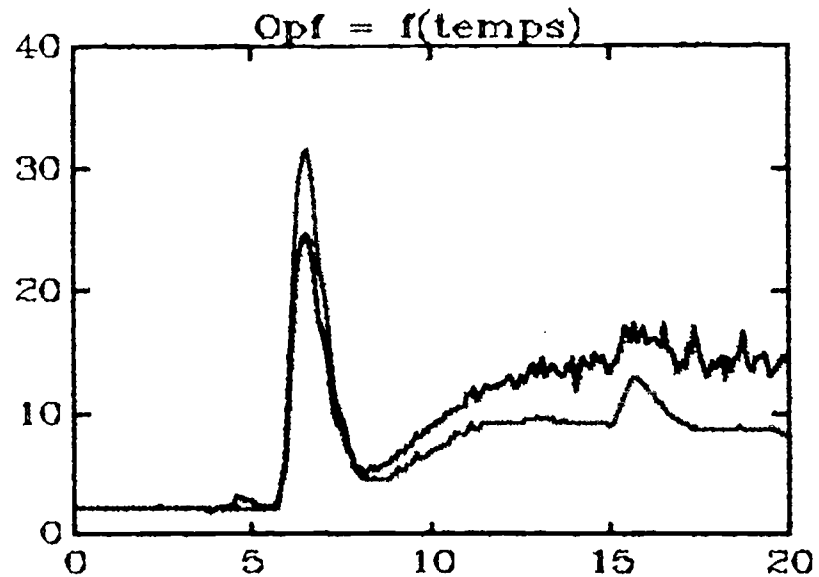
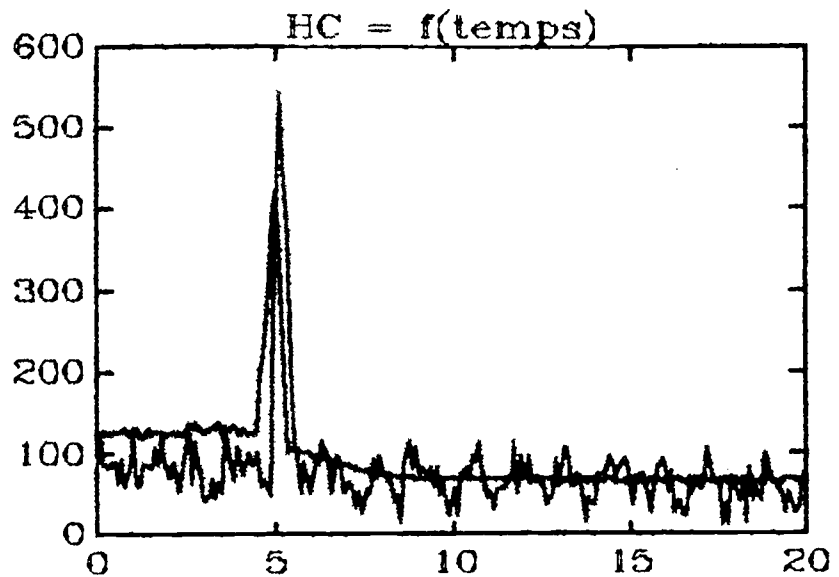


Figure 4.22b : Sorties pollution : =Comparaison entre le modèle et l'expérience
 --- vert : modèle --- rouge : expérience
 HC : Hydrocarbures imbrûlés; Opf : Opacité des fumées et Suies

CHAPITRE 05

INTRODUCTION A LA COMMANDE DU MOTEUR DIESEL PAR LA GEOMETRIE VARIABLE DU TURBOCOMPRESSEUR

1 - INTRODUCTION

2- COMMANDE OPTIMALE D'UN SYSTEME NON LINEAIRE INSTATIONNAIRE EN BOUCLE FERME

3 - TECHNIQUE DE LA LINEARISATION UTILISEE

3.1 - Linéarisation par développement Taylorien

3.2 - Linéarisation par l'identification en temps réel

4- LINEARISATION DU MODELE ETABLI

4.1 - Synthèse brève du modèle

4.2 - Modèle linéarisé

5 - INFLUENCE DE LA GV SUR L'ETAT ET LA SORTIE DU MOTEUR

5.1 - Influence du GV sur l'aérodynamique du moteur

5.2 - Influence du GV sur les polluants

6 - ETABLISSEMENT DE LA CONSIGNE

6.1 - Choix de la variable à commander

6.2 - Elaboration de la consigne

7 - MODELE DE LA COMMANDE

7.1 - Modèle de la pression de suralimentation

7.2 - Loi de commande

CONCLUSION

1 - INTRODUCTION :

L'objet de la commande d'un système est d'imposer à celui-ci un comportement "souhaité" conduisant en fait à un asservissement de ce système. Le schéma utilisé généralement est décrit sur la figure 5.1. Le dispositif de commande (calculateur) élabore la commande du processus à partir des informations disponibles (modèles, consignes, mesures des sorties). La mise en oeuvre de cette commande pour le contrôle de la pollution du moteur nécessite donc trois éléments : la modélisation du moteur, l'élaboration de la consigne et la définition des grandeurs à mesurer.

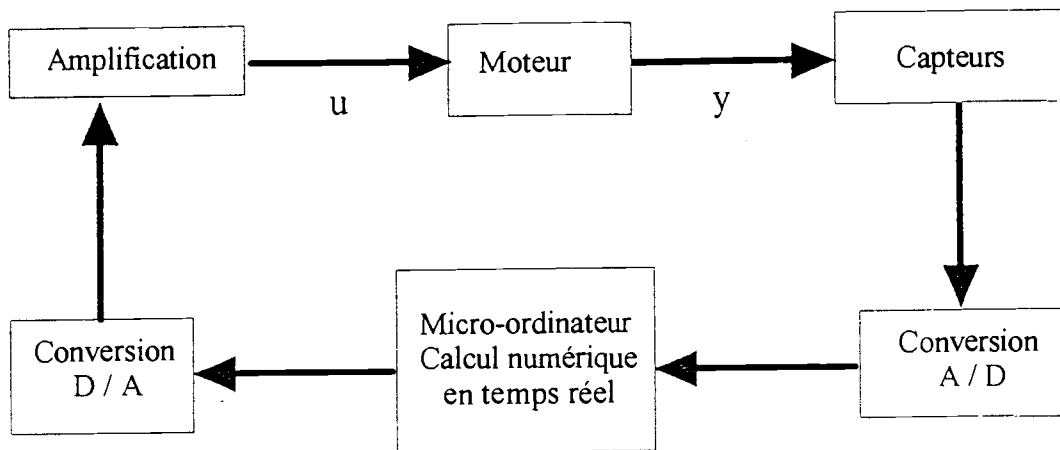


Figure 5.1 : Commande d'un processus en boucle fermée

Si le problème posé par la commande est simple, sa mise en oeuvre par contre ne l'est pas. Nous disposons d'un organe de commande, la géométrie variable de la turbine, d'un système à commander, le moteur Diesel, avec deux entrées : le couple résistant et le cran de combustible et deux sorties : la consommation et la pollution. Les difficultés portent 1) sur le modèle élaboré au chapitre 03 qui est hautement non linéaire, 2) sur l'impossibilité de la mesure directe du couple résistant sur le vilebrequin ailleurs que dans une cellule d'essais, 3) sur l'impossibilité de la mesure des concentrations des polluants sur véhicule (cette mesure n'est possible que sur banc d'essais et seulement en régime stationnaire), 4) sur les évolutions souvent opposées des concentrations des polluants en fonction du régime et de la charge rendant l'élaboration de la consigne difficile et 5) sur la nécessité de justifier une influence importante de la GV sur la pollution et la consommation.

Après avoir démontré la difficulté de réaliser une commande avec un modèle non linéaire, nous procédons à la linéarisation du modèle établi au chapitre 03. Une étude sur l'influence de la GV sur la pollution est ensuite faite et nous conduit au choix de la grandeur de sortie à mesurer, ce qui permettra de dégager quelques tableaux de consigne. Enfin un modèle de commande qui élimine la nécessité de mesurer le couple résistant C_m est proposé.

2- COMMANDE OPTIMALE D'UN SYSTEME NON LINEAIRE INSTATIONNAIRE EN BOUCLE FERMEE :

Considérons un système dynamique continu déterministe à paramètres localisés, dont le comportement peut être décrit par :

$$\dot{x} = f(x, u, t) \quad (5.1)$$

où $x \in \mathcal{X}$ est le vecteur d'état, $u \in \mathcal{U}$ est le vecteur de commande, $t \in \mathcal{T}$ est le temps et $f \in \mathcal{F}$ représente une fonction vectorielle. De façon générale, il existe des contraintes sur les variables de commande et sur le temps; on définit ainsi des ensembles admissibles X_{ad} , U_{ad} et T_{ad} non vides, pour toutes ces variables :

$$x(t) \in X_{ad} \quad (5.2)$$

$$u(t) \in U_{ad} \quad (5.3)$$

$$t \in T_{ad} \quad (5.4)$$

La formulation du problème de commande optimale est alors la suivante [1]: *Déterminer une commande $u^*(t)$ satisfaisant la contrainte (5.3), transférant l'état du système d'une valeur initiale x_0 à l'instant initial t_0 , à une valeur finale x_f à l'instant t_f en minimisant un critère d'optimisation donné et en satisfaisant la contrainte (5.2) pour tout instant $t \in T_{ad}$.*

Dans de nombreux problèmes de commande optimale, le critère d'optimisation est représenté sous la forme :

$$J(u, t) = \int_{t_0}^{t_f} L(x(t), u(t), \tau) \cdot d\tau \quad (5.5)$$

où L est une fonction scalaire.

Considérons le cas le plus simple, c'est-à-dire une commande optimale sans poursuite et sans contraintes. Supposons que l'on peut exprimer la commande en fonction de l'état et du temps $u = u(x(t), t)$, alors le critère $J(u, t)$ s'explique aussi en fonction de l'état et du temps par $J(u, t) = J(x(t), t)$. On peut ainsi démontrer, si $J(x, t)$ existe et si son gradient existe, que la commande $u(t)$, si elle existe, satisfaisant le critère (5.5) est une solution du système d'équations non linéaires aux dérivées partielles suivant [1] :

$$\frac{\partial J(x(t), t)}{\partial \dot{x}} + L(x(t), u(t), t) + \left[\frac{\partial J(x(t), t)}{\partial x} \right]^T \cdot f(x(t), u(t), t) \quad (5.6)$$

La résolution de ce type d'équations est assez méconnue, la stabilité, la convergence des schémas numériques pour les systèmes aux dérivées partielles non linéaires n'est pas évidente. Or, la solution recherchée de $u(t)$ doit être analytique et non pas numérique pour assurer la commande en temps réel. Le traitement de ce système d'équations dépasse largement le cadre de cette thèse. Si on ajoute à cela le fait que la commande exige la poursuite d'une consigne

optimisée et que des contraintes du type de l'équation (5.3) existent, la complexité du problème à résoudre augmente encore.

Un moyen permettant d'éviter ces complications consiste à linéariser le système (5.1) afin de profiter de la théorie, largement développée, de la commande des systèmes linéaires. Plusieurs méthodes sont possibles [28, 41] : la linéarisation par approximation autour d'un point d'équilibre, la linéarisation par difféomorphisme et bouclage, la linéarisation par immersion, la linéarisation par changement de coordonnées après bouclage ou la linéarisation Voltera.

3- TECHNIQUE DE LINEARISATION UTILISEE

La technique de la linéarisation autour d'un point d'équilibre est encore de nos jours la plus fréquemment utilisée. Elle consiste essentiellement à considérer le comportement d'un système comme linéaire autour d'un point de fonctionnement. L'obtention du modèle linéarisé peut se faire par deux démarches totalement différentes [28] : La première consiste en la modélisation non linéaire obtenue par voie de connaissance et simplifiée en ne retenant que la partie linéaire d'un développement Taylorien. La seconde part de l'assimilation du comportement du système à un système linéaire adaptatif dont la détermination des paramètres relève de procédés d'identification et d'optimisation de l'automatique.

3.1 - Linéarisation par développement Taylorien :

Cette première méthode s'intéresse aux processus décrits sous la forme :

$$\dot{x} = f(x, u, t) \quad (5.7)$$

$$y = g(x, u, t) \quad (5.8)$$

dans laquelle on suppose que les fonctions f et g admettent des développements limités dans un voisinage du point de fonctionnement défini par x_0 et u_0 .

Posons $x = x_0 + \delta x$ et $u = u_0 + \delta u$, il vient :

$$\dot{x}_0 = f(x_0, u_0, t) \quad (5.9)$$

$$y_0 = g(x_0, u_0, t) \quad (5.10)$$

d'où :

$$\dot{x}_0 + \frac{d}{dt}(\delta x) = f(x_0 + \delta x, u_0 + \delta u, t) \quad (5.11)$$

$$y_0 + \frac{d}{dt}(\delta y) = g(x_0 + \delta x, u_0 + \delta u, t) \quad (5.12)$$

soit, en développant (5.9-5.10) et en tenant compte de (5.11-5.12) :

$$\frac{d}{dt}(\delta x) = F_x(x_0, u_0, t) \cdot \delta x + F_u(x_0, u_0, t) \cdot \delta u + 0(\|\delta x\|, \|\delta u\|) \quad (5.13)$$

$$\frac{d}{dt}(\delta y) = G_x(x_0, u_0, t) \cdot \delta x + G_u(x_0, u_0, t) \cdot \delta u + 0(\|\delta x\|, \|\delta u\|) \quad (5.14)$$

avec :

$$F_x = \frac{\partial f}{\partial x} \quad F_u = \frac{\partial f}{\partial u} \quad (5.15)$$

$$G_x = \frac{\partial g}{\partial x} \quad G_u = \frac{\partial g}{\partial u} \quad (5.16)$$

On a donc bien un modèle linéaire (non stationnaire) de vecteur d'état δx et de vecteur de commande δu . Si f et g ne dépendent pas du temps explicite, le modèle stationnaire est localement linéaire :

$$\frac{d}{dt}(\delta x) = F_x(x_0, u_0) \cdot \delta x + F_u(x_0, u_0) \cdot \delta u \quad (5.17)$$

$$\frac{d}{dt}(\delta y) = G_x(x_0, u_0) \cdot \delta x + G_u(x_0, u_0) \cdot \delta u \quad (5.18)$$

Un écart peut exister entre le modèle initial et le modèle linéarisé dû au développement au premier ordre des termes non linéaires. Cet écart demeure faible aussi longtemps que les fluctuations autour des valeurs d'équilibre demeurent petites. Le modèle linéarisé peut aussi être utilisé si les variations des entrées sont importantes mais lentes; il suffit alors de recalculer périodiquement le modèle linéaire autour du nouveau point d'équilibre.

Cette méthode de linéarisation a été appliquée sur le modèle non linéaire établi pour le moteur Diesel étudié. Le domaine de fonctionnement du moteur est représenté sur la figure 3.11 dans le plan (N, X_{rack}) ; il ne s'agit donc pas d'un fonctionnement au voisinage d'un point d'équilibre. Cependant, les évolutions dynamiques réelles de ce type dans le moteur sont suffisamment lentes pour espérer de bons résultats avec cette méthode de linéarisation.

3.2 - Linéarisation par l'identification en temps réel :

Deux considérations incitent à réaliser un modèle adaptatif. D'une part le fait que le modèle non linéaire reste valable tant que les caractéristiques du moteur sont constantes. Or, ces dernières évoluent avec le vieillissement du moteur et le modèle élaboré perd de sa représentativité. Il est donc nécessaire d'avoir un modèle adaptatif pouvant compenser les variations des paramètres. D'autre part, on sait [34] que le comportement du moteur peut-être correctement approché par un modèle linéaire lorsqu'il fonctionne dans une zone restreinte autour d'un point de fonctionnement. Lorsqu'il s'agit de transitoires importants pour lesquels l'excursion autour du point de fonctionnement est large, le modèle linéaire n'est plus valable à cause de la non-stationnarité de ses paramètres. Leurs variations peuvent-être compensées par un modèle linéaire dont les paramètres s'adaptent automatiquement à tout instant en fonction

de l'évolution du point de fonctionnement. Il s'agit alors d'un modèle linéaire à paramètres variables en temps réel, en fonction des entrées. Les paramètres sont ainsi recalculés à chaque pas d'échantillonnage.

Cette méthode s'applique généralement sur des modèles exprimés sous forme d'une équation de récurrence obtenue par la discrétisation du modèle linéaire continu (cf annexe 01) tels que :

$$y(k) + a_1 y(k-1) + \dots + a_n y(k-n) = b_0 u(k) + b_1 u(k-1) + \dots + b_n u(k-n) \quad (5.19)$$

où y , u et $\Theta = \{a_1, \dots, a_n, b_0, \dots, b_n\}$ sont respectivement la sortie, l'entrée et les paramètres du modèle. L'estimation des paramètres Θ est réalisée à partir des mesures entrées-sorties $\{u(0), \dots, u(N), y(0), \dots, y(N)\}$. Chaque fois qu'une nouvelle mesure est effectuée, une réestimation du vecteur Θ est nécessaire. Des algorithmes d'identification récurrents sont utilisés afin de ne pas recommencer tout le calcul. De façon générale, ces algorithmes se mettent sous la forme :

$$\Theta(N+1) = \Theta(N) + K(N+1) \cdot e(N+1) \quad (5.20)$$

où $K(N+1)$ est le gain de correction qui dépend de la méthode d'identification utilisée, et $e(N+1)$ l'erreur de prédiction. Cette forme est appelée également algorithme adaptatif. L'annexe 03 présente la méthode des moindres carrés récurrents pour l'identification de la forme (5.20).

4- LINEARISATION DU MODELE ETABLI :

Le modèle établi au chapitre 03 doit être simplifié pour faciliter le calcul des nombreuses dérivées partielles données par les relations (5.15) et (5.16). L'expérience de dizaines de simulations réalisées nous a montré la validité de ces simplifications qui n'induisent que peu d'erreurs sur les sorties du programme. La linéarisation est appliquée ensuite.

4.1 - Simplifications du modèle

1) On néglige le temps des évolutions transitoires de la pompe d'injection (équation 3.107), de l'admission (équation 3.77) et de l'échappement (équation 3.78). Ceci revient à supposer une réponse suffisamment rapide de la pompe permettant de considérer son fonctionnement comme sans inertie. Concernant l'admission et l'échappement, les figures (5.2, 5.3) montrent que les variations temporelles des masses volumiques à l'admission sont suffisamment faibles et lentes pour pouvoir traiter leurs variations comme quasi-stationnaires.

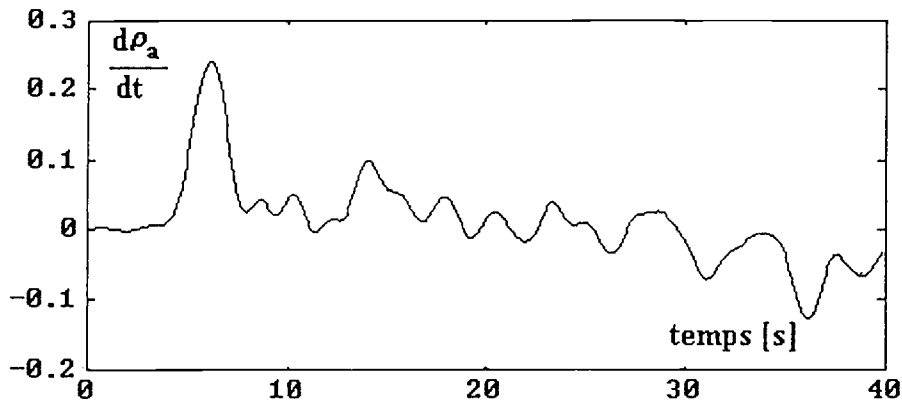


Figure 5.2 : Evolution temporelle de la dérivée de ρ_a pour une charge résistante de 1000 N.m et un balayage en régime de rotation de 1150 à 2000 tr/mn. La dérivée n'exécède pas 0,25; soit une incertitude relative de 1%.

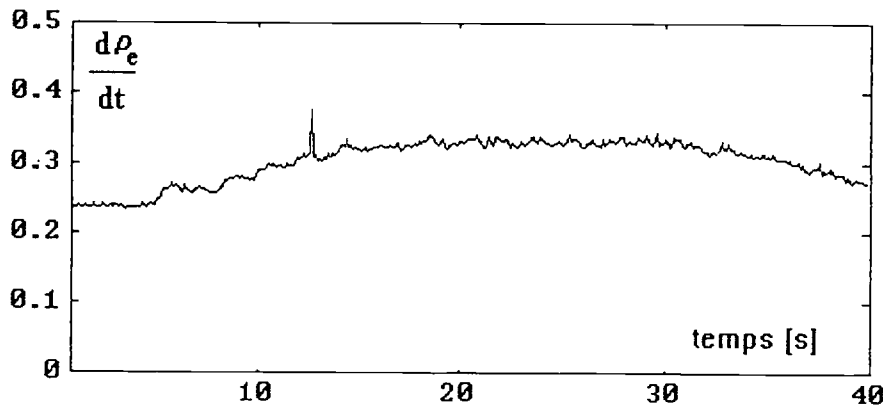


Figure 5.3 : Evolution temporelle de la dérivée de ρ_e pour une charge résistante de 1000 N.m et un balayage en régime de rotation de 1150 à 2000 tr/mn. La dérivée n'exécède pas 0,2; soit une incertitude relative de 1%.

2) On néglige l'effet du régime de rotation du moteur sur le rendement indiqué, (figure 5.4). Ceci prend sa légitimité dans la faible influence du régime moteur constatée sur le rendement indiqué. L'équation (3.95) devient ainsi :

$$\eta_i = \bar{f} + \bar{g} \cdot \lambda^{-\bar{k}} \quad \lambda = \frac{m_a}{m_f} \quad (5.21)$$

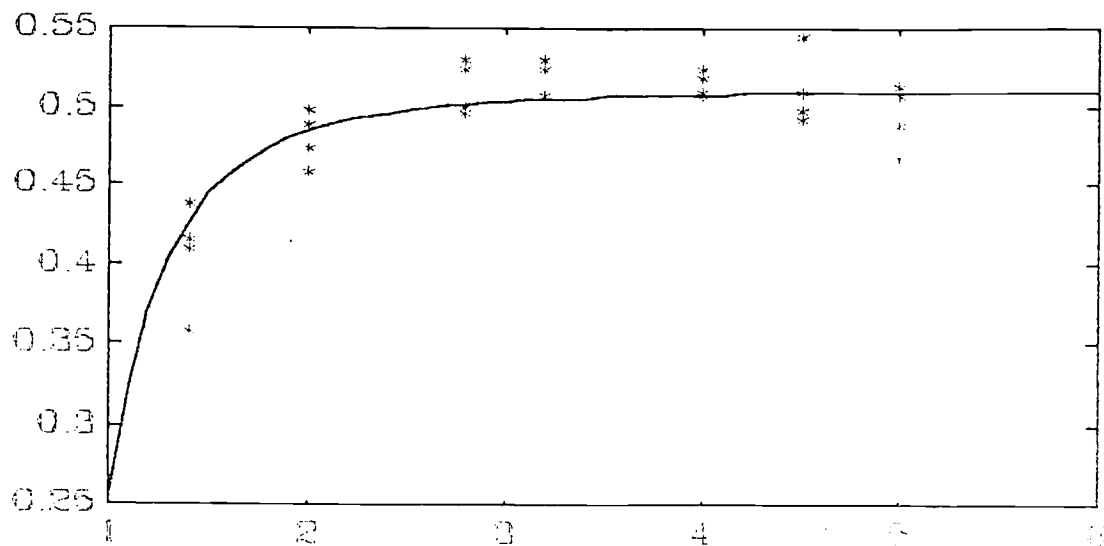


Figure 5.4 : Rendement indiqué du moteur exprimé en fonction de l'excès d'air

3) Les équations (3.45) et (3.46) décrivant les cartes statiques de la turbine peuvent en général être approchées par les formes simplifiées suivantes [30] :

$$\eta_t = h1 \cdot \frac{N_{tc}}{\sqrt{1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}}}} + h2 \cdot \frac{N_{tc}^2}{1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}}} \quad (5.22)$$

$$\dot{m}_t = f1 \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{1-\gamma_t}{\gamma_t}} \right)^{f2} \quad (5.23)$$

dans lesquelles $h1$, $h2$, $f1$ et $f2$ sont des fonctions linéaires du GV . L'équation (5.23) du débit est en fait la courbe enveloppe de la famille de courbes paramétrées selon N_{tc} . Une telle approximation suppose que le régime de la turbine est ajusté à chaque valeur du rapport de détente. L'application de ces relations conduit ensuite aux figures 5.5 et 5.6.

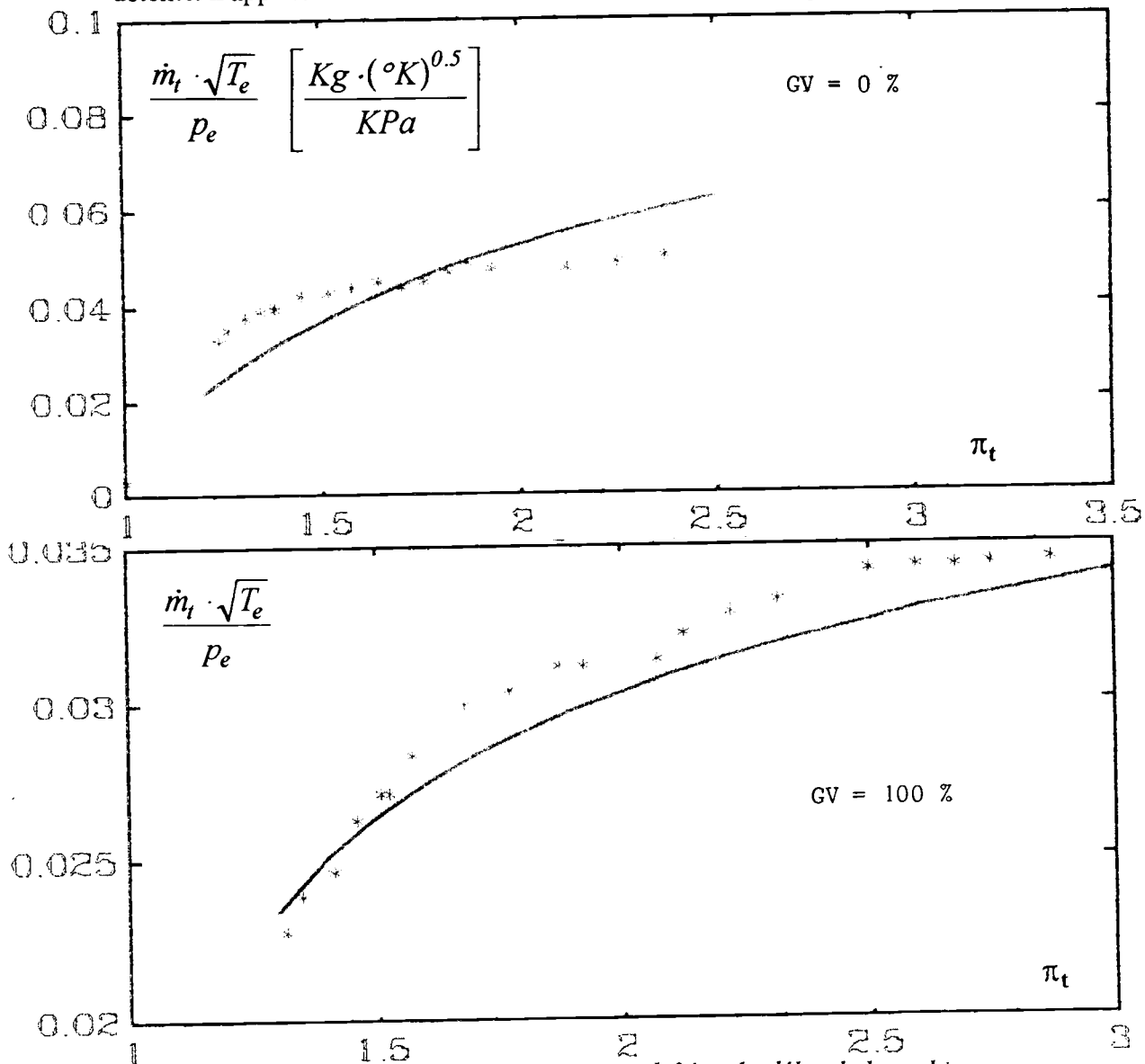


Figure 5.5 : Figures simplifiées du débit de la turbine

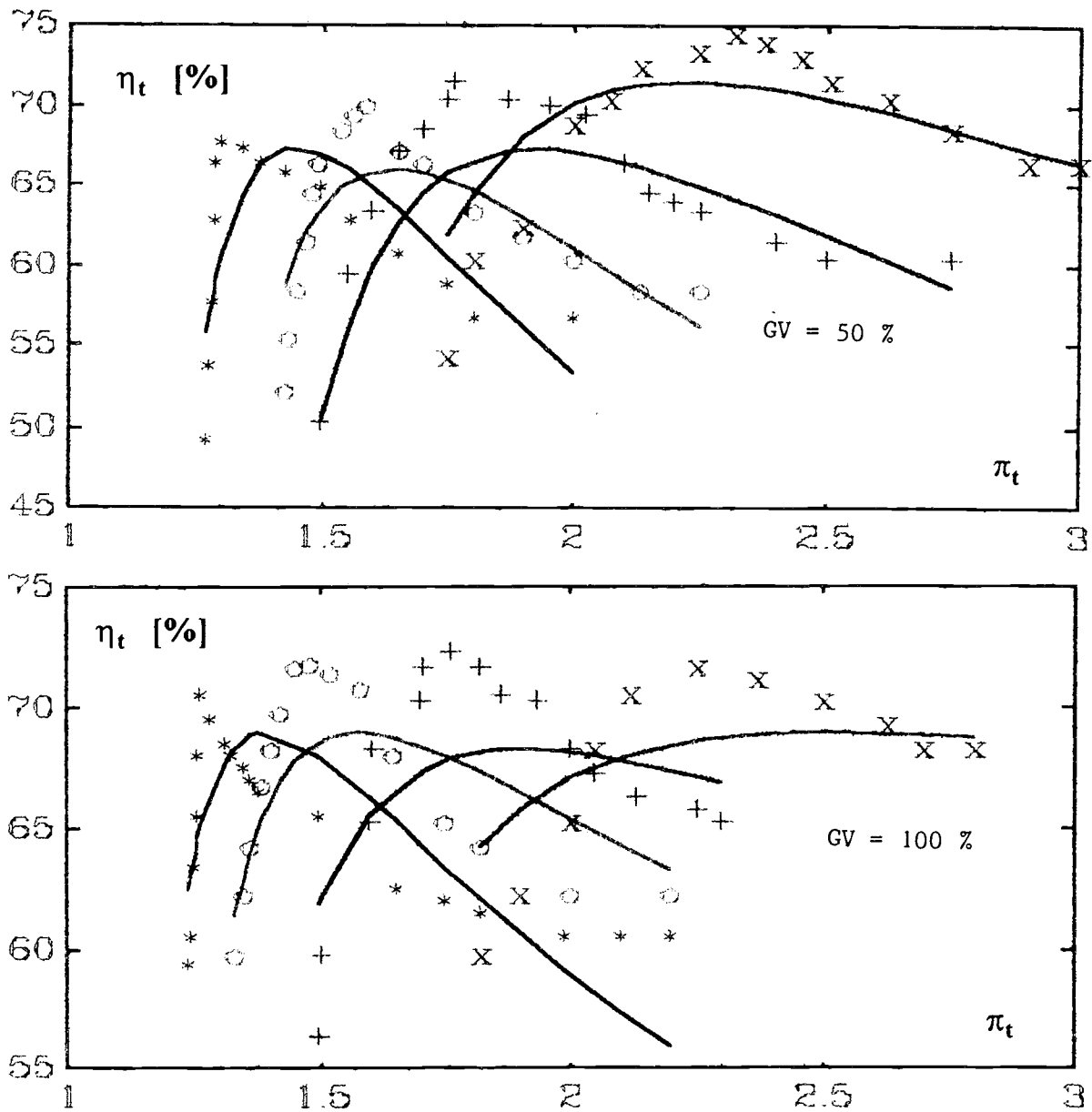


Figure 5.6 : Figures simplifiées du rendement de la turbine

4) Les courbes caractéristiques du compresseur sont décrites par les formes polynomiales proposées dans les modèles (3.20) et (3.21) qui sont plus faciles à manipuler que les équations (3.27) et (3.28) du chapitre 03. Nous veillerons à ce que la simulation de la linéarisation reste assez loin du ralenti du moteur pour éviter les inconvénients déjà annoncés pour ce modèle.

5) La faible variation des rapports de pressions π_t et π_c (1 à 4 bars) nous permet d'écrire:

$$1 - \frac{1}{K} \cdot \pi_t^{\frac{1-k_1}{k_1}} = k_1 \cdot (\pi_t - 1) \quad (5.24)$$

$$\frac{\pi_c - 1}{\pi_c^{\frac{k_2-1}{k_2}}} - 1 = k_2 \cdot (\pi_c - 1) \quad (5.25)$$

et en reportant ces résultats dans les équations (3.65) et (3.66) donnant les puissances de la turbine et du compresseur, on obtient :

$$P_t = K_T \cdot T_e \cdot \dot{m}_t \cdot (\pi_t - 1) \cdot \eta_t \quad (5.26)$$

$$P_c = K_C \cdot T_0 \cdot \dot{m}_c \cdot \frac{(\pi_c - 1)}{\eta_c} \quad (5.27)$$

6) L'équation (3.71) utilisée pour le rendement volumétrique peut être simplifiée par une formulation moyenne, fonction du régime de rotation du moteur seulement (figure 5.7) :

$$\eta_v = \bar{a}_0 + \bar{a}_1 \cdot N + \bar{a}_2 \cdot N^2 \quad (5.28)$$

Le modèle global de simulation du comportement du moteur prend ainsi la forme simplifiée suivante :

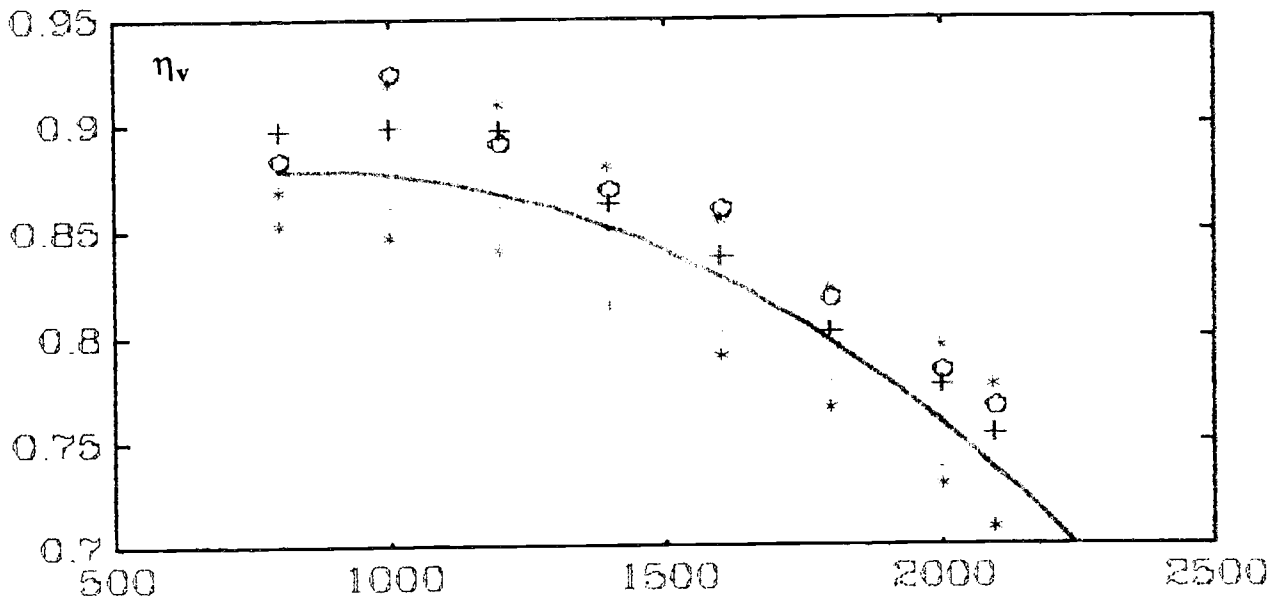


Figure 5.7 : Rendement volumétrique exprimée en fonction du régime moteur

• La loi fondamentale de la dynamique appliquée à la rotation du vilebrequin s'écrit :

$$\frac{\pi^2}{900} \cdot I \cdot N \cdot \frac{dN}{dt} = P_i - P_f - C_m \cdot N \cdot \frac{\pi}{30} \quad (5.29)$$

dans laquelle :

$$P_i = P_{ci} \cdot \dot{m}_f \cdot \eta_i \quad (5.30)$$

$$P_f = pmf \cdot Cy \cdot \frac{N}{120} \quad (5.31)$$

avec $\eta_i = \eta_i(\lambda)$ $pmf = pmf(N)$ $\dot{m}_f = \dot{m}_f(N, X_{rack})$ (5.32)

et $\lambda = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f}$ (5.33)

• La loi fondamentale appliquée aux parties tournantes du turbocompresseur donne :

$$\frac{\pi^2}{900} \cdot I_{ic} \cdot N_{ic} \cdot \frac{dN_{ic}}{dt} = \eta_m \cdot P_t - P_c \quad (5.34)$$

dans laquelle :

$$P_t = P_t(\dot{m}_t, T_e, \pi_t, \eta_t) \quad (5.35)$$

$$P_c = P_c(\dot{m}_c, \pi_c, \eta_c) \quad (5.36)$$

avec :

$$\dot{m}_t = \dot{m}_t(\pi_t, GV) \quad \eta_t = \eta_t(\pi_t, N_{ic}, GV) \quad (5.37)$$

$$\pi_c = \pi_c(\dot{m}_c, N_{ic}) \quad \eta_c = \eta_c(\dot{m}_c, N_{ic}) \quad (5.38)$$

$$\text{et :} \quad T_e = T_e(\lambda, N, p_s) \quad \dot{m}_t = \dot{m}_c + \dot{m}_f \quad \dot{m}_c = \dot{m}_a \quad (5.39)$$

Les équations différentielles (5.29) et (5.34) sont transformées pour faciliter la procédure de linéarisation. Après division de l'équation (5.29) par N et définition d'une variable intermédiaire $q(N, X)$ par :

$$q = \frac{1}{N} \cdot \dot{m}_f, \quad (5.40)$$

on peut écrire :

$$\dot{N} = k_1 \cdot q \cdot \eta_i - k_2 \cdot pmf - k_3 \cdot C_m \quad (5.41)$$

$$\text{avec} \quad k_1 = \frac{900}{\pi^2 \cdot I} \cdot P_{ci} \quad k_2 = \frac{45 \cdot Cy}{\pi^2 \cdot 6 \cdot I} \quad k_3 = \frac{30}{\pi^2 \cdot I} \quad (5.42)$$

L'équation (5.35) sera traitée sous la forme :

$$\dot{N}_{ic} = \eta_m \cdot P_t \cdot f(N_{ic}) - P_c \cdot f(N_{ic}) \quad (5.43)$$

$$\text{avec} \quad f(N_{ic}) = \frac{900}{\pi^2 \cdot I_{ic}} \cdot \frac{1}{N_{ic}} \quad (5.44)$$

4.2 - Modèle linéarisé :

Soit un point de fonctionnement stationnaire du moteur défini par ses entrées (X_0 , C_{m0}). Un accroissement de (δX , δC_m) induit un accroissement des variables mécaniques d'état du moteur de (δN , δN_{ic}). On peut écrire selon (5.17) :

$$\delta \dot{N} = k_1 \cdot q|_0 \cdot \delta \eta_i + k_1 \cdot \eta_i|_0 \cdot \delta q - k_2 \cdot \delta pmf - k_3 \cdot \delta C_m \quad (5.45)$$

Les accroissement $\delta \eta_i$, δq , δpmf sont obtenus par différentiation respective des équations (5.21), (5.40) et (3.91).

$$\text{soient :} \quad \delta \eta_i = \left. \frac{\partial \eta_i}{\partial \lambda} \right|_0 \cdot \delta \lambda = B_{11} \cdot \delta \lambda \quad (5.46)$$

$$\delta\lambda = \frac{1}{\dot{m}_f} \Big|_0 \cdot \delta\dot{m}_a - \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f^2} \Big|_0 \cdot \delta\dot{m}_f = D_{11} \cdot \delta\dot{m}_a - D_{12} \cdot \delta\dot{m}_f \quad (5.47)$$

$$\delta\dot{m}_f = \frac{\partial\dot{m}_f}{\partial N} \Big|_0 \cdot \delta N + \frac{\partial\dot{m}_f}{\partial X} \Big|_0 \cdot \delta X = E_{11} \cdot \delta N + E_{12} \cdot \delta X \quad (5.48)$$

$$\delta q = \frac{\partial q}{\partial N} \Big|_0 \cdot \delta N + \frac{\partial q}{\partial X} \Big|_0 \cdot \delta X = H_{11} \cdot \delta N + H_{12} \cdot \delta X \quad (5.49)$$

$$\delta p_{mf} = \frac{\partial p_{mf}}{\partial N} \Big|_0 \cdot \delta N = R_{11} \cdot \delta N \quad (5.50)$$

$$\delta\dot{m}_a = \frac{\partial\dot{m}_a}{\partial N} \Big|_0 \cdot \delta N + \frac{\partial\dot{m}_a}{\partial p_s} \Big|_0 \cdot \delta p_s = F_{11} \cdot \delta N + F_{12} \cdot \delta p_s \quad (5.51)$$

L'accroissement δp_s est obtenu par différentiation de l'équation (3.20). D'où :

$$\delta p_s = \frac{\partial p_s}{\partial N_{ic}} \Big|_0 \cdot \delta N_{ic} + \frac{\partial p_s}{\partial \dot{m}_a} \Big|_0 \cdot \delta\dot{m}_a = G_{11} \cdot \delta N_{ic} + G_{12} \cdot \delta\dot{m}_a \quad (5.52)$$

de (5.51) et (5.52) on déduit :

$$\delta\dot{m}_a = \frac{F_{11} \cdot \delta N + F_{12} \cdot G_{11} \cdot \delta N_{ic}}{1 - F_{12} \cdot G_{12}} = K_{ma1} \cdot \delta N + K_{ma2} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.53)$$

Ainsi, on peut écrire :

$$\delta\eta_i = B_{11} \cdot \left[(D_{11} \cdot K_{ma1} - D_{12} \cdot E_{11}) \cdot \delta N - D_{12} \cdot K_{ma2} \delta N_{ic} - D_{12} \cdot E_{12} \cdot \delta X \right] \quad (5.54)$$

D'où la formulation d'état de la première équation dynamique relative au régime de rotation du moteur déduite en substituant les équations de (5.46) à (5.54) dans (5.45) :

$$\delta\dot{N} = J_{01} \cdot \delta N + J_{02} \cdot \delta N_{ic} + J_{03} \cdot \delta X + J_{04} \cdot \delta C_m \quad (5.55)$$

avec :

$$J_{01} = k_1 \cdot q \Big|_0 \cdot B_{11} \cdot (D_{11} \cdot K_{ma1} - D_{12} \cdot E_{11}) + k_1 \cdot \eta_i \Big|_0 \cdot H_{11} - k_2 \cdot R_{11} \quad (5.56)$$

$$J_{02} = -k_1 \cdot q \Big|_0 \cdot B_{11} \cdot D_{12} \cdot K_{ma2} \quad (5.57)$$

$$J_{03} = -k_1 \cdot q \Big|_0 \cdot B_{11} \cdot D_{12} \cdot E_{12} + k_1 \cdot \eta_i \Big|_0 \cdot H_{12} \quad (5.58)$$

$$J_{04} = -k_3 \quad (5.59)$$

Pour la deuxième équation dynamique relative à la vitesse de rotation du turbocompresseur (5.43), un accroissement de $(\delta X, \delta C_m)$ entraîne un accroissement de δN_{ic} tel que :

$$\delta\dot{N}_{ic} = \left(\eta_m \Big|_0 \cdot P_t \Big|_0 - P_c \Big|_0 \right) \delta f + P_t \Big|_0 \cdot f \Big|_0 \cdot \delta\eta_m + \eta_m \Big|_0 \cdot f \Big|_0 \cdot \delta P_t - f \Big|_0 \cdot \delta P_c \quad (5.60)$$

avec

$$\delta f = \left. \frac{\partial f}{\partial N_{ic}} \right|_0 \cdot \delta N_{ic} = B_{21} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.61)$$

$$\delta \eta_m = \left. \frac{\partial \eta_m}{\partial N_{ic}} \right|_0 \cdot \delta N_{ic} = B_{22} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.62)$$

$$\begin{aligned} \delta P_t &= \left. \frac{\partial P_t}{\partial \dot{m}_t} \right|_0 \cdot \delta \dot{m}_t + \left. \frac{\partial P_t}{\partial T_e} \right|_0 \cdot \delta T_e + \left. \frac{\partial P_t}{\partial \pi_t} \right|_0 \cdot \delta \pi_t + \left. \frac{\partial P_t}{\partial \eta_t} \right|_0 \cdot \delta \eta_t = D_{21} \cdot \delta \dot{m}_t + D_{22} \cdot \delta T_e + D_{23} \cdot \delta \pi_t + D_{24} \cdot \delta \eta_t \\ \delta P_c &= \left. \frac{\partial P_c}{\partial \dot{m}_c} \right|_0 \cdot \delta \dot{m}_c + \left. \frac{\partial P_c}{\partial \pi_c} \right|_0 \cdot \delta \pi_c + \left. \frac{\partial P_c}{\partial \eta_c} \right|_0 \cdot \delta \eta_c = E_{21} \cdot \delta \dot{m}_c + E_{22} \cdot \delta \pi_c + E_{23} \cdot \delta \eta_c \end{aligned} \quad (5.64)$$

En développant les accroissement $\delta \dot{m}_t$, $\delta \pi_t$, $\delta \eta_t$, δT_e , $\delta \dot{m}_c$, $\delta \pi_c$, $\delta \eta_c$ à partir des équations (5.22), (5.53), (5.48), (5.23), (3.94), (3.20) et (3.21), nous trouvons :

$$\delta \dot{m}_t = \delta (\dot{m}_a + \dot{m}_f) = (K_{ma1} + E_{11}) \cdot \delta N + K_{ma2} \cdot \delta N_{ic} + E_{12} \cdot \delta X \quad (5.65)$$

$$\delta T_e = \frac{\partial T_e}{\partial N} \cdot \delta N + \frac{\partial T_e}{\partial \lambda} \cdot \delta \lambda + \frac{\partial T_e}{\partial p_s} \cdot \delta p_s = F_{21} \cdot \delta N + F_{22} \cdot \delta \lambda + F_{23} \cdot \delta p_s \quad (5.66)$$

$$\delta \pi_t = \frac{\partial \pi_t}{\partial \dot{m}_t} \cdot \delta \dot{m}_t + \frac{\partial \pi_t}{\partial GV} \cdot \delta GV = G_{21} \cdot \delta \dot{m}_t + G_{22} \cdot \delta GV \quad (5.67)$$

$$\delta \eta_t = \frac{\partial \eta_t}{\partial N_{ic}} \cdot \delta N_{ic} + \frac{\partial \eta_t}{\partial \pi_t} \cdot \delta \pi_t + \frac{\partial \eta_t}{\partial GV} \cdot \delta GV = H_{21} \cdot \delta \dot{m}_t + H_{22} \cdot \delta \pi_t + H_{23} \cdot \delta GV \quad (5.68)$$

$$\delta \dot{m}_c = \delta \dot{m}_a = K_{ma1} \cdot \delta N + K_{ma2} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.69)$$

$$\delta \pi_c = \frac{\partial \pi_c}{\partial \dot{m}_c} \cdot \delta \dot{m}_c + \frac{\partial \pi_c}{\partial N_{ic}} \cdot \delta N_{ic} = R_{21} \cdot \delta \dot{m}_c + R_{22} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.70)$$

$$\delta \eta_c = \frac{\partial \eta_c}{\partial \dot{m}_c} \cdot \delta \dot{m}_c + \frac{\partial \eta_c}{\partial N_{ic}} \cdot \delta N_{ic} = S_{21} \cdot \delta \dot{m}_c + S_{22} \cdot \delta N_{ic} \quad (5.71)$$

En substituant dans les équations (5.65 à 5.71) les expressions déjà établies de $\delta \lambda$, δp_s , $\delta \dot{m}_a$ et $\delta \dot{m}_f$ et en rapportant le tout dans l'équation différentielle (5.60), nous pouvons écrire :

$$\delta \dot{N}_{ic} = L_{01} \cdot \delta N + L_{02} \cdot \delta N_{ic} + L_{03} \cdot \delta X + L_{04} \cdot \delta GV \quad (5.72)$$

avec

$$\begin{cases} L_{01} = \eta_m \Big|_0 \cdot f \Big|_0 \cdot K_{cN} - f \Big|_0 \cdot K_{cN} \\ K_{cN} = (K_{mat} + E_{11}) \cdot (D_{21} + D_{23} \cdot G_{21} + D_{24} \cdot H_{21} + D_{24} \cdot G_{21} \cdot H_{22}) \\ \quad + D_{22} \cdot (F_{21} + F_{22} \cdot D_{11} \cdot K_{mat} - D_{12} \cdot E_{11} + F_{23} \cdot G_{12} \cdot K_{mat}) \\ K_{cN} = K_{mat} \cdot [E_{21} + (1 + G_{12}) \cdot (E_{22} \cdot R_{22} + E_{23} \cdot S_{21})] \end{cases} \quad (5.73)$$

$$\begin{cases} L_{07} = (\eta_m|_0 \cdot P_t|_0 \cdot K_{cv} - P_c|_0) \cdot B_{21} + f|_0 \cdot P_t|_0 \cdot B_{22} + \eta_m|_0 \cdot f|_0 \cdot K_{cNtc} - f|_0 \cdot K_{cNtc} \\ K_{tN} = K_{ma2} \cdot (D_{21} + D_{22} \cdot F_{22} + F_{23} \cdot D_{22} \cdot G_{12} + D_{23} \cdot G_{21} + D_{24} \cdot H_{22} \cdot G_{21} + D_{24} \cdot H_{22}) + (F_{23} \cdot G_{12} \cdot D_{22}) \\ K_{cNtc} = K_{ma1} \cdot [E_{21} + (I + G_{11} + G_{12}) \cdot (E_{22} \cdot R_{22} + E_{23} \cdot S_{21})] \\ \\ \begin{cases} L_{03} = \eta_m|_0 \cdot f|_0 \cdot K_{tx} \\ K_{tx} = D_{21} \cdot E_{12} + D_{22} \cdot D_{17} \cdot E_{12} + D_{23} \cdot G_{21} \cdot E_{12} + D_{24} \cdot H_{21} \cdot E_{12} + D_{24} \cdot H_{22} \cdot G_{21} \cdot E_{12} \\ \\ L_{04} = f|_0 \cdot \eta_m|_0 \cdot (D_{23} \cdot G_{22} + D_{24} \cdot H_{22} \cdot G_{22} + D_{24} \cdot H_{23}) \end{cases} \end{cases}$$

Les équations différentielles (5.55 et 5.72) définissent un espace d'état que l'on peut représenter par :

$$\begin{bmatrix} \delta \dot{N} \\ \delta \dot{N}_{tc} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{01} & J_{02} \\ L_{01} & L_{02} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta N \\ \delta N_{tc} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} J_{03} & J_{04} & 0 \\ L_{03} & 0 & L_{04} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta X \\ \delta C_m \\ \delta GV \end{bmatrix} \quad (5.76)$$

à cet état on peut associer, par exemple, la sortie pression de suralimentation issue des relations (5.51-5.52) :

$$[\delta p_s] = [G_{12} \cdot K_{ma1} \quad G_{11} + G_{12} \cdot K_{ma2}] \cdot \begin{bmatrix} \delta N \\ \delta N_{tc} \end{bmatrix} \quad (5.77)$$

La figure 5.8 montre l'organigramme de calcul pour le modèle linéarisé. L'annexe A4 détaille les expressions des dérivées utilisées dans ce paragraphe. Les figures 5.9 et 5.10 présentent des comparaisons, sur le régime moteur et la pression de suralimentation, entre la simulation réalisée par le modèle linéarisé et les résultats transitoires expérimentaux.

5 - INFLUENCE DIRECTE DE LA GV SUR L'ETAT ET LA SORTIE DU MOTEUR :

Ce paragraphe consiste en la mise en évidence de l'influence de la géométrie variable sur l'émission des polluants ainsi que sur quelques variables internes au moteur.

5.1 - Influence directe de la GV sur l'aérothermique du moteur :

La variable de commande GV n'apporte pas d'énergie externe aux gaz à l'entrée de la turbine, donc ne modifie pas leur enthalpie totale donnée par :

$$H_{tot} = C_p \cdot T_{gaz} + \frac{C_{gaz}^2}{2} \quad (5.78)$$

où C_{gaz} est la vitesse moyenne des gaz d'échappement à l'entrée de la turbine.

Il s'agit seulement d'un changement de la section de passage des gaz qui transforme les deux variables d'état des gaz (pression et température) et leurs variables dynamiques (vitesse des gaz) qui agit directement sur la vitesse de rotation du turbocompresseur.

En effet, en négligeant le débit de balayage dû au croisement des soupapes, on écrit :

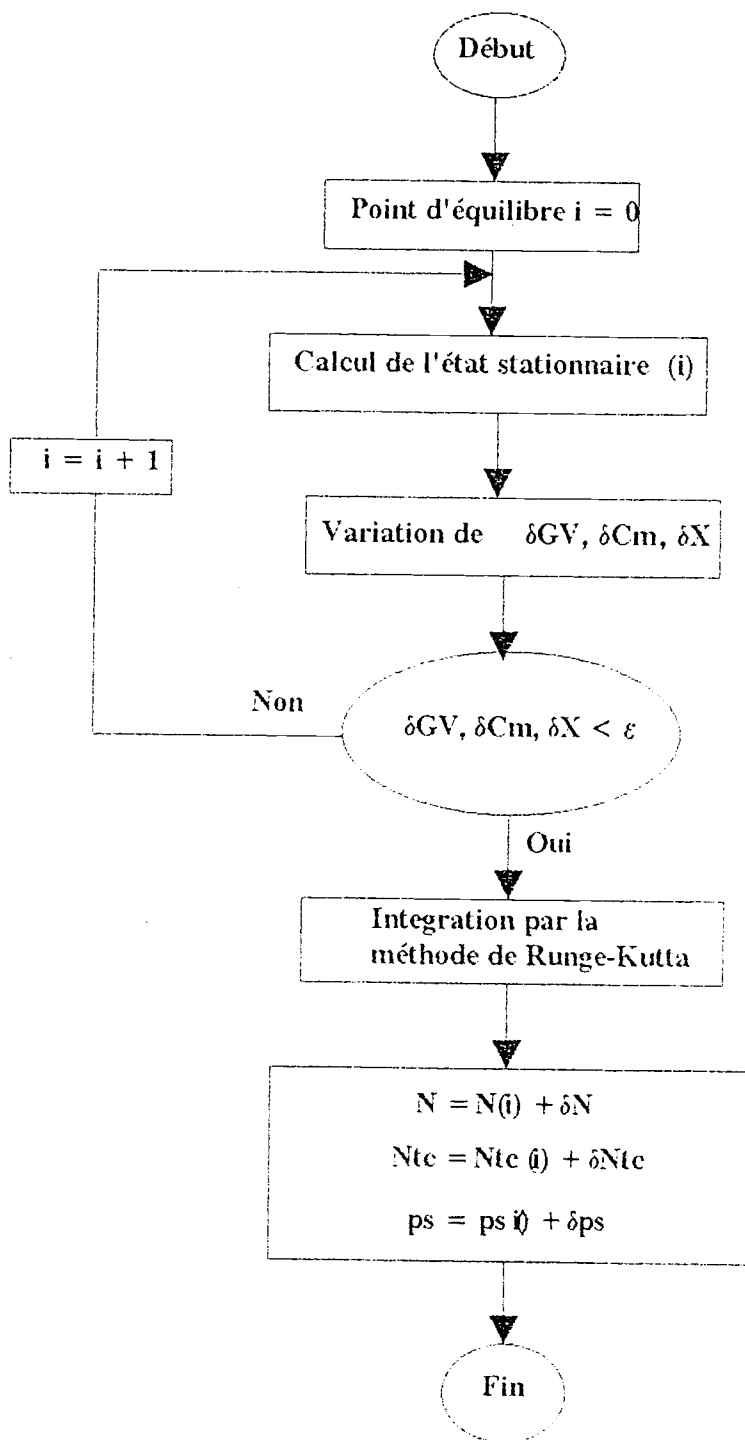


Figure 5.8 : Organigramme de calcul par le modèle linéarisé

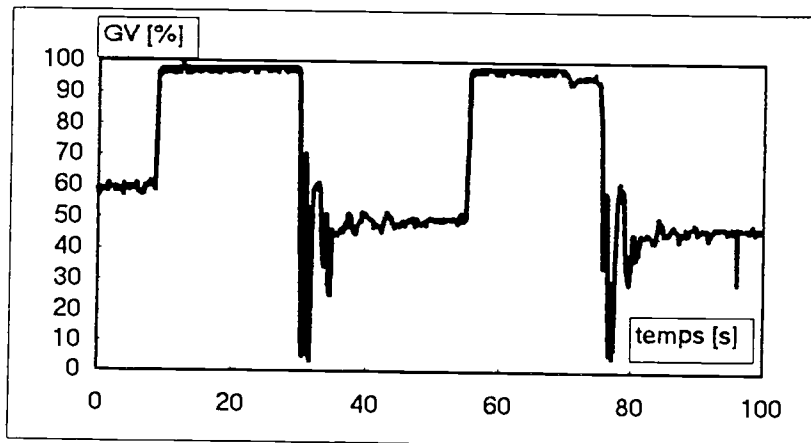
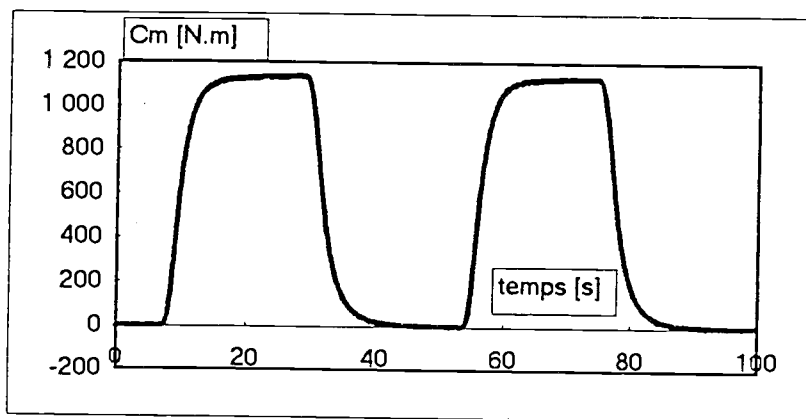
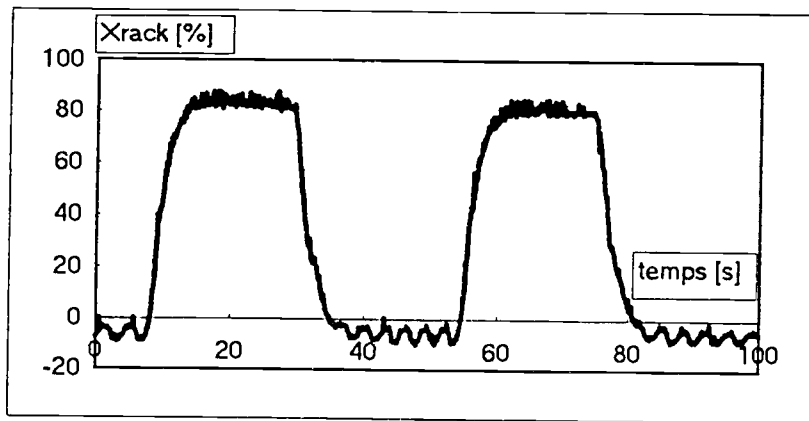


Figure 5.9a : Entrées appliquées au moteur
 Xrack : Cran du combustible; Cm : couple résistant
 et GV : Géométrie variable de la turbine

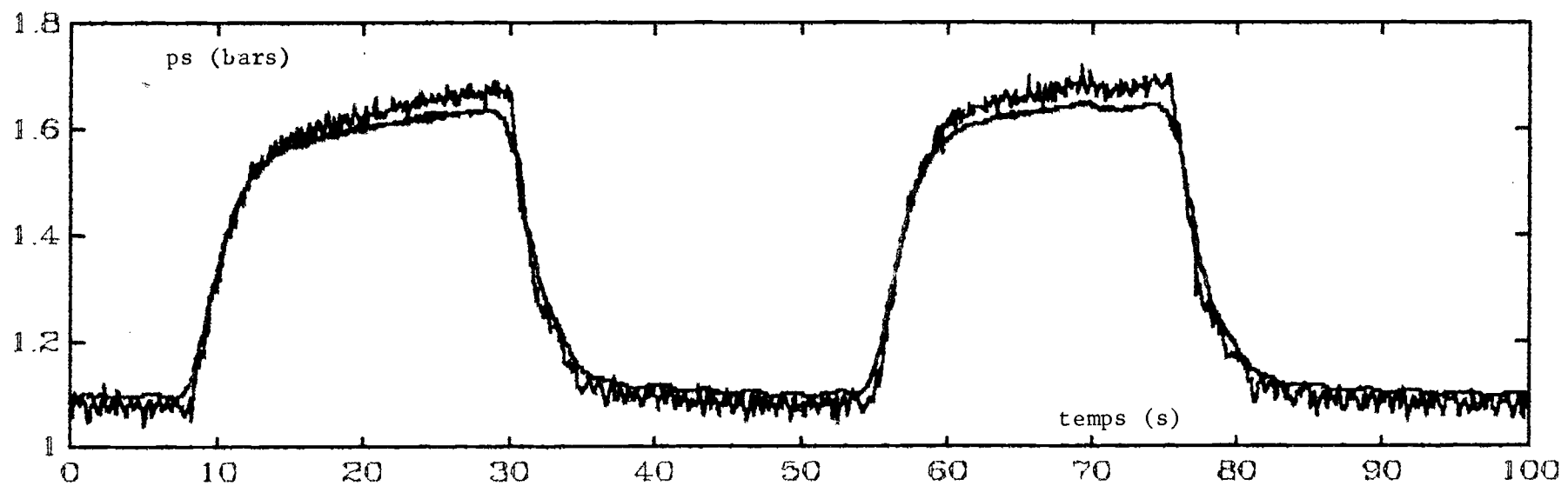
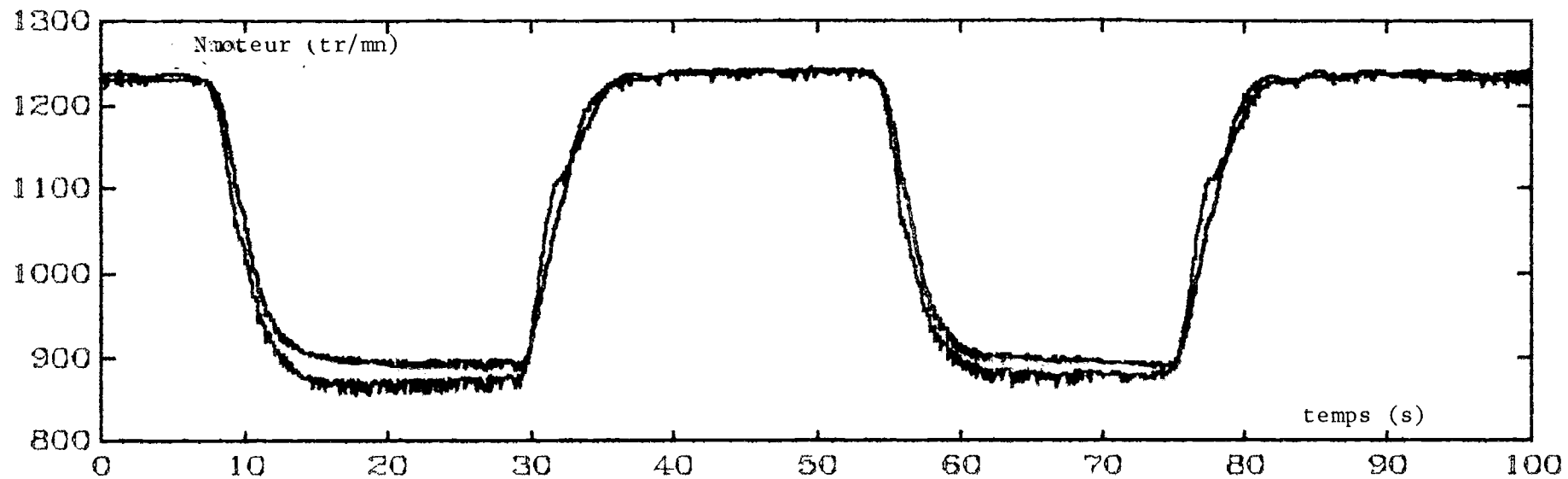


Figure 5.10b : Comparaison entre les résultats du modèle linéarisé et l'expérience

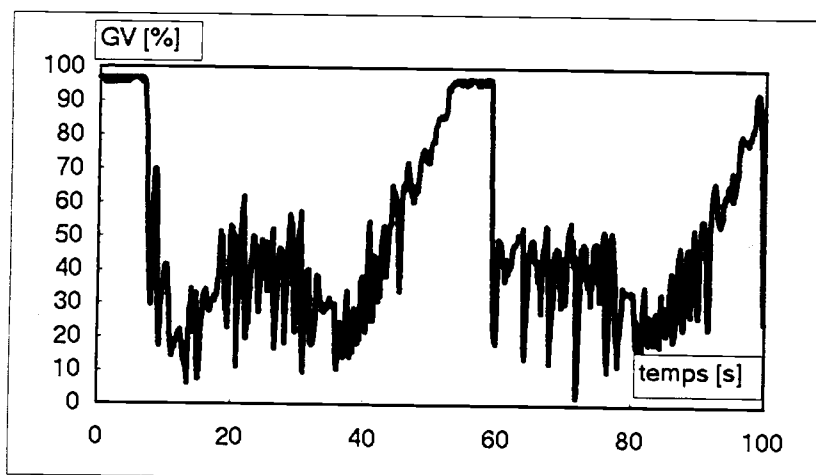
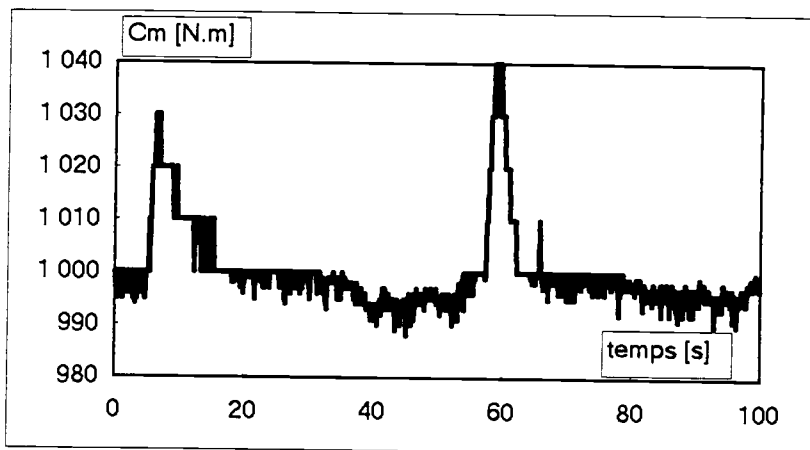
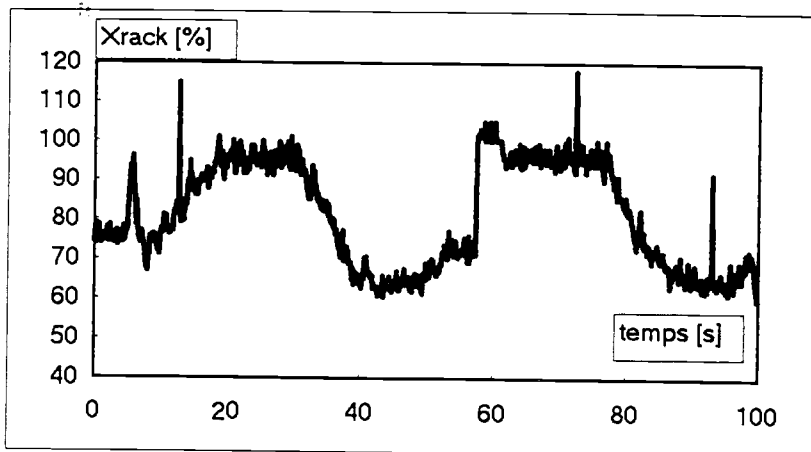


Figure 5.10a : Entrées appliquées au moteur
 Xrack : Cran du combustible; Cm : Couple résistant
 et GV : Géométrie variable

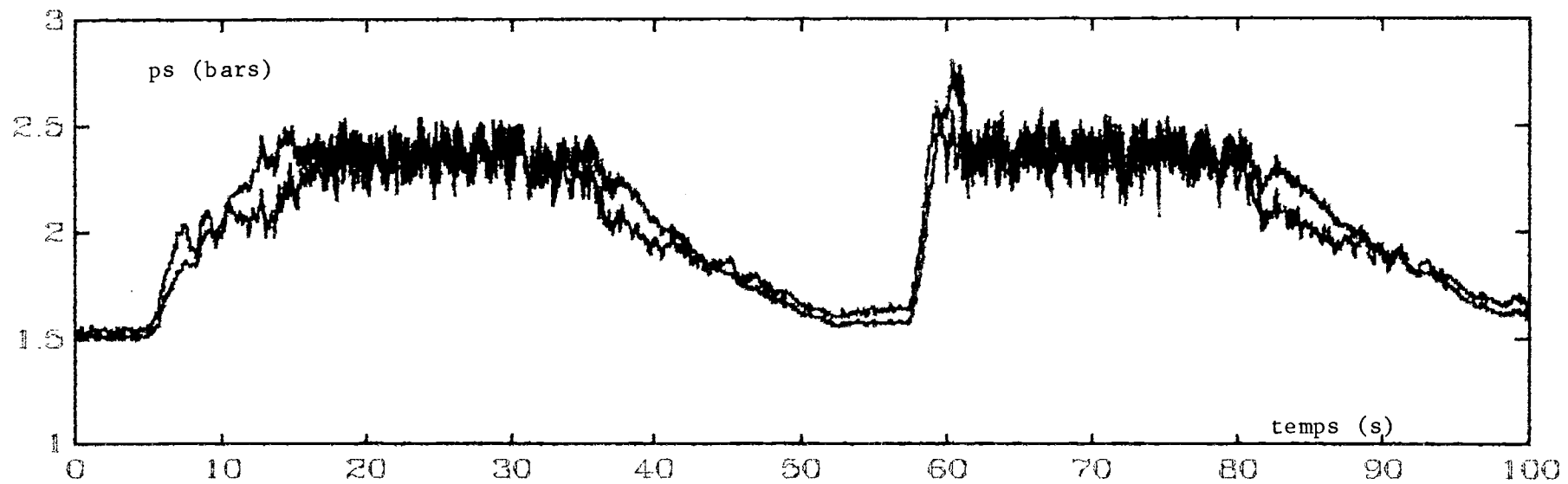
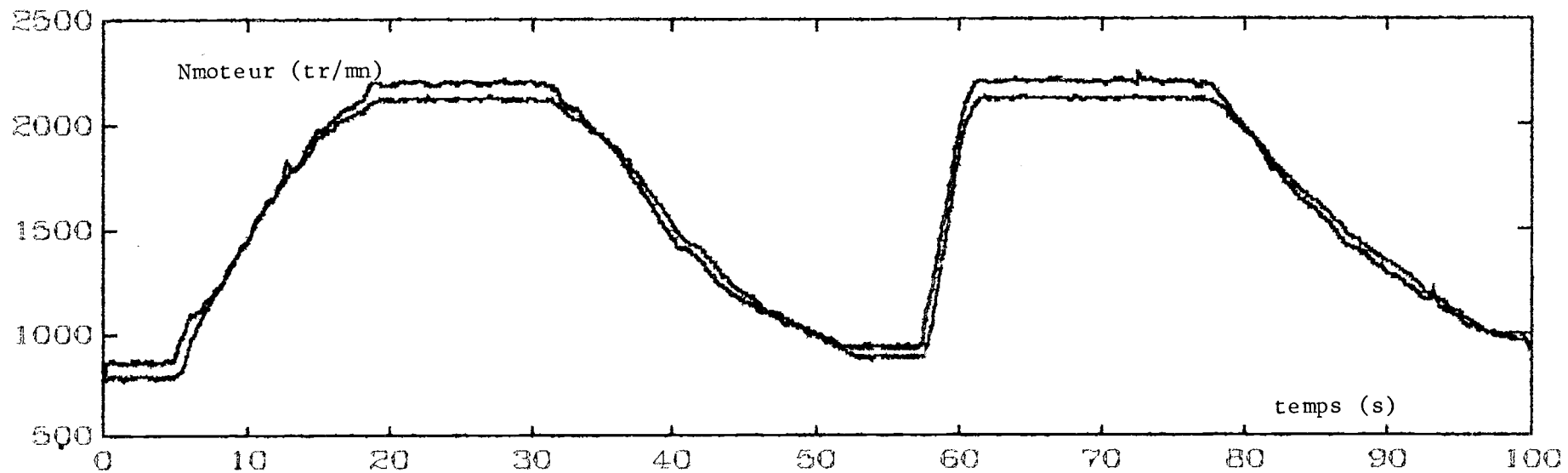


Figure 5.11b : Comparaison entre les résultats du modèle linéarisé et l'expérience

$$C_{gaz} = \frac{\dot{m}_a + \dot{m}_f}{S_{gaz}} \quad \text{avec} \quad S_{gaz} = f(GV) \quad (5.79)$$

d'où :

$$H_{tot} = C_p \cdot T_{gaz} + \frac{(\dot{m}_a + \dot{m}_f)^2}{2 \cdot S_{gaz}^2} \quad (5.80)$$

Un changement de la section S_{gaz} implique évidemment un changement de la température T_{gaz} et par suite celui de la pression des gaz du fait de la relation : $T_{gaz}^{y_s} \cdot p_{gaz}^{1-y_s} = cte$.

L'influence de la GV sur la vitesse N_{tc} peut être mise en évidence en étudiant le triangle des vitesses à l'entrée de la turbine (figure 5.11). En appelant C_m la vitesse méridienne, C_e la vitesse d'entraînement correspondant au mouvement d'un point de la roue et C_t la projection de la vitesse absolue C sur la tangente à la circonférence décrite par le point précédent, on peut écrire les relations :

$$C_e = \frac{\pi \cdot N_{tc} \cdot R_t}{30} \quad (5.81)$$

$$C_t = C_m \cdot \cot g(\alpha) = C_{gaz} \cdot \cot g(\alpha) \quad (5.82)$$

$$C_t = C_e + C_m \cdot \cot g(\beta) = C_e + C_{gaz} \cdot \cot g(\beta) \quad (5.83)$$

où : R_t est le rayon extérieur de la turbine, α l'angle fixé par le distributeur et β l'angle fixé par l'orientation des aubages. De ces relations on tire :

$$N_{tc} = \frac{30 \cdot (\cot g(\alpha) - \cot g(\beta))}{\pi \cdot R_t} \cdot C_{gaz} \quad (5.84)$$

L'effet de la GV sur les trois variables (T_e , p_e , N_{tc}) est ainsi directe. Les figures 5.12 montrent, sur quelques courbes, l'effet de la variation de la GV sur la pression d'échappement. Les autres paramètres de fonctionnement de l'ensemble moteur sont indirectement influencés par la variation de GV . En effet, l'évolution des trois variables (T_e , p_e , N_{tc}) sur lesquelles l'influence de la GV est directe, induit un changement de l'énergie fournie au compresseur, donc un changement du débit d'air et de la pression de suralimentation qui sont directement proportionnels à la production des polluants et aux performances du moteur.

5.2 - Influence du GV sur les polluants :

Les figures (5.13, 5.14, 5.15, 5.16, 5.17, 5.18) montrent l'effet "indirect" de la variation de la GV sur les divers polluants HC, NOx, CO, Particules et Suies graphitiques ainsi que sur l'opacité des gaz. La figure 5.19 montre l'effet de la GV sur la consommation spécifique. A noter que les courbes des figures 5.14 et 5.17 ont fait l'objet d'une publication [139].

THEOREME D'EULER

$$W = C_{c2} \cdot C_{t2} - C_{c1} \cdot C_{t1}$$

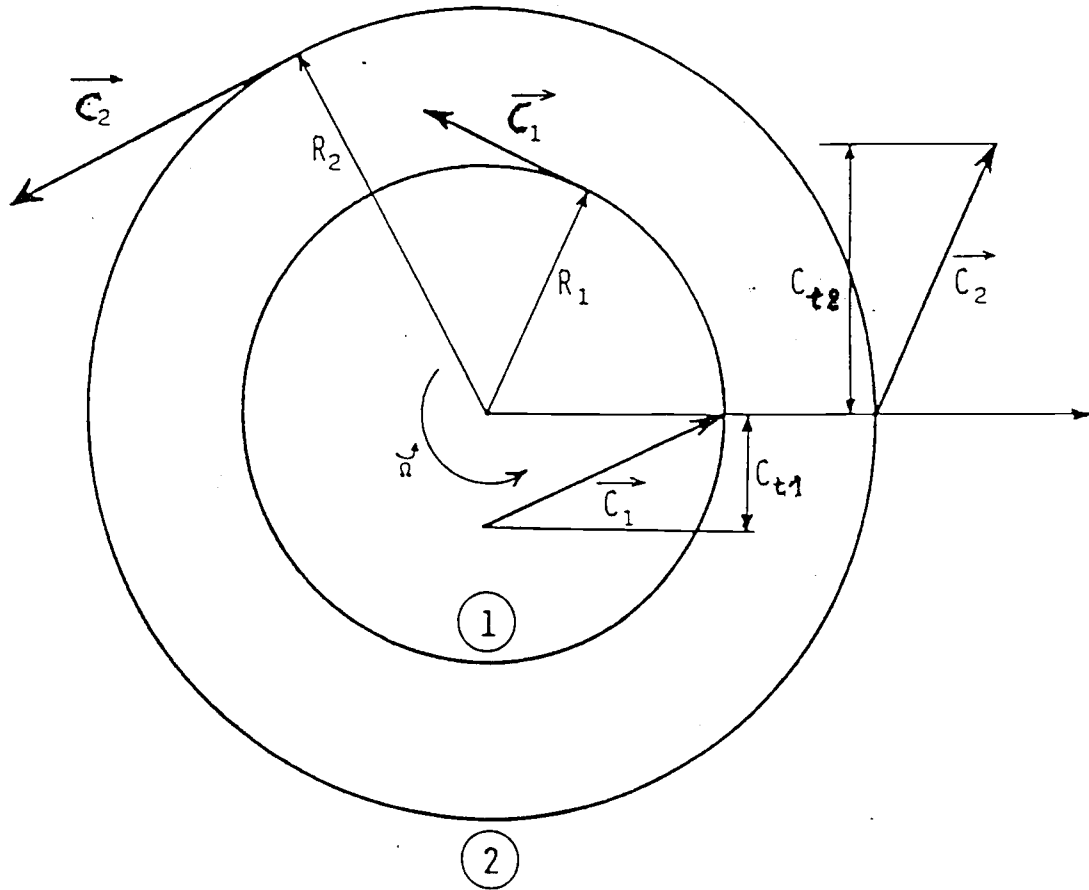


Figure 5.11 : Triangle des vitesse à l'entrée de la turbine

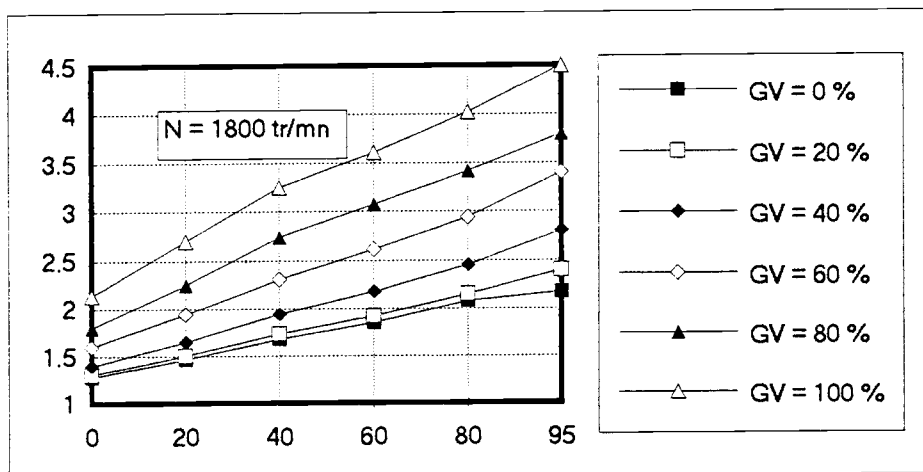
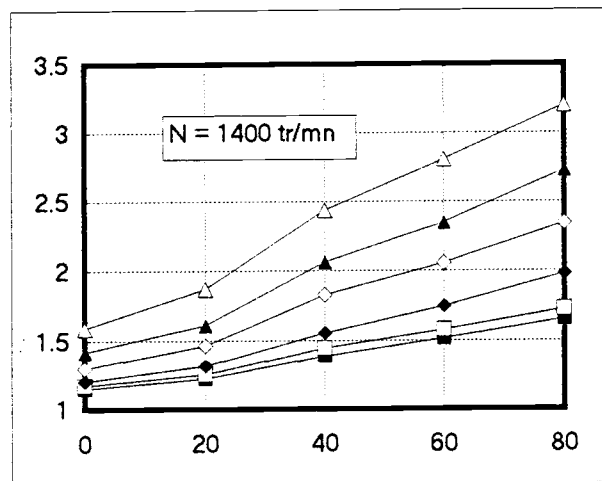
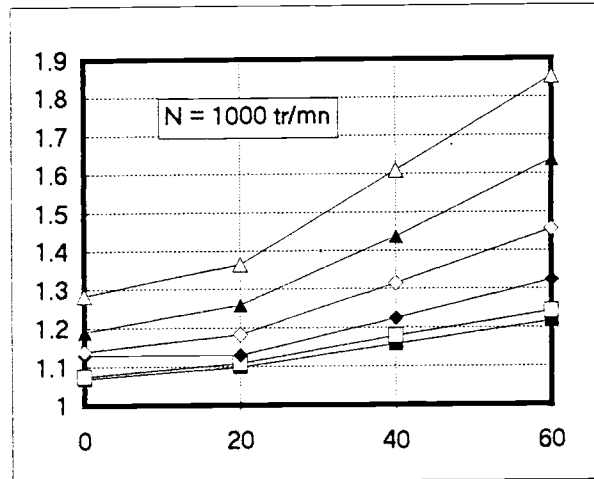
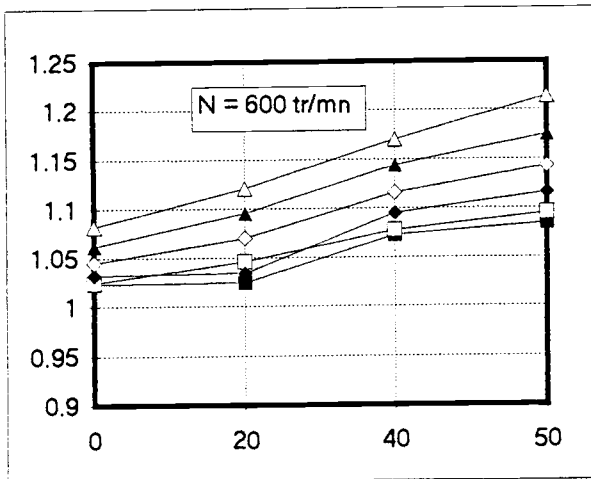


Figure 5.12 :
 Influence du GV sur la pression d'échappement [pe]
 En abscisses : Xrack [%] ; En ordonnées : pe [bars]

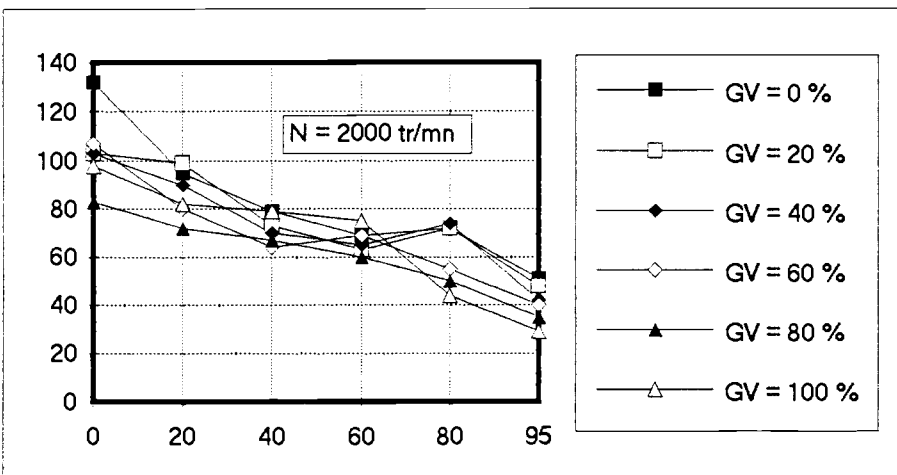
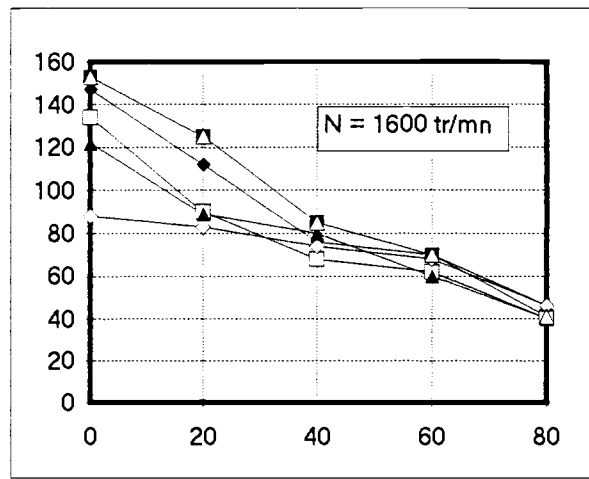
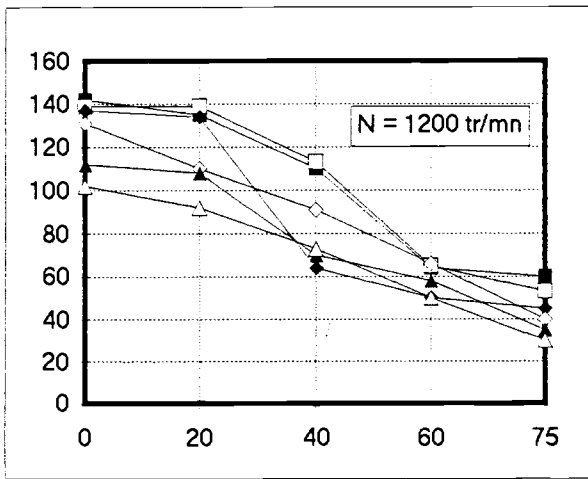
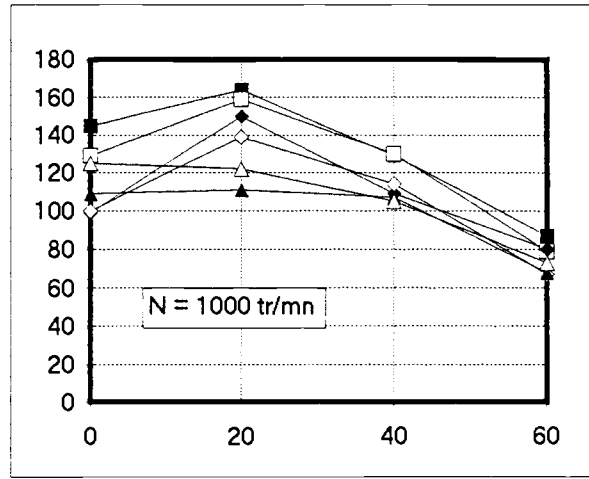
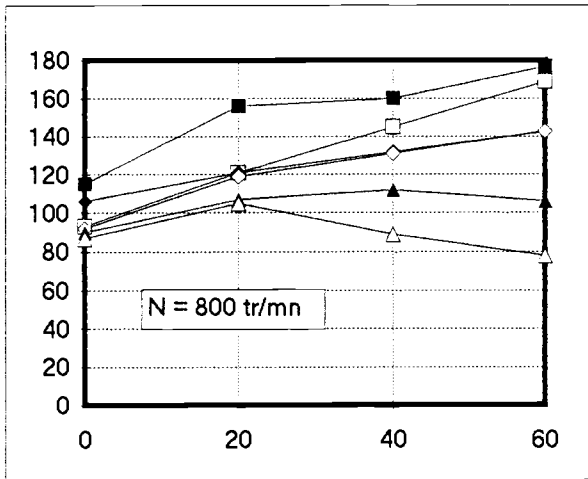


Figure 5.13 :
Influence du GV sur les hydrocarbures imbrulés [HC]
En abscisses : $X_{\text{rack}} [\%]$; En ordonnées : HC [ppm]

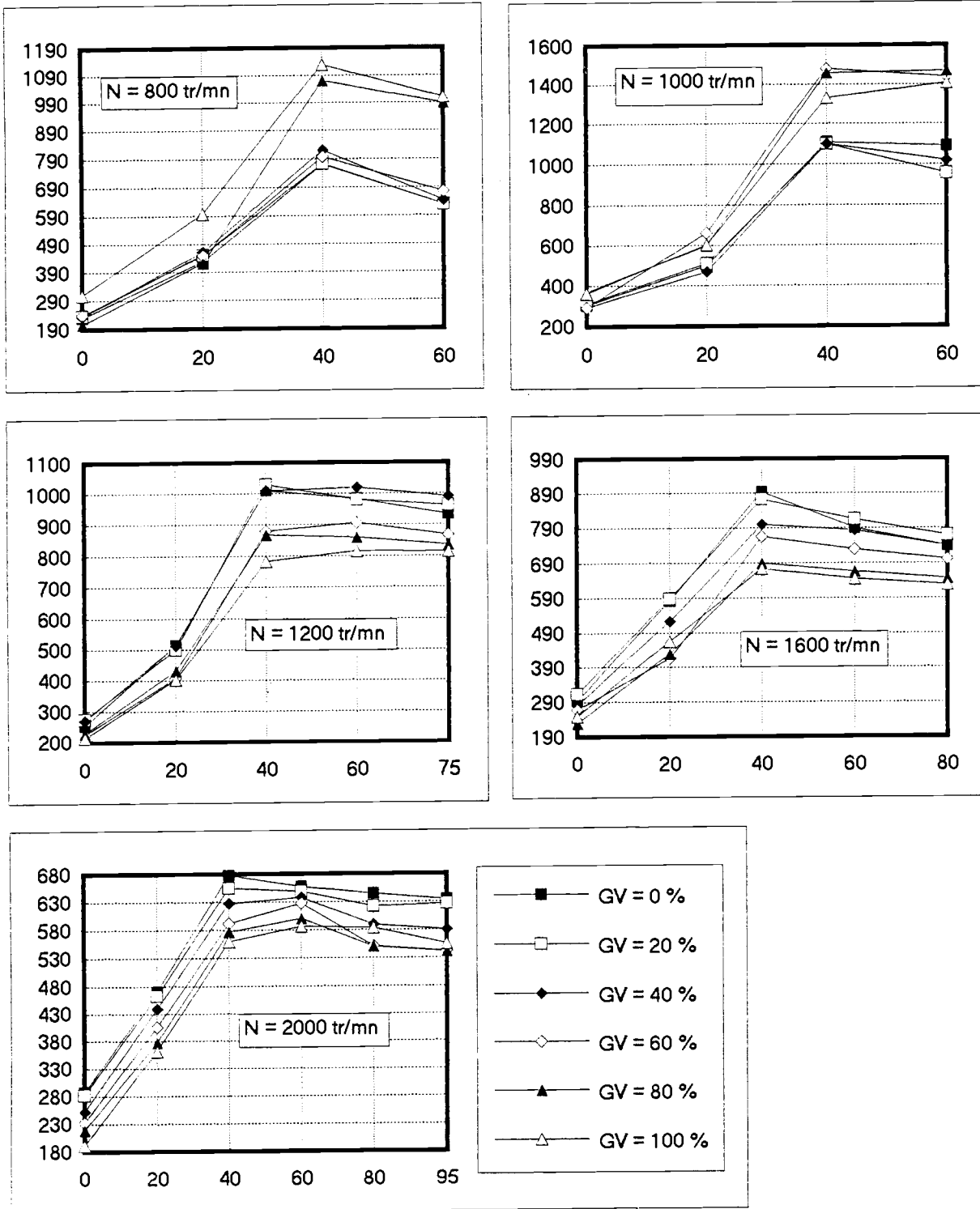


Figure 5.14 :
 Influence du GV sur les oxydes d'azotes [NOx]
 En abscisses : Xrack [%] ; En ordonnées : NOx [ppm]

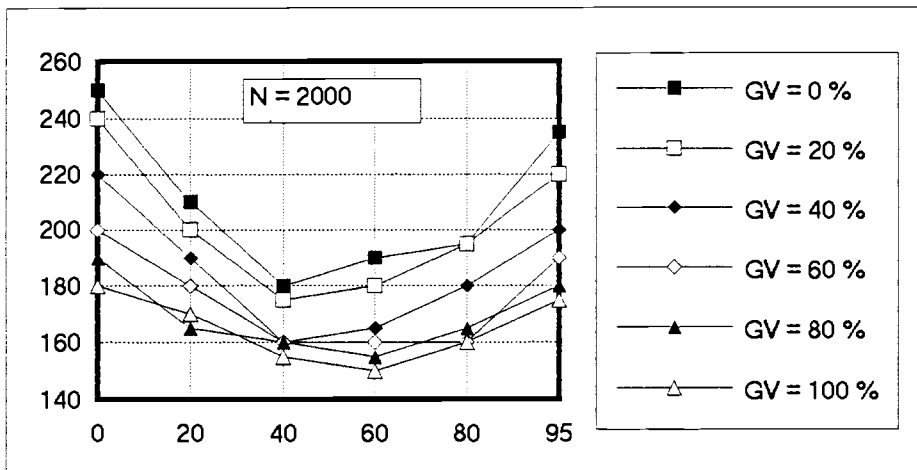
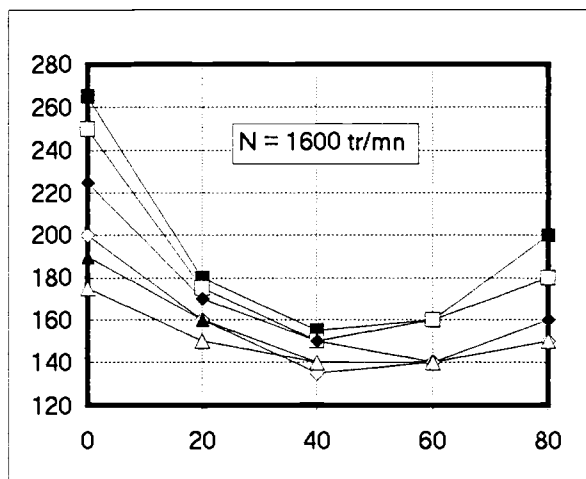
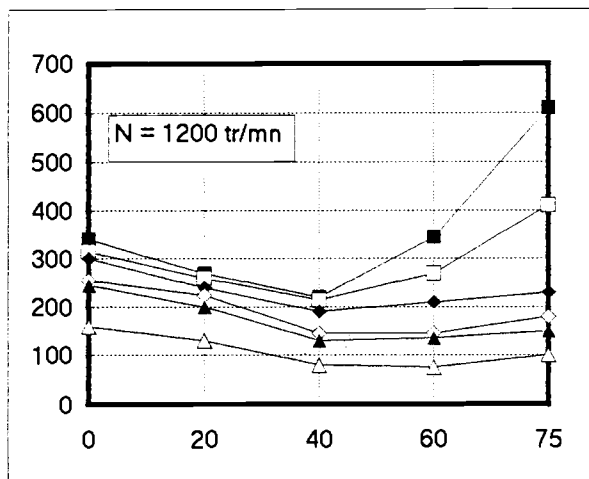
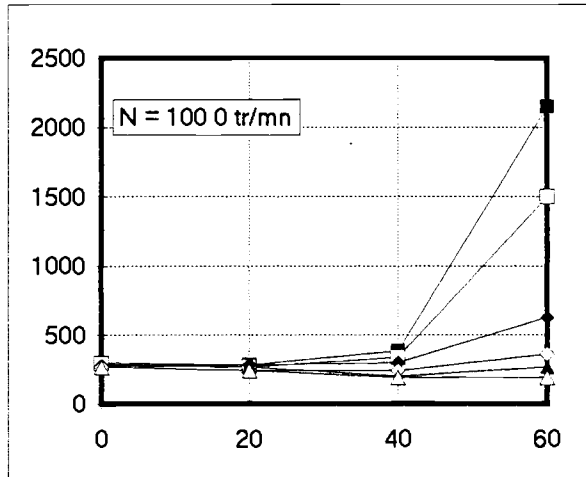
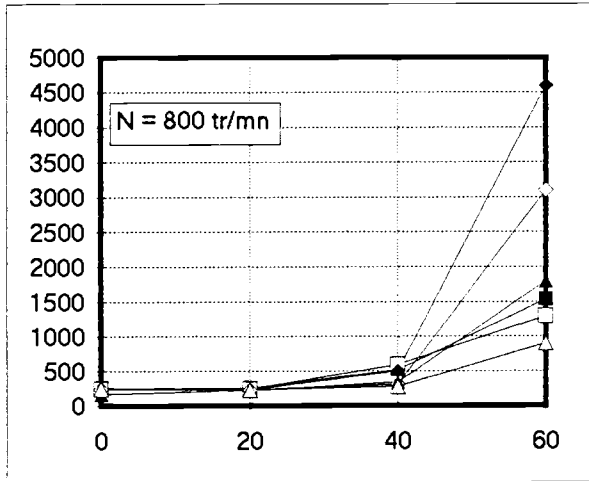


Figure 5.15 :
Influence du GV sur les monoxydes de carbone [CO]
En abscisses : Xrack [%]; En ordonnées : CO [ppm]

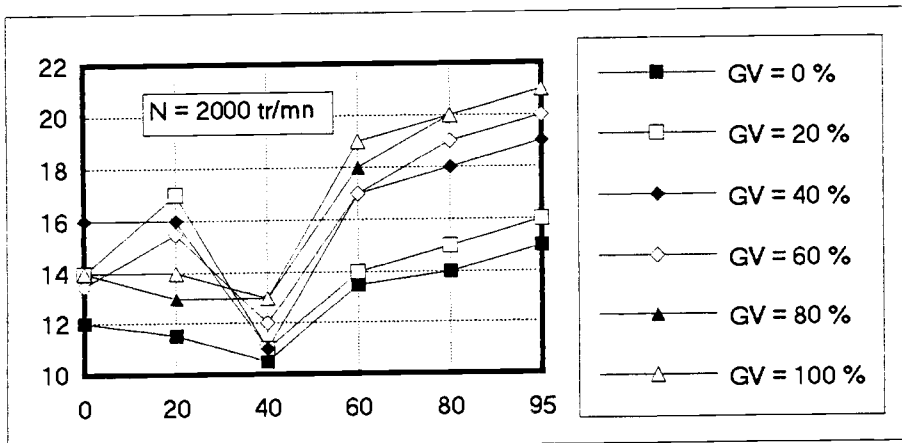
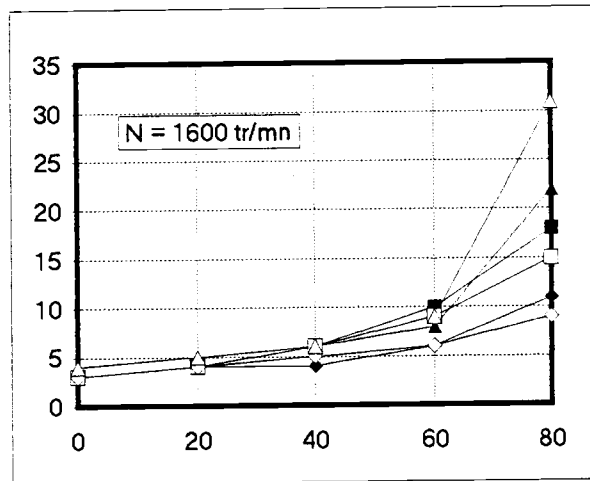
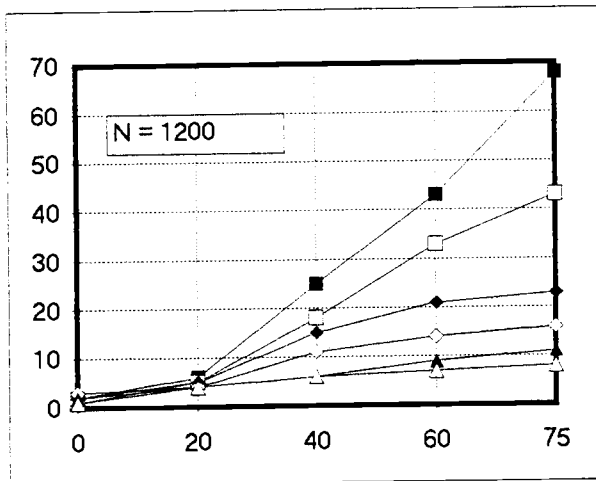
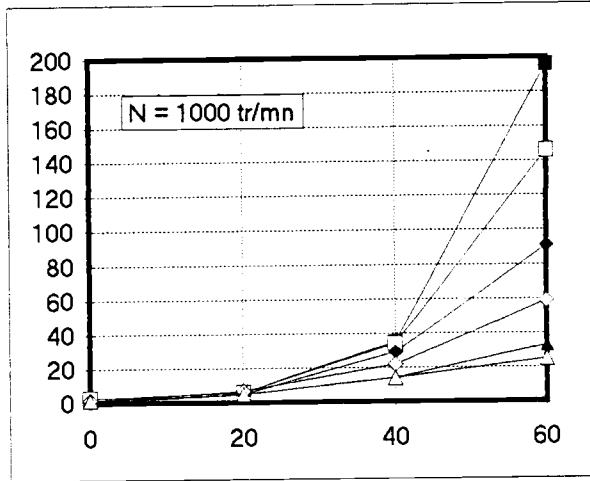
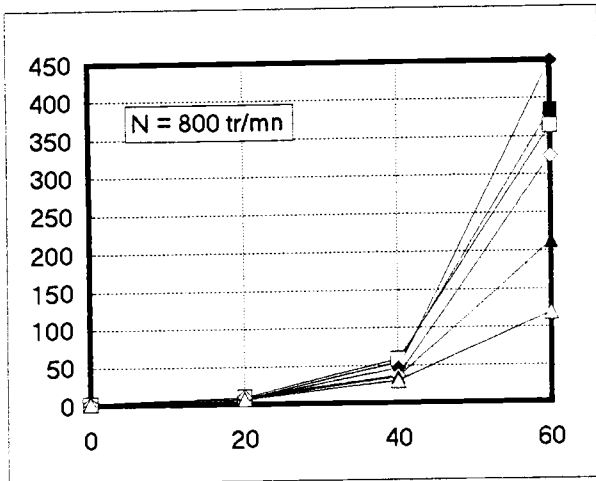


Figure 5.16 :
 Influence du GV sur les suies graphitiques [Suies]
 En abscisses : Xrack [%] ; En ordonnées : Suies [mg/m3]

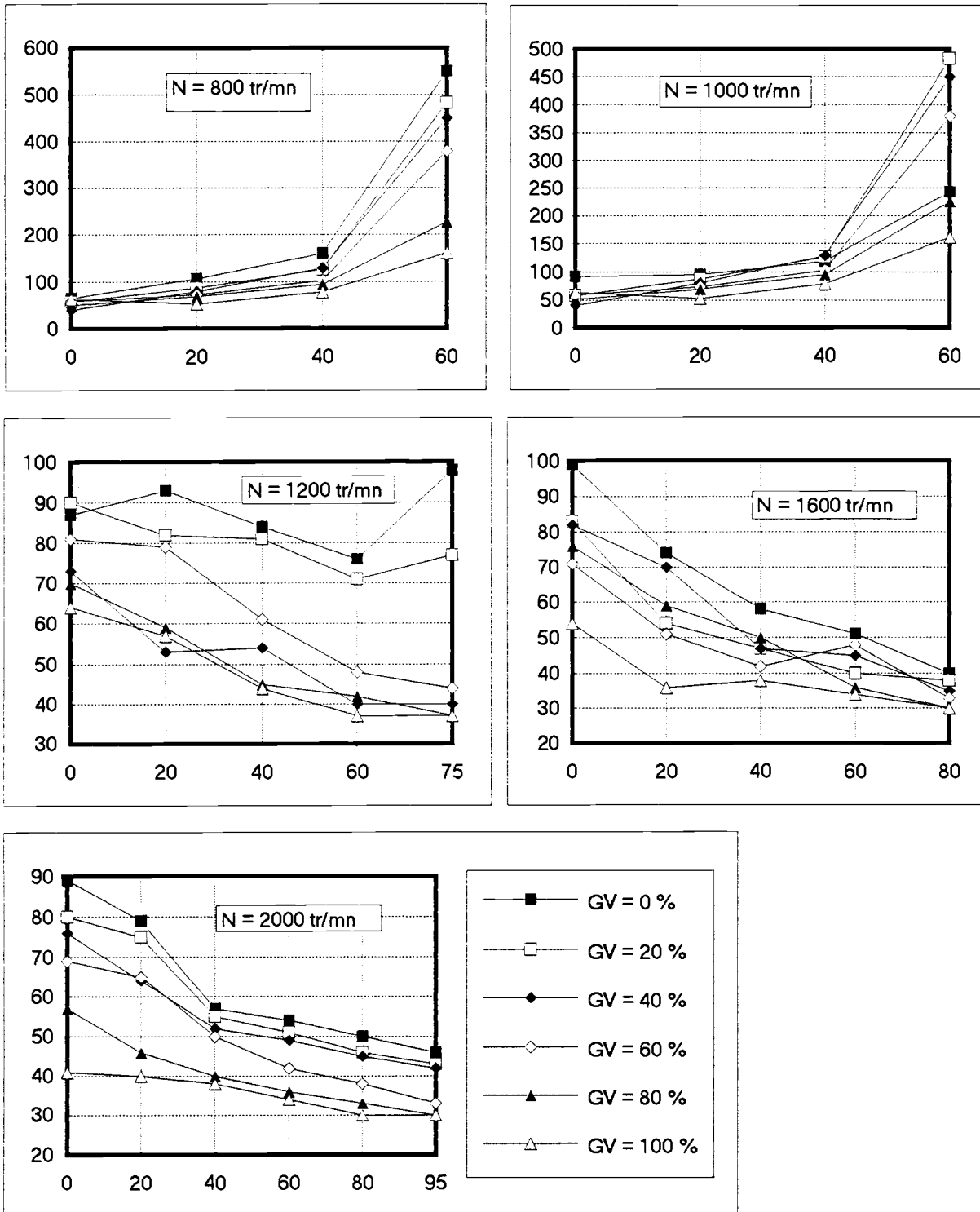


Figure 5.17 :
 Influence du GV sur les particules [PM]
 En abscisses : Xrack [%]; En ordonnées : PM [mg/m³]

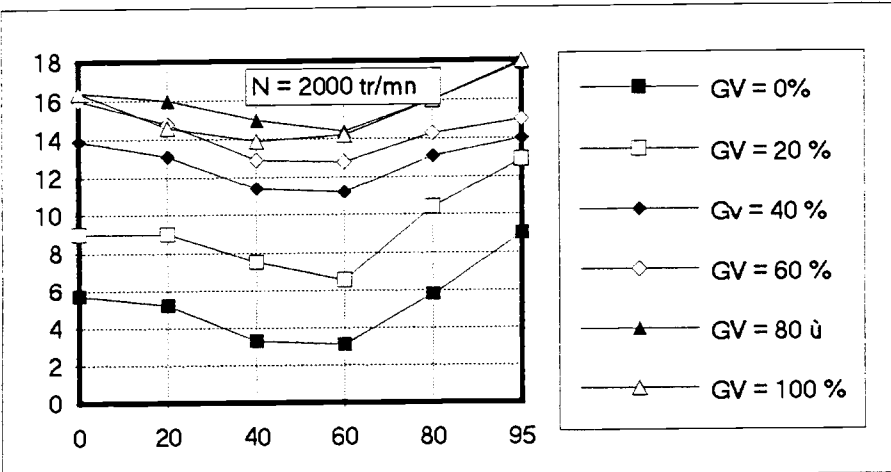
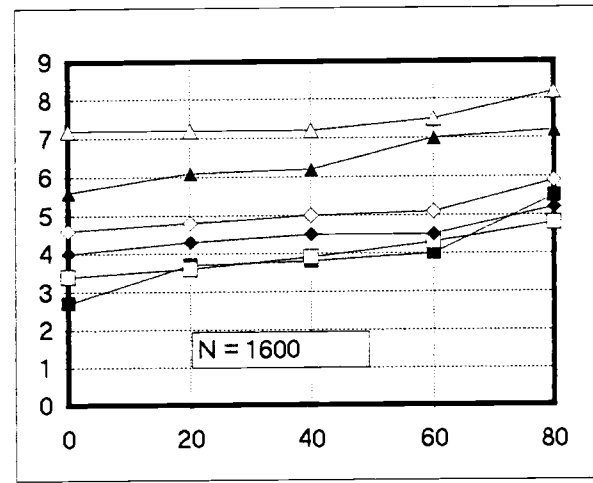
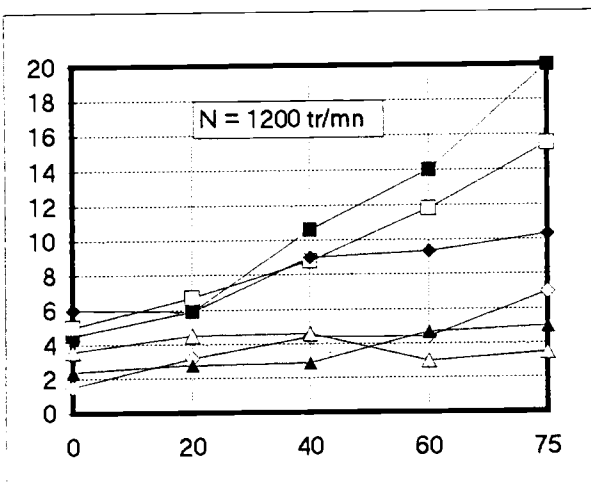
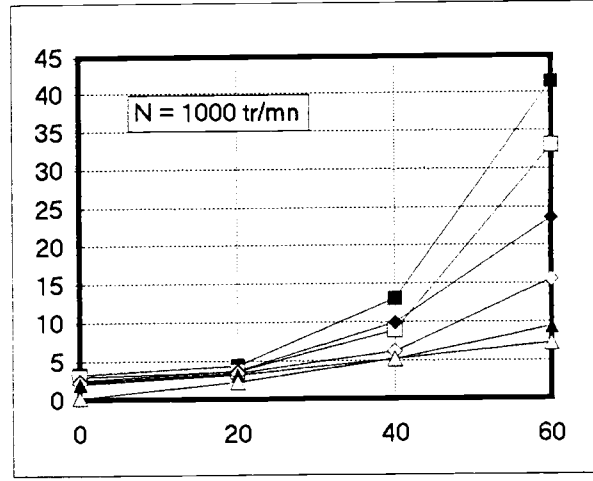
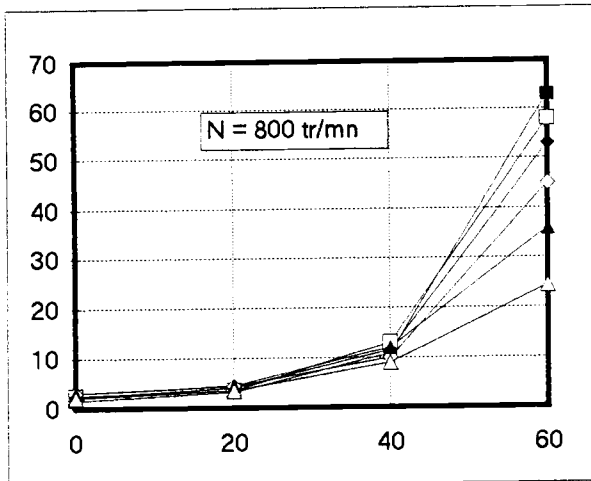
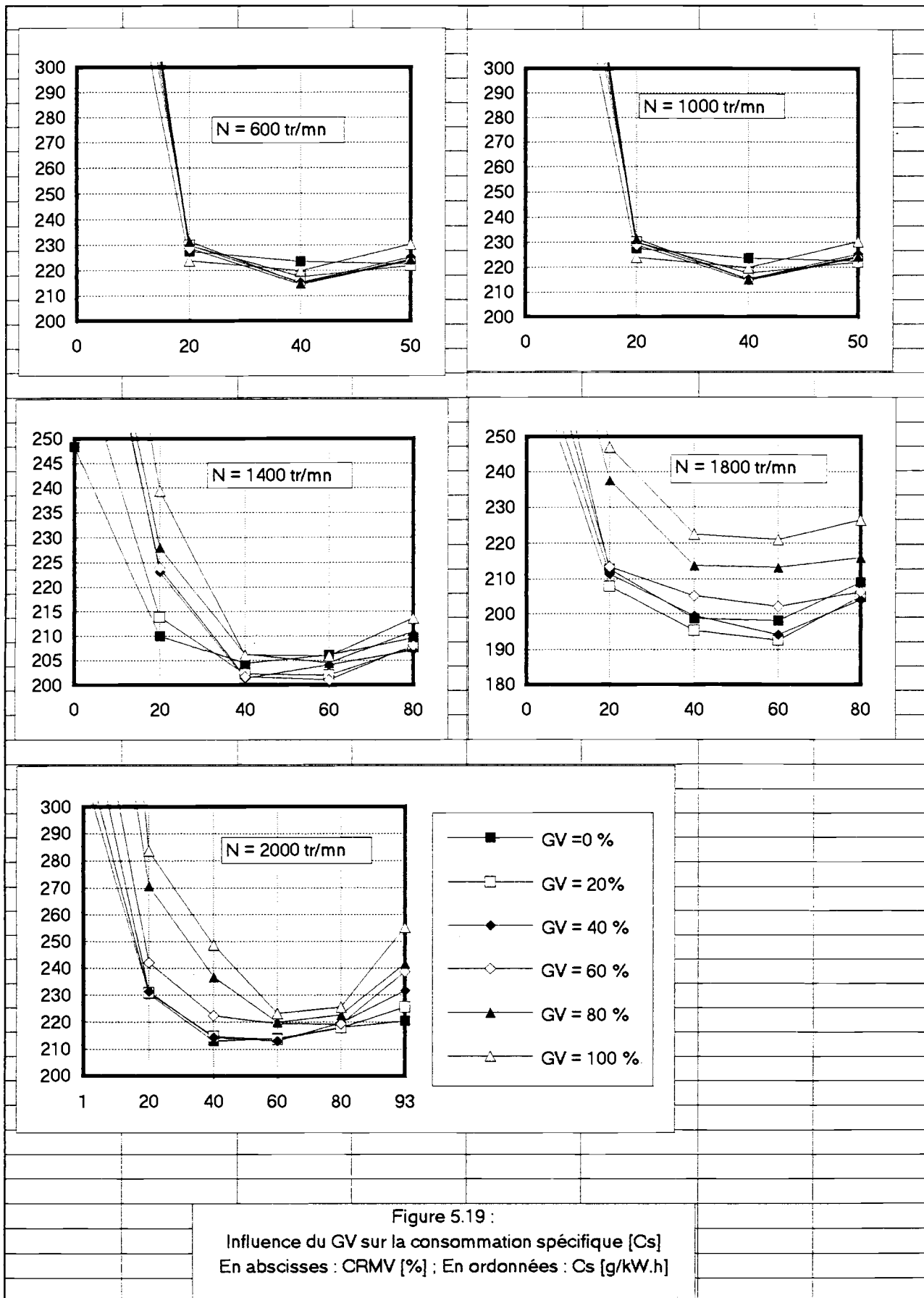


Figure 5.18 :
Influence du GV sur l'Opacité des fumées
En abscisses : Xrack [%] ; En ordonnées Opacité [%]



Les résultats des mesures expérimentales sur l'opacité (figure 5.13) et les suies (figure 5.14) permettent les constatations suivantes : L'opacité des fumées est sensible aux variations de la GV à forte charge quel que soit le régime moteur, on constate des gains relatifs moyens de l'ordre de 60% à tous les régimes. Cette influence est moins claire pour les faibles et moyennes charges, mais s'améliore avec l'augmentation du régime moteur. En effet, les faibles charges et régimes, ne faisant pas appel à la suralimentation, l'enthalpie des gaz à l'entrée de la turbine n'est pas importante et l'effet de la GV est donc négligeable. Cette zone ne constitue pas le domaine d'utilisation habituelle du véhicule. Par contre, l'effet de la GV se fait sentir, suite à la présence active du turbo, dans les autres zones.

On note également qu'aux faibles régimes, l'opacité minimum correspond à la pleine fermeture de la GV . Cependant, ce phénomène s'inverse avec l'accroissement du régime moteur conduisant à une permutation dans les positions de la GV . L'opacité minimale à 2000 tr/mn est obtenu par la pleine ouverture des aubages ($GV = 100%$). On explique ce phénomène à l'aide du niveau des pertes des charges dans le circuit d'admission qui font qu'aux régimes élevés, il faut diminuer la pression de suralimentation pour améliorer le remplissage du moteur. La figure 5.20 montre les évolutions antagonistes entre les pertes des charges représentées par le rendement volumétrique η_v et la pression de d'admission p_s tracés en fonction du régime de rotation du moteur. Il est clair qu'au delà d'un certain régime N_0 (variable avec le couple résistant) la chute de η_v devient plus rapide que l'accroissement de p_s , ce qui entraîne l'augmentation de l'opacité.

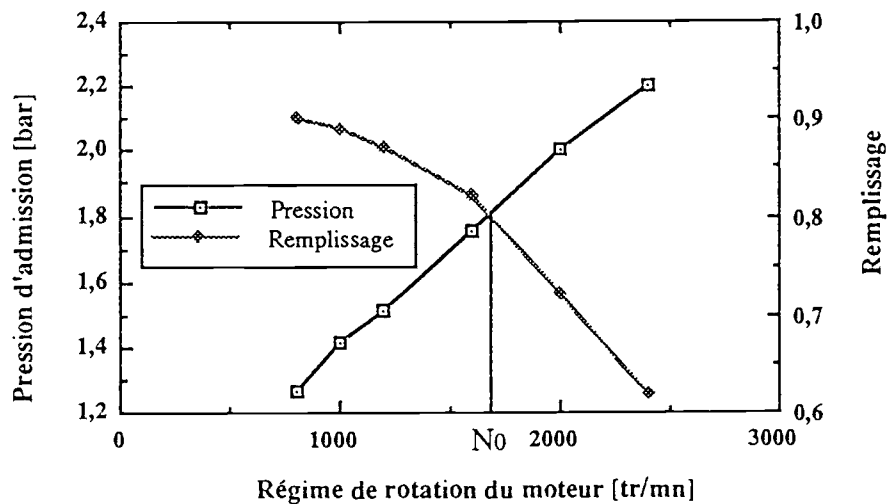


Figure 5.20 : Evolution antagoniste des pertes de charges et du rendement volumétrique en fonction du régime moteur

L'influence de la GV sur les hydrocarbures (figure 5.15) n'est pas mise en évidence dans les séries expérimentales que nous avons menés. En effet, la formation des hydrocarbures est fonction de plusieurs paramètres dont la GV n'est pas le plus important. Parmi ceux-ci, citons la température du gazole (régulée à $40 \pm 5^\circ\text{C}$), la température

d'admission, la température d'eau de refroidissement (régulée à $85 \pm 3^\circ\text{C}$) et la température du lubrifiant. Les courbes obtenues sont une combinaison de l'ensemble de ces paramètres. Cependant, on peut noter une petite influence à bas régimes, mais qui n'est pas suffisante pour marquer une variation claire des hydrocarbures en fonction de la *GV*. La production de ce polluant reste suffisamment faible par rapport aux valeurs réglementaires actuelles et futures.

Concernant les particules (figure 5.16), on constate que l'influence de la *GV* est notable aux faibles régimes et à fortes charges (on enregistre un gain relatif moyen de 80%). Cette tendance s'inverse aux régimes élevés où l'on constate une plus grande sensibilité de la concentration des particules à faibles charges (un gain relatif moyen de 55%) qu'aux fortes (30%). L'inversion de la tendance des courbes des particules en fonction du régime peut s'expliquer ainsi : les particules sont globalement la somme des hydrocarbures imbrûlés et des suies. Les courbes représentatives des suies et des hydrocarbures montrent que la tendance des suies à bas régimes est prédominante, celle des hydrocarbures le devient aux hauts régimes.

On note aussi que le minimum des particules correspond à la fermeture complète de la *GV*, et ceci dans tout le domaine de fonctionnement du moteur. Cette constatation nous permet de déduire que $GV = 100\%$ est la bonne commande minimisant les particules. Sachant que les agglomérats de particules se forment notamment au sein du mélange riche, les courbes de la figure 5.21 montrent que les faibles rapports de Combustible / Air correspondent à la pleine fermeture de la *GV*.

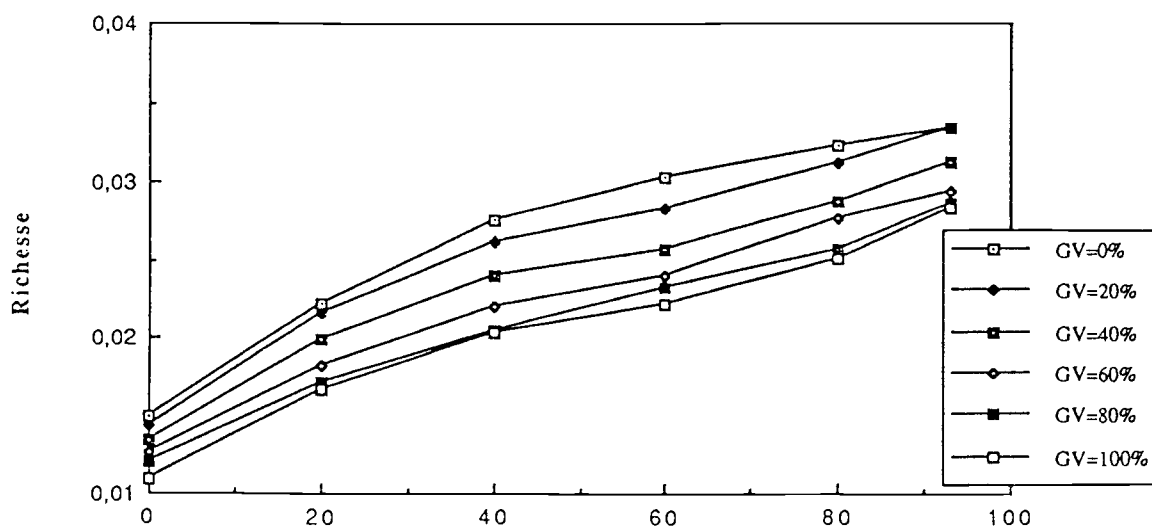


Figure 5.21 : Influence du *GV* sur la richesse du moteur

Le monoxyde de carbone (figure 5.17) est un bon indicateur de la qualité de la combustion dans un moteur Diesel. La sensibilité de ce polluant par rapport à la position de la *GV* se fait sentir à fortes charges à bas régimes, elle est moins nette dans les autres zones de fonctionnement. La pleine fermeture de la *GV* semble correspondre aux faibles émissions de CO, car elle induit les plus faibles rapports carburant / air (figure 5.21).

Pour les NOx (figure 5.18), on observe une influence de la GV dans tout le domaine de fonctionnement du moteur. Le gain relatif est de l'ordre de 25% et particulièrement à moyennes et à fortes charges. On relève également qu'à faible régime les positions $GV = 0\%$ à 60% de fermeture se confondent et donnent les minima des NOx. La position $GV = 100\%$ conduit à un niveau de NOx nettement plus élevé quelque soit la charge appliquée au vilebrequin. Cette tendance s'inverse avec la progression du régime de rotation du moteur. En effet, on observe que les valeurs minimales de NOx correspondent à la pleine fermeture de la GV . Cette inversion est tout à fait le contraire du cas de l'opacité des fumées. L'explication semble relativement évidente. En effet, à faible régime il faudra plutôt ouvrir la GV pour minimiser la quantité d'air admise dans le moteur car on sait que les NOx croissent avec la quantité d'oxygène, alors qu'avec l'accroissement du régime et compte tenu du niveau des pertes de charges (figure 5.20) il faudra plutôt fermer la GV .

L'évolution des consommations spécifiques en fonction de la GV est montrée sur le graphique 5.19. On constate qu'à faible charge ($X_{rack} < 15\%$), la consommation spécifique prend toujours une valeur importante quelle que soit la position du GV . Cependant, la sensibilité de la consommation spécifique à la variation de la position de la GV ne se fait pas sentir à faible régime. En effet, dans cette zone de fonctionnement, le turbocompresseur constitue plutôt une charge supplémentaire dans le circuit d'air. A bas régime les valeurs minimales de la consommation correspondent à la pleine fermeture de la GV . Cette situation s'inverse progressivement avec l'augmentation du régime de rotation du moteur de façon similaire à l'opacité des fumées. L'explication du phénomène est ainsi la même et repose essentiellement sur l'accroissement des pertes de charges avec le régime.

Les tableaux 5.1 à 5.7 récapitulent le pourcentage d'amélioration, correspondant à chaque polluant ainsi que sur la consommation spécifique, due à la géométrie variable par rapport aux mesures effectués avec la pleine ouverture de la GV (ce qui correspond à un moteur avec un turbo classique). Le signe (-) indique une détérioration du résultat pour une position du GV .

	0 %	20 %	40 %	60 %	75 %
800	0	0	50	72	----
1000	0	0	71	90	----
1200	0	30	68	78	88
1600	0	0	33	56	39
2000	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

Tableau 5.1 : amélioration des suies en %

	0 %	20 %	40 %	60 %	75 %
800	0	0	42	65	---
1000	95	40	60	80	---
1200	60	67	80	78	85
1600	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	18
2000	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

Tableau 5. : Amélioration de l'opacité des fumées en %

	0 %	20 %	40 %	60 %	75 %
800	50	55	46	73	---
1000	60	50	42	40	----
1200	23	43	49	52	66
1600	45	54	33	33	25
2000	56	50	34	36	40

Tableau 5.3 : Amélioration des particules en %

	0 %	20 %	40 %	60 %	75 %
800	0	0	10	40	---
1000	0	0	33	91	----
1200	57	54	65	74	79
1600	37	17	12	12	25
2000	28	23	11	21	15

Tableau 5.4 : Amélioration du CO en %

	0 %	20 %	40 %	60 %	75 %
800	50	55	46	73	---
1000	60	50	42	40	----
1200	23	43	49	52	66
1600	45	54	33	33	25
2000	56	50	34	36	40

Tableau 5.5 : Amélioration du NOx en %

	0 %	20 %	40 %	60 %	75%
800	0	2	2	0 (à 50 %)	9
1000	2	2	4	0 (à 50 %)	5
1200	4	0	0	3	0
1600	33	2	2	2	2
2000	---	0 (-)	0 (-)	0 (-)	0 (-)

Tableau 5.6 : Amélioration de la consommation en %

6 - ETABLISSEMENT DE LA CONSIGNE :

Ce paragraphe consiste en la mise en évidence du choix de la variable à commander et l'élaboration, en conséquence, de la consigne optimale à imposer sur le fonctionnement du moteur.

6.1 - Choix de la variable à commander :

La commande en boucle fermée doit disposer d'une mesure instantanée de l'état réel de la variable à optimiser, donc pour les sorties pollution, les valeurs instantanées des polluants. En régime stationnaire, hormis un opacimètre qu'on imagine placé dans la ligne d'échappement, il s'avère impossible dans l'état actuel des capteurs de pollution d'embarquer sur véhicule toute une baie d'analyse des gaz à cause de volume et de coût prohibitifs. En régime transitoire, la détection de l'évolution instantanée des émissions polluantes reste un

problème encore plus complexe à résoudre (voir Analyse dynamique des appareils de mesure de la pollution, chapitre 02). La solution consiste alors à trouver une variable interne au moteur qui reflète une image fidèle de l'évolution de la pollution.

Les modèles proposés pour les polluants expriment des corrélations avec le débit d'air, le débit de gazole et le régime de rotation du moteur. Parmi ces trois variables, la GV agit directement sur le débit d'air. Elle n'a pas d'action sur le débit du gazole et son action sur le régime de rotation est une conséquence de celle exercée sur le débit d'air. C'est donc le débit d'air ou la masse d'air introduite dans le cylindre qui représente la variable de commande essentielle agissant ici sur la pollution. En d'autres termes, en optimisant le remplissage en air du moteur, nous pouvons parvenir à la maîtrise de la pollution.

La masse d'air admise dans le moteur est donnée par les relations (3.64) et (3.65) dans lesquelles la température T_s est pratiquement constante ($T_s = 35^\circ C$). Ainsi, en différenciant l'équation (3.64), on peut écrire :

$$dm_a = k_1 \cdot dp_s + k_2 \cdot d\eta_v \quad (5.85)$$

$$dm_a = k_1 \cdot dp_s + k_2 \cdot (a_1 + 2 \cdot a_2 \cdot N) \cdot dN \quad (5.86)$$

En supposant la variation maximale sur le régime de rotation N que le moteur peut réaliser (de 600 à 2200 tr/mn c'est-à-dire $dN = 1600 \text{ tr/mn}$), on a pour $d\eta_v$ la valeur :

$$d\eta_v = (a_1 + 2 \cdot a_2 \cdot N) \cdot dN \cong 3 \cdot 10^{-5} \cdot 1600 \cong 0,05 \quad (5.87)$$

soit 5% d'erreur provoqué par N sur m_a . On peut ainsi simplifier l'expression (5.85) en :

$$dm_a = k_1 \cdot dp_s \quad (5.88)$$

En définitive, une commande de la dynamique d'évolution de la pression de suralimentation conduit, par voie de conséquence, à une commande sensiblement identique du remplissage du moteur. Le capteur de pression utilisé est du type piézorésistif à large bande passante ($> 1 \text{ kHz}$).

Remarque : La pression moyenne de suralimentation en un point du collecteur d'admission ne permet pas d'évaluer la dispersion éventuelle de remplissage en air en régime permanent. En revanche, c'est une image fidèle de l'évolution du remplissage en air durant un transitoire de charge.

6.2 - Elaboration de la consigne :

Etant homologué, le moteur étudié respecte les niveaux réglementaires actuels des émissions, la commande proposée s'inscrit donc dans une perspective de développement futur. Toutefois, la discussion des résultats expérimentaux sur l'influence de la $T.G.V.$ sur la pollution appelle quelques remarques essentielles :

L'effet de la GV est parfois antagoniste entre les polluants (opacité et particules, suies et particules), il l'est aussi entre la consommation et la pollution. Cet effet est variable d'une zone à l'autre (particules) et d'un polluant à un autre (hydrocarbures et particules). L'ensemble de ces remarques permet de conclure sur la possibilité de déduire des cartes de poursuite (établies d'après la pression de la suralimentation) minimisant la consommation spécifique, chaque polluant à part, un compromis des polluants ou un compromis pollution / consommation.

Par exemple, la concentration des particules est très élevée à fortes charges et faibles régimes, raisons pour lesquels son optimisation devient préoccupante. Cette concentration est beaucoup moins importante, toujours à fortes charges mais aux régimes élevés, raisons pour lesquels on peut pencher plutôt sur l'optimisation de la consommation spécifique où l'influence de la GV est très nette dans cette zone de fonctionnement. Un deuxième exemple est celui de l'effet de la commande des suies (ou l'opacité) et de la consommation aux régimes moyens où les deux minima sont atteints aux mêmes valeurs de GV . On peut aussi noter que la commande des particules et des monoxydes de carbone concordent partout pour la pleine fermeture des aubages ($GV = 100\%$).

Nous avons choisi d'établir plusieurs cartes de poursuite de la pollution et de la consommation spécifique à partir de l'ensemble des constatations présentées précédemment. Les courbes de la figure 5.22 décrivent l'influence de la GV sur la pression de suralimentation. Le choix d'un point de fonctionnement du moteur (N, X_{rack}) permet à l'aide des figures 5.12 à 5.19 de préciser la position du GV qui correspond au point de poursuite jugé optimale, donc de choisir la pression de suralimentation correspondante sur la figure 5.22. L'ensemble des valeurs de pression constitue la carte de poursuite optimale. Les tableaux (5.8, 5.8, 5.10) proposent ainsi quelques cartes de poursuite pour le moteur Diesel suralimenté.

	0 %	20 %	40 %	60 %	80 %	93 %
800	1,016	1,042	1,095	1,151	---	---
1000	1,035	1,081	1,214	1,339	1.5	---
1200	1,199	1,363	1,751	2,071	2,235	---
1600	1,305	1,724	2,127	2,435	2,727	2.9
2000	1,546	1,955	2,269	2,66	2,755	3,01

Tableau 5.8 : Carte de poursuite pour les NOx

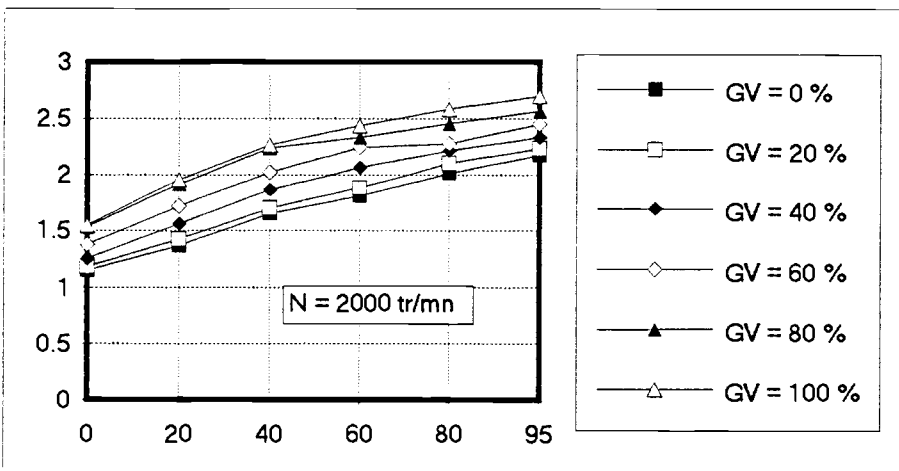
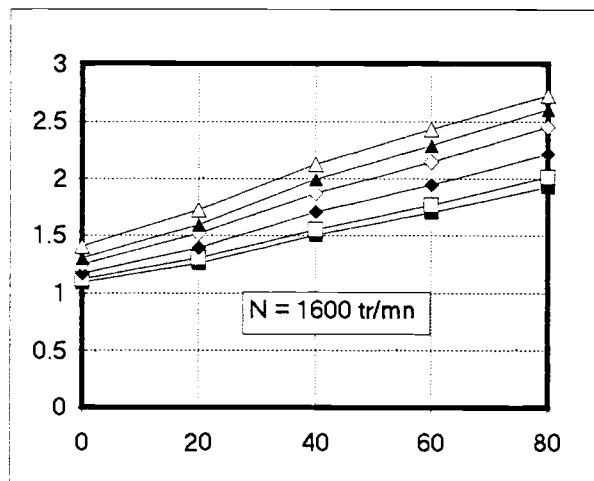
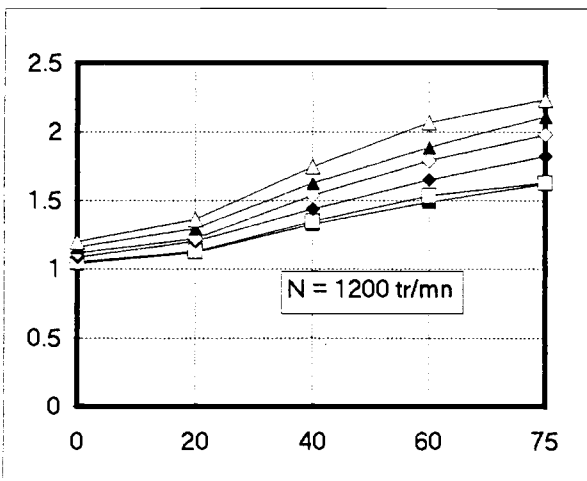
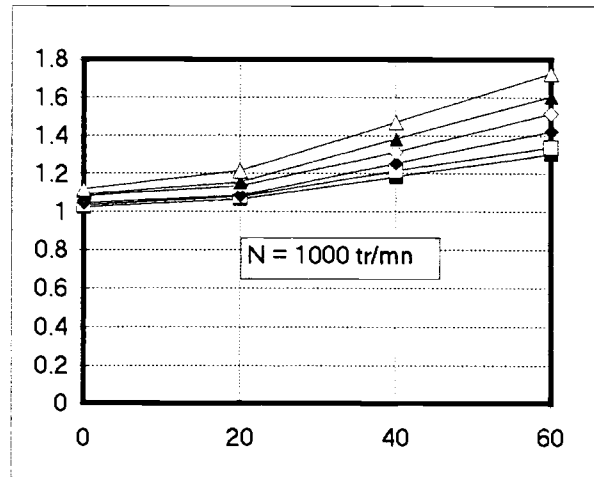
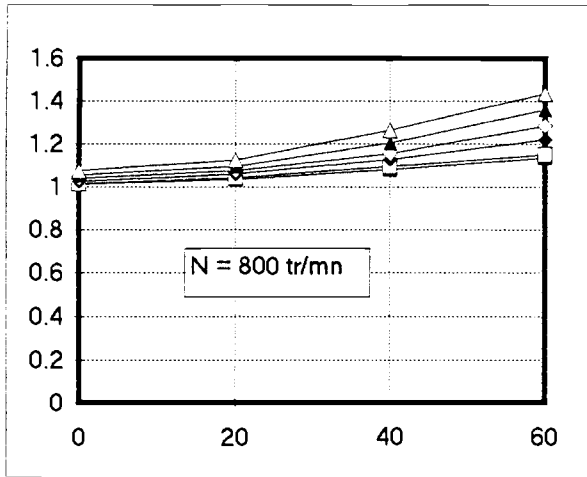


Figure 5.22 :
 Influence du GV sur la pression de suralimentation [ps]
 En abscisses : ps [bars] ; en ordonnées : $X_{rack} [\%]$

	0 %	20 %	40 %	60 %	80 %	93 %
800	1,074	1,126	1,265	1,436	---	---
1000	1,119	1,214	1,472	1,727	1,88	---
1200	1,119	1,298	1,627	1,751	2,071	---
1600	1,167	1,394	1,708	1,945	2,216	2,33
2000	1,151	1,368	1,65	1,805	2,016	2,175

Tableau 5.9 : Carte de poursuite pour les suies et l'opacité

	0 %	20 %	40 %	60 %	80 %	93 %
800	1,03	1,126	1,265	1,5	---	---
1000	1,035	1,141	1,4	1,7	1,98	---
1200	1,04	1,163	1,551	1,771	2,05	---
1600	1,05	1,224	1,57	1,85	2,12	2.3
2000	1,06	1,305	1,69	1,94	2,255	2,48

Tableau 5.9 : Carte de poursuite pour la consommation spécifique

7 - MODELE DE LA COMMANDE :

Nous avons toujours travaillé jusqu'ici avec trois entrées : La position de la crémaillère X , la géométrie variable GV et le couple résistant C_m . Or, cette dernière mesure n'est possible que dans une cellule d'essai à l'aide d'un frein, mais n'est pas envisageable sur un véhicule en service. L'objectif, jusque là, était de construire un modèle simple, de le simuler ainsi que sa version linéarisée afin de vérifier la possibilité d'aborder la commande moyennant un modèle de connaissance. Nous sommes maintenant contraints à remplacer la mesure de C_m par une autre mesure facile et aisée sur véhicule.

Le modèle (3.98) proposé pour C_m en fonction des grandeurs mesurables N et X introduit implicitement le régime moteur N si bien que que les trois entrées sont alors N , X et

GV. Etant donné que la commande envisagée portera sur la pression de suralimentation, le schéma fonctionnel à étudier est donné sur la figure 5.23.



Figure 5.23 : Schéma fonctionnel du modèle de la commande

Utiliser la mesure directe de N comme entrée du moteur élimine la nécessité de la prévoir par une équation différentielle. Le système des deux équations différentielles (5.29 et 5.34) constituant le modèle se réduit donc à une seule qui est celle relative au régime turbocompresseur. Nous déduirons, dans le paragraphe suivant, à partir de cette équation le modèle de la pression de suralimentation.

7.1 - Modèle de la pression de suralimentation :

L'énergie W échangée entre la roue d'une machine tournante et l'unité de masse de fluide qui la traverse, est donnée par l'équation d'Euler [3]. En explicitant cette relation à partir des vitesses d'entraînement C_e (figure 5.12) correspondant au mouvement d'un point de la roue et des vitesses tangentielles C_t , projection de la vitesse absolue C du fluide sur la tangente à la circonférence décrite par le point précédent, on peut écrire que [92] :

$$W = C_{e2} \cdot C_{t2} - C_{e1} \cdot C_{t1} \quad (5.89)$$

Les indices 1 et 2 représentent respectivement l'entrée et la sortie de la roue. La vitesse d'entraînement peut être déduite de la vitesse de rotation N_{tc} de la roue et du diamètre de la roue D_{tc} :

$$C_e = \frac{\pi \cdot N_{tc} \cdot D_{tc}}{60} \quad (5.90)$$

La vitesse tangentielle peut s'exprimer de deux façons différentes selon que l'on considère l'entrée ou la sortie. A l'entrée, on utilise l'angle α dont la valeur est fixée par la forme de distributeur, alors que l'angle β est préféré à la sortie puisqu'il est imposé par l'orientation des aubages de la roue :

$$\begin{aligned} C_{t1} &= C_{m1} \cdot \cot g(\alpha) \\ C_{t2} &= C_{e2} + C_{m2} \cdot \cot g(\beta) \end{aligned} \quad (5.91)$$

L'entrée axiale de l'air, dans le cas du compresseur à faible puissance, s'effectue sans prégratation. La composante tangentielle de la vitesse absolue à l'entrée est donc nulle ($C_{t1} = 0$).

Les aubages de compresseur peuvent être soit recourbés vers l'arrière, ce qui permet d'élargir le domaine d'utilisation, soit radiaux. Dans notre cas, les aubages sont radiaux ($\beta_2 = \frac{\pi}{2}$).

Tenant compte de ces deux observations et reportant les équations (5.90) et (5.91) dans l'équation (5.89), le travail technique massique relatif au compresseur s'écrit :

$$\begin{aligned} W_c &= \Psi_c \cdot N_{ic}^2 \\ \Psi_c &= \left(\frac{\pi \cdot D_{ic}}{60} \right)^2 \end{aligned} \quad (5.92)$$

ce qui nous permet de déduire, finalement, l'expression suivante :

$$C_p \cdot T_0 \cdot \left[\left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} - 1 \right] = \eta_c \cdot \Psi_c \cdot N_{ic}^2 \quad (5.93)$$

Dérivons cette équation par rapport au temps tout en négligeant la variation de η_c [81, 83] au cours des évolutions dynamiques :

$$C_p \cdot T_0 \cdot \left(\frac{P_s}{P_0} \right)^{\frac{1}{\gamma_c}} \cdot \frac{P_s}{P_0} = \eta_c \cdot \Psi_c \cdot N_{ic} \cdot \dot{N}_{ic} \quad (5.94)$$

La valeur du produit $N_{ic} \cdot \dot{N}_{ic}$ peut être tirée de l'équation (5.34), d'où :

$$\begin{aligned} \dot{P}_s &= \zeta_c \cdot \eta_c \cdot (P_s)^{\frac{1}{\gamma_c}} \cdot (\eta_m \cdot P_t - P_c) \\ \zeta_c &= \Psi_c \cdot \frac{900}{\pi^2 \cdot I_{ic}} \cdot \frac{l}{C_p} \cdot \frac{P_0 \cdot (P_0)^{\frac{1}{\gamma_c}}}{T_0} \end{aligned} \quad (5.95)$$

C'est sur cette équation différentielle donnant directement l'évolution dynamique de la pression de suralimentation que nous élaborerons la commande de pollution. Etant non linéaire, une linéarisation utilisant les deux méthodes déjà présentées est indispensable. La première (développement en série Taylor de premier ordre) fournit :

$$\dot{P}_s = I_{01} \cdot P_s + I_{02} \cdot N + I_{03} \cdot X + I_{04} \cdot GV \quad (5.96)$$

avec :

$$\begin{cases} I_{01} = \left(\eta_m \Big|_0 \cdot P_t \Big|_0 - P_c \Big|_0 \right) \cdot (K_{pN} + K_{pNc}) + \eta_m \Big|_0 \cdot h \Big|_0 \cdot K_{LN} - h \Big|_0 \cdot K_{LNc} \\ K_{pN} = \left. \frac{\partial}{\partial P_s} \right|_0 \cdot (S_{21} + S_{22} \cdot G_{12}) & K_{pNc} = -\frac{l}{\gamma_c} \cdot \eta_c \Big|_0 \cdot P_s^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \Big|_0 \cdot G_{12} \cdot K_{ma1} \end{cases} \quad (5.97)$$

$$\begin{cases} I_{02} = (\eta_m|_0 \cdot P_t|_0 - P_c|_0) \cdot (K_{\eta V} + K_{\eta Nic}) + \eta_m|_0 \cdot h|_0 \cdot K_{tNic} + P_t|_0 \cdot h|_0 \cdot B_{22} - h|_0 \cdot K_{cNic} \\ K_{\eta V} = p_s^{\frac{-1}{\gamma_c}} \Big|_0 \cdot [S_{21} \cdot K_{ma2} + S_{23} \cdot (G_{11} + K_{ma2} \cdot G_{12})] & K_{\eta Nic} = -\frac{I}{\gamma_c} \cdot \eta_c|_0 \cdot p_s^{\frac{\gamma_c-1}{\gamma_c}} \Big|_0 \cdot (G_{11} + G_{12} \cdot K_{ma2}) \end{cases}$$

$$I_{03} = K_{TX} \quad (5.99)$$

$$I_{04} = K_{TGV} \quad (5.100)$$

Les figures 5.24 et 5.25 montrent une comparaison entre ce modèle linéarisé de la pression de suralimentation avec trois entrées (N , X et GV) et une mesure transitoire expérimentale. Nous notons une erreur relative moyenne de l'ordre de 6.4%.

L'application de la relation (5.19) obtenue par la deuxième méthode (modèle adaptatif) est effectuée avec :

$$y = [p_s] \text{ et } u = \begin{bmatrix} N \\ X \\ GV \end{bmatrix} \quad (5.101)$$

Les paramètres sont identifiés par la méthode des moindres carrés récursifs, plus coûteuse en temps de calcul mais plus efficace en suivi de modèle que les méthodes de type gradient [50]. Les figures 5.26 et 5.27 montrent pour $n = 4$ une comparaison essai - modèle. L'erreur de prédiction de cette méthode est inférieure à 2%.

La fonctionnelle à minimiser sera donc la suivante [1] :

$$J = \int_0^{\infty} [(p_t - p_{sc})^2 + GV^2] \cdot dt \quad (5.102)$$

où p_{sc} est la consigne sur la pression de suralimentation. Le terme quadratique $(p_t - p_{sc})^2$ est lié à la nature du régime transitoire obtenu en minimisant la distance existant entre la pression de suralimentation p_s à un instant t et la pression de consigne désirée p_{sc} . Le terme quadratique GV^2 correspond à la recherche d'une commande d'amplitude minimale sur l'intervalle de temps $[t_0 \ t_f]$.

CONCLUSION

Devant la difficulté de réaliser une commande numérique en boucle fermée avec un modèle non linéaire, la linéarisation s'avère indispensable. Le modèle construit en adoptant le développement en série de Taylor de l'ensemble des équations conduit à un écart de l'ordre de 6%.

L'influence de la GV sur les polluants a été mise en évidence par de très nombreux essais de fonctionnement sur le moteur. Il est démontré que la pression de suralimentation p_s constitue une excellente indication sur le remplissage du moteur. Ainsi, la commande

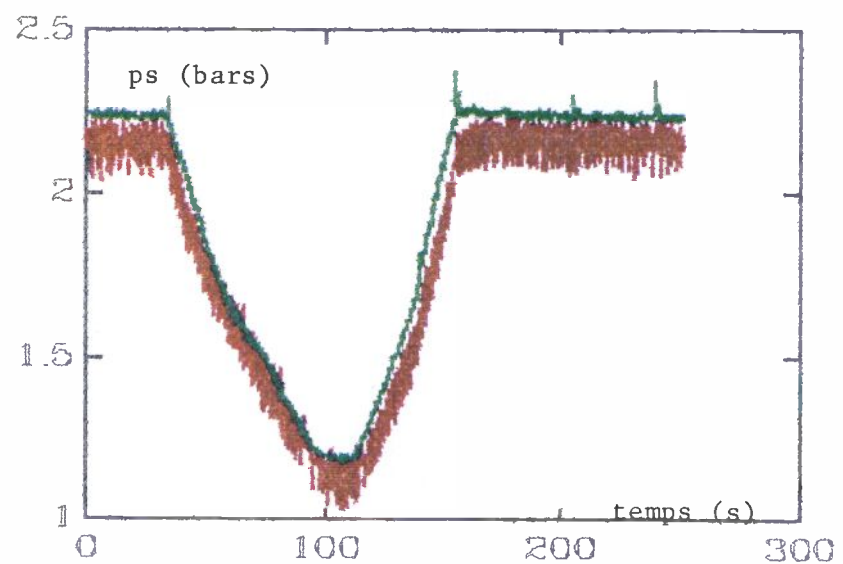
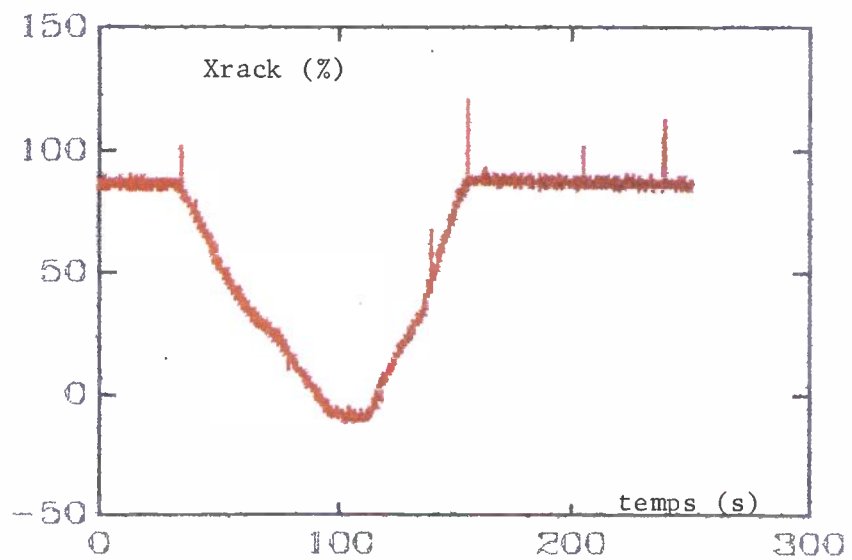
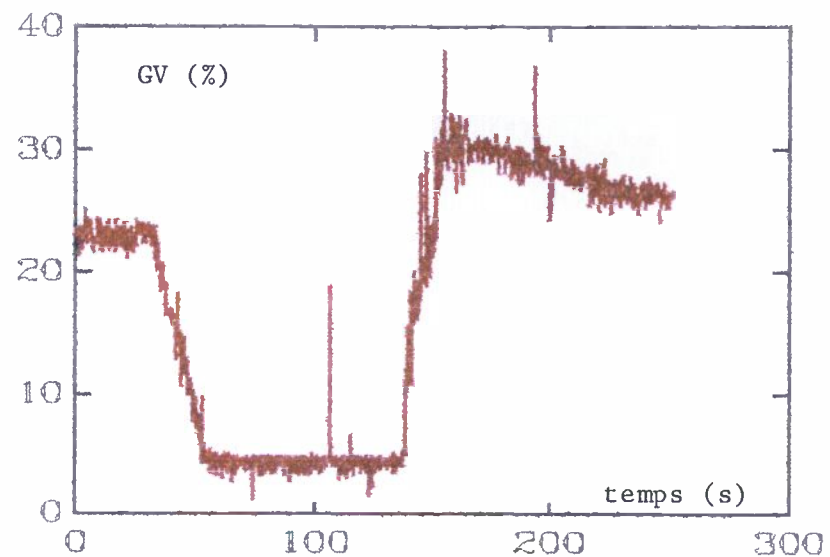
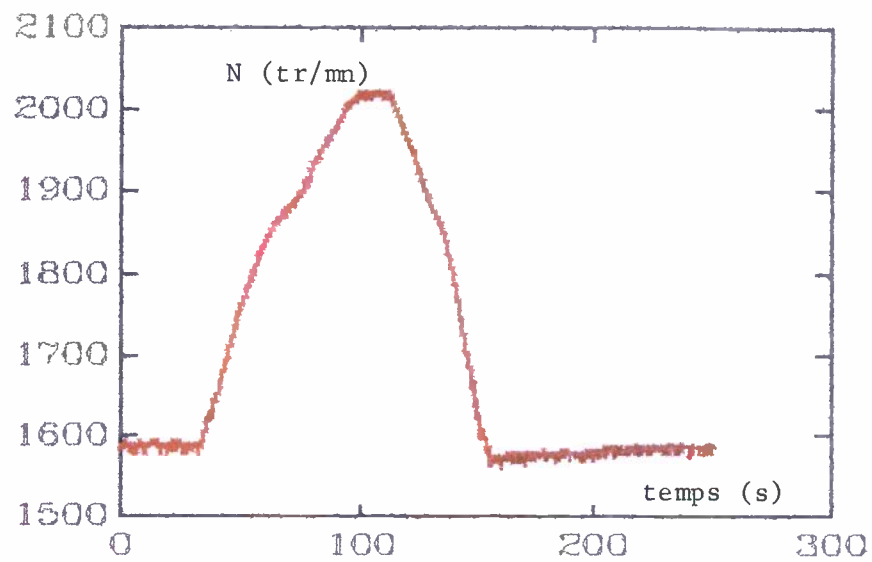


Figure 5.25 : Comparaison entre le modèle linéarisé de commande et l'expérience

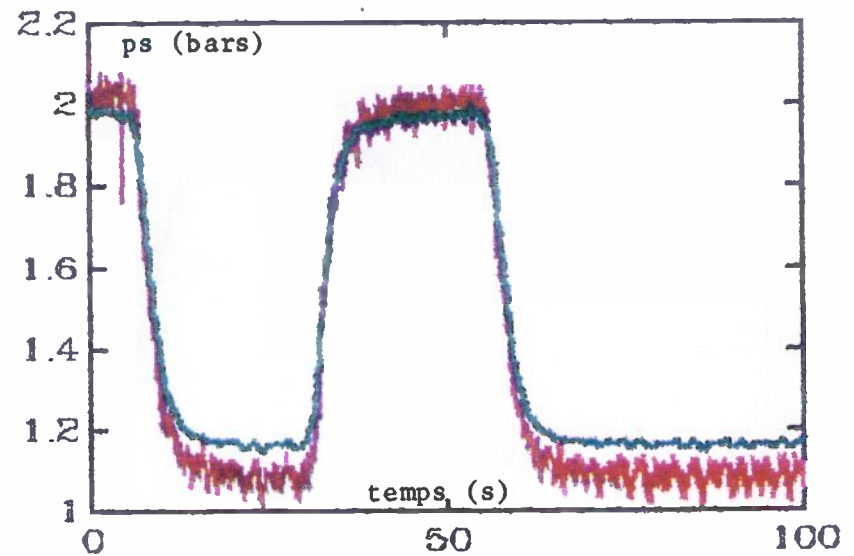
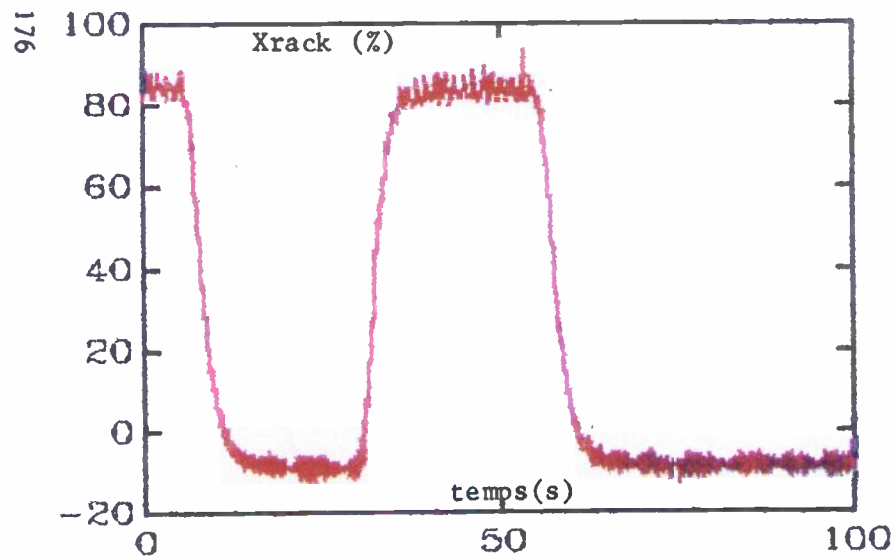
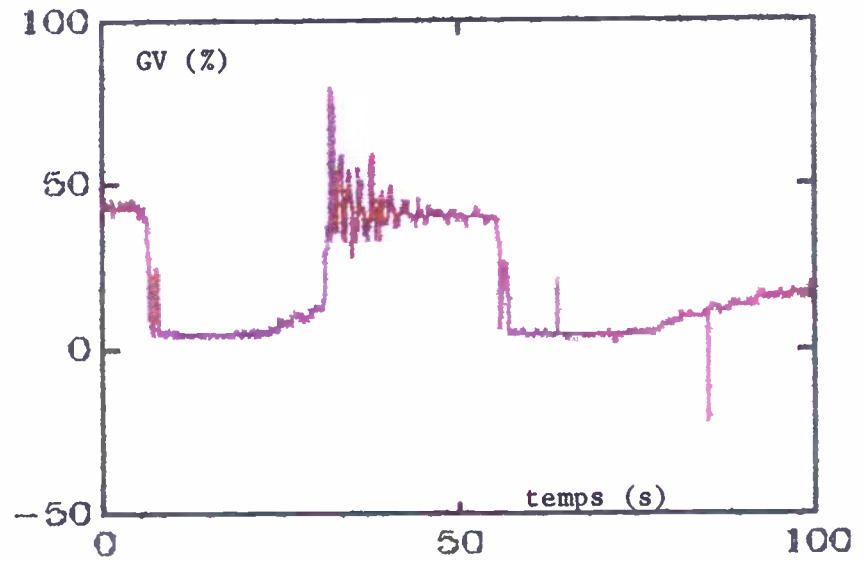
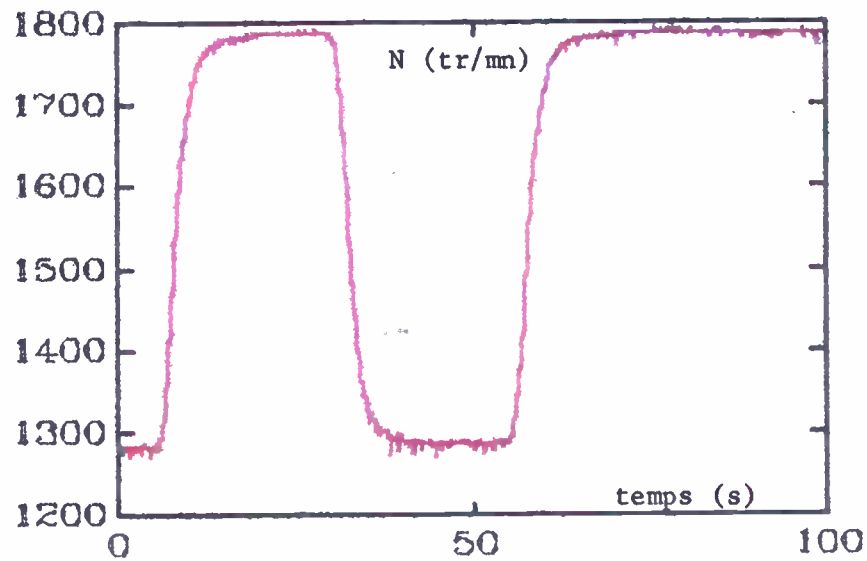
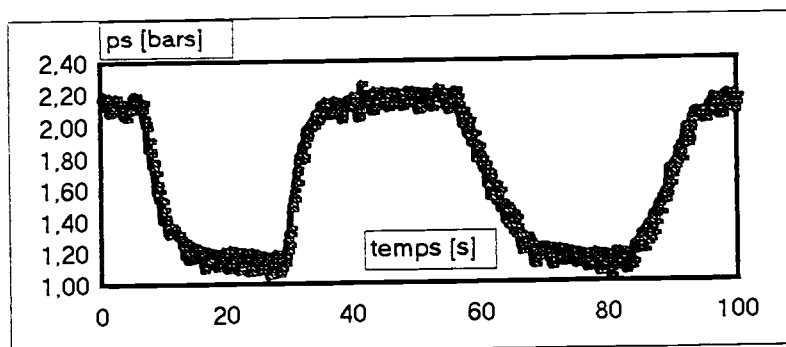
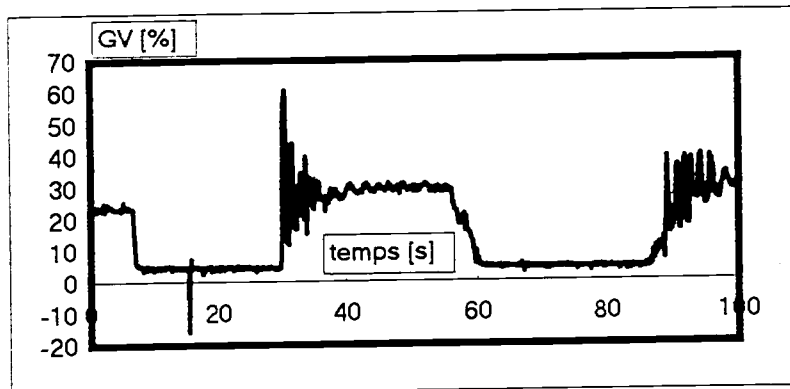
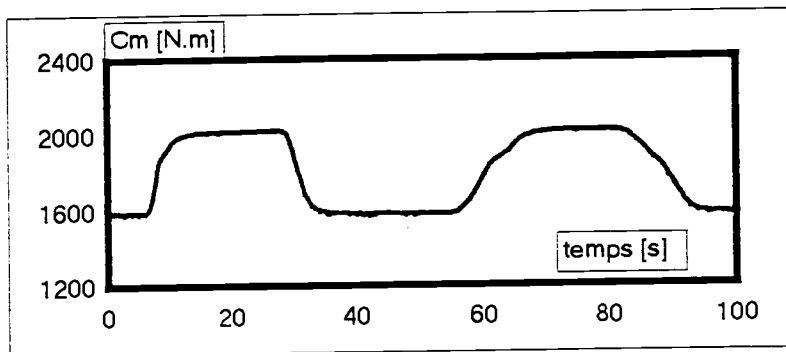
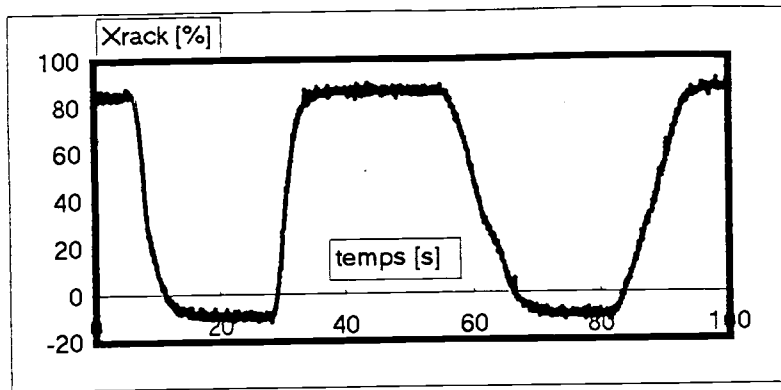
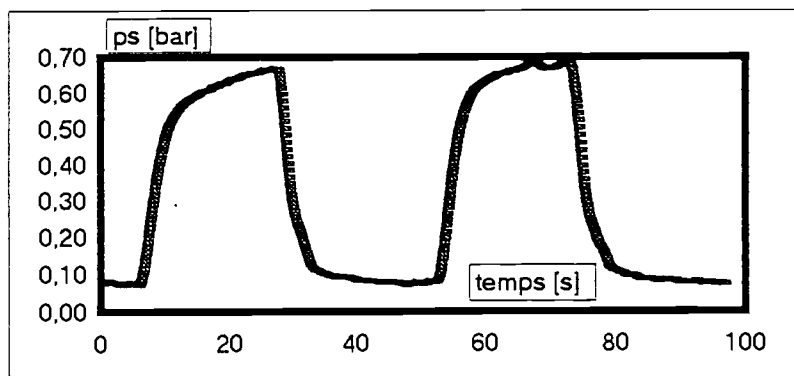
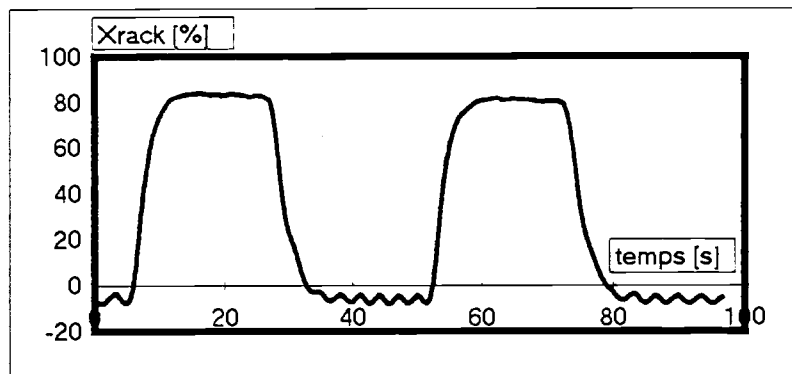
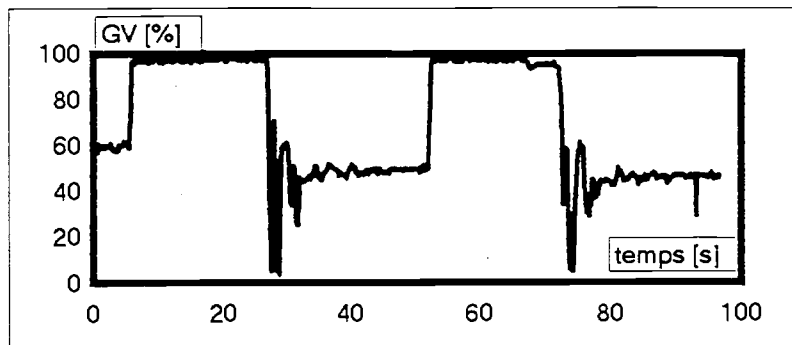
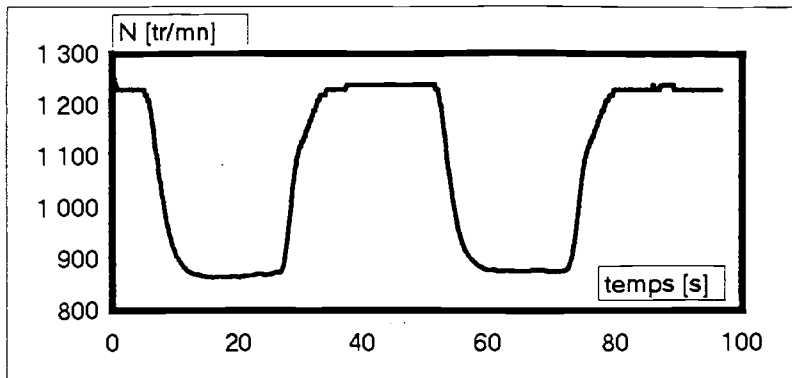


Figure 5.25 : Comparaison entre le modèle de commande linéarisé et l'expérience



Comparaison entre le modèle adaptatif et l'expérience
 --- gris : Expérience --- noir : Modèle

Figure 5.26



Comparaison entre le modèle adaptatif et l'expérience
 réalisée pour la pression de suralimentation (ps)
 --- gris : expérience ---- noir : modèle

Figure 5.27

optimisant la pollution porte sur la pression de suralimentation gérée par la géométrie variable à l'aide de l'actionneur électrique choisi.

La consigne est basée sur plusieurs tableaux fournissant la pression de suralimentation pour un polluant donné en fonction d'un régime moteur et une position du cran de combustible.

Un modèle de commande non linéaire est établi avec la pression de suralimentation comme sortie et le régime moteur, la position de crémaillère et la géométrie variable comme entrées. Deux linéarisations ont été étudiées par les séries Taylor et le modèle adaptatif qui montre une aptitude meilleure à suivre l'évolution transitoire du système moteur.

CONCLUSION

Nous résumons tout d'abord les principaux résultats de cette étude. Ils concernent la modélisation du moteur, la méthodologie expérimentale retenue et les algorithmes utilisées. La seconde partie de cette conclusion présente les prolongements prévus ou déjà en cours, ainsi que de nouvelles études suggérées par les résultats obtenus.

L'introduction générale a présenté les effets néfastes des polluants automobile sur la santé et l'environnement ainsi que la part des poids lourds dans la production mondiale des émissions polluantes. Les réglementations de plus en plus sévères sont à la base d'un effort de recherches importantes afin de réduire ces émissions. Plusieurs axes de recherche se dégagent ainsi et notre part est d'étudier l'influence de la géométrie variable de la turbine dans la diminution de la pollution automobile ainsi que les performances générales du moteur Diesel.

Le chapitre 01 est l'occasion d'une étude bibliographique détaillée sur les méthodes et modèles à utiliser pour simuler le comportement dynamique du moteur. Nous avons présentés deux contributions au niveau des modèles de représentation qui sont la modélisation par un système à état affine [97] et la modélisation par les équations Narmax [98].

Un banc d'essai moteur a été équipé pour la mesure en régime transitoire et stationnaire des concentrations des émissions polluantes contenues dans les gaz d'échappement, ainsi que la mesure des variables internes au moteur telles que les températures, les pressions, ... Le banc d'essai est équipé d'un système d'acquisition muni d'une carte rapide de 1 Mhz à 16 voies.

Parmi les polluants, seuls les particules, les hydrocarbures et l'opacité des fumées ont été exploités correctement en régime transitoire. En effet, une étude détaillée [38] sur les appareils d'analyse des gaz d'échappement a montré que le temps de réponse des analyseurs des oxydes de carbone (CO et CO₂) et des oxydes d'azotes (NO et NO_x) sont très élevés par rapport à celles du moteur.

La modélisation du moteur est abordée au chapitre 03, à travers une description modulaire des sous-systèmes le composant. Certains modèles plus originaux sont proposés. Il s'agit des caractéristiques du compresseur, du rendement indiqué et principalement de la pollution et des caractéristiques du turbocompresseur à géométrie variable. La partie stationnaire du modèle présente un écart relatif moyen assez réduit (3,2 %).

Les phases transitoires du moteur ont tout particulièrement attiré notre attention dans ce mémoire. Il faut cependant dissocier la mise en température du moteur et les transitoires d'accélération, de décélération ou de charge. Quatre équations différentielles ont été suffisantes pour traduire les évolutions transitoires des paramètres thermiques, dynamiques et chimiques du moteur avec une erreur relative moyenne inférieure à 5 %. La simulation de chaque sous-ensemble du moteur et du modèle globale est présentée dans le chapitre 04.

Deux approches de linéarisation du modèle établi ont été présentées dans le chapitre 05. La première est basée sur le développement en séries Tayloriennes du premier ordre pour les équations du modèle. La deuxième consiste en un modèle adaptatif basé sur l'algorithme des moindres carrés récurrents. Bien que la première nous permet de gagner un temps de calcul important, la deuxième semble être donner des résultats plus précises. Plusieurs cartes de poursuites ont été proposées suite à une étude expérimentale détaillée donnant l'influence de la géométrie variable sur la pollution du moteur.

L'ensemble de ces résultats sera mis aux service de la réalisation d'une commande de la pollution en fonction des consignes proposées. Deux commandes (LQR et GPC) sont actuellement en cours. Ils constituent l'objet d'une prochaine thèse de recherche. Une deuxième perspective de cette étude est relative à la mesure des particules de masse qui a été effectuée au niveau de ce mémoire par un modèle incorporé profitant de deux mesures sur les hydrocarbures imbrûlés et les suies. Elle consiste en l'étalonnage de cette mesure par un tunnel dont la concentration des particules est obtenu par pesage. Cette étalonnage permet par la suite de profiter de la rapidité de la reponse AVL480 pour les régimes transitoires.

Enfin, nous espérons avoir contribué efficacement dans l'avancement des problèmes liés à la gestion optimale du moteur Diesel.

ANNEXE 01

CHOIX DU MODELE D'UN PROCESSUS :

A.1 - Modèle à temps continu

Dans ce type de modèle, le temps est une variable qui évolue continûment sur un intervalle prenant en croissant toutes les valeurs situées dans cet intervalle. C'est le cas, par exemple d'un modèle dans l'espace d'état de la forme :

$$\begin{aligned}\dot{x} &= f(x, u, t, v) \\ y &= h(x, u, t, v)\end{aligned}$$

modèle dans lequel \dot{x} représente la dérivée totale dx/dt du vecteur état $x \in \mathbb{R}^n$ par rapport au temps, $u \in \mathbb{R}^l$ le vecteur des commandes, $t \in \mathcal{T}$ le temps, $v \in \mathbb{R}^n$ un vecteur de perturbations, et $x \in \mathbb{R}^m$ le vecteur des sorties.

A.2 - Modèles à temps discontinu ou discret

Ce type de modèle est utilisé soit lorsque le processus étudié a naturellement un mode d'évolution séquentiel, soit lorsqu'on a adopté une représentation du processus qui correspond à une observation des variables d'état ou de sortie à des instants discrets t_k du temps avec $k \in \mathbb{Z}$. On a dans ce cas une représentation dite *échantillonnée*, particulièrement bien adaptée aux divers types de calculs à effectuer dans les problèmes de commande de processus par ordinateur numérique.

En notant :

$$x_k = x(t_k),$$

Il vient une description de la forme :

$$\begin{aligned}x_{k+1} &= f(x_k, u_k, k, v_k) \\ y_k &= h(x_k, u_k, k, v_k)\end{aligned}$$

A.3 - Modèle linéaire

Un tel modèle caractérise un processus susceptible d'être décrit par une équation différentielle ordinaire ou une équation récurrente à coefficients constants (*stationnaire*) ou fonction du temps (*non stationnaire*) ou par un ensemble d'équations de ce type.

La propriété fondamentale des systèmes linéaires s'exprime par le *principe de superposition* : si $y_1(t)$ et $y_2(t)$ représentent respectivement l'évolution des sorties du processus pour les entrées $u_1(t)$ et $u_2(t)$ sur un horizon et pour un état initial donnés, alors, à l'entrée $u(t)$:

$$u(t) = \alpha_1 \cdot u_1(t) + \alpha_2 \cdot u_2(t)$$

où α_1 et α_2 sont réels, correspond la sortie :

$$y(t) = \alpha_1 \cdot y_1(t) + \alpha_2 \cdot y_2(t)$$

sur le même horizon et pour les mêmes conditions initiales.

Les systèmes linéaires stationnaires admettent une représentation entrée-sortie par fonction ou matrice de transfert, en s ou en z selon qu'il s'agit d'un modèle continu ou discret.

A.4 - Modèle non linéaire

Dans un modèle non linéaire, le théorème de superposition n'est plus valable. L'aspect non linéaire peut être intrinsèque et quasiment irréductible, comme dans la modélisation de la loi d'action de masse en chimie, ou correspondre à l'association d'éléments à caractéristiques non linéaires à des systèmes pour lesquels un modèle linéaire est utilisable comme c'est le cas des systèmes à non linéarités séparables (figure 2).

Dans certains cas, lorsque le processus non linéaire est utilisé dans une plage de variation limitée de ses variables d'état, l'évolution s'effectuant autour d'une valeur x_0 donnée, il est possible d'effectuer une linéarisation autour de ce point de fonctionnement en prenant comme nouvelle variable l'expression $\delta x = x - x_0$.

Figure 2 : Système à non linéarité séparable.

On néglige alors dans un développement limité de la fonction $f(\cdot)$ les termes d'ordre supérieur à 1. Il vient par exemple pour la relation :

$$\dot{x} = f(x, u, t)$$

si la fonction f admet des dérivées partielles continues au premier ordre, le modèle linéarisé () valable pour (x, u) évoluant dans un voisinage de (x_0, u_0) :

$$\frac{d}{dt}(\delta x) = F_x(x_0, u_0) \cdot \delta x + F_u(x_0, u_0) \cdot \delta u$$

avec $\delta x = x - x_0$, $\delta u = u - u_0$, et où :

$$F_x = \left\{ \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \right\}, \quad F_u = \left\{ \frac{\partial f_i}{\partial u_j} \right\},$$

sont les matrices jacobiennes de f en x et u .

Il est également possible d'effectuer une linéarisation autour d'une trajectoire d'évolution $(x_N(t), u_N(t))$ donnée solution de ()

Pour certains processus non linéaires et/ou non stationnaires, on adopte aussi parfois une représentation multi-modèle, chaque modèle étant représentatif de l'évolution du processus dans un domaine limité de l'espace et du temps. Ainsi un système linéaire non stationnaire peut être représenté par un ensemble de modèles linéaires à coefficients constants se succédant au cours du temps. La mise en oeuvre de tels modèles en vue de la résolution d'un problème donné nécessite bien sûr une validation terminale.

ANNEXE 02

DESCRIPTION D'UNE BOUCLE DE COMMANDE NUMERIQUE :

B.1 - Le système à commander ou le processus :

On peut distinguer, dans un système, trois éléments importants : les organes d'action, le procédé proprement dit et les organes de mesures.

Il y a lieu d'attacher un soin tout particulier au choix du capteur et de l'actionneur, et ceci pour plusieurs raisons. D'une part le choix du capteur et son implantation dans le procédé conditionnent la qualité des informations recueillies, et, par voie de conséquence, les performances de la commande. D'autre part, les organes d'action et de mesure représentent souvent la plus grande partie du coût d'une boucle de commande.

Dans de nombreuses applications la réalisation d'une commande numérique efficace est conditionnée par la possibilité de mesurer en continu, de manière fiable, et pour un faible coût, la grandeur à réguler. La mesure des concentrations d'espèces chimiques est un domaine où ce genre de difficultés se rencontrent souvent. Une pratique courante pour tourner cette difficulté, consiste à mesurer une grandeur plus facilement accessible, telle que température ou pression, et présentant une corrélation avec la grandeur considérée.

B.2 - Le calculateur :

La fonction du calculateur est d'effectuer périodiquement le traitement de l'information reçue du procédé, et le calcul de la commande à appliquer. Ces différentes opérations doivent s'effectuer simultanément avec le procédé : le calculateur doit donc travailler en temps réel [18].

Le calculateur le plus simple que l'on puisse utiliser est un microprocesseur programmé en langage machine. Il nécessite un travail important pour l'implantation des programmes et offre des possibilités d'adaptation limitées. Ce type de support informatique présente un intérêt lorsque la chaîne de régulation correspondante est produite en grande série.

Une plus grande souplesse est obtenue par l'utilisation d'un petit calculateur disposant d'un langage de programmation évolué du type Basic, Fortran, Pascal ou langage C. Ce type d'appareil est particulièrement utile dans les étapes de développement de système de régulation, et pour le travail sur des installations prototypes.

B.3 - Les interfaces :

On englobe dans cette rubrique l'ensemble des éléments permettant les échanges d'information entre le procédé et le calculateur : convertisseur analogique numérique, convertisseur numérique-analogique, conditionnement des signaux et périphériques. Du côté du procédé, l'information se présente sous forme de signaux continus ; du côté calculateur, on traite des suites de valeurs numériques codées (code binaire naturel, code binaire réfléchi ...) sur des mots de longueur déterminée. L'élément central permettant l'échange des informations dans un sens et dans un l'autre est appelé convertisseur.

B.3.1 - Conditionnement des signaux :

Le conditionnement des signaux a pour objet d'adapter le signal de sortie du capteur à l'équipement informatique. Les principales fonctions assurées à ce niveau sont : alimentation des capteurs passifs, amplification, conversion des signaux, filtrage, compensation des grandeurs d'influence, linéarisation, réduction de la tension en mode commun, détection de l'information.

Ces différentes fonctions font généralement l'objet d'un seul bloc électronique fourni avec le capteur sauf pour le filtrage, une fonction assurée généralement par l'utilisateur. Elle consiste à recueillir une information bien représentatif du fonctionnement du processus et traitable par le calculateur. On peut procéder au filtrage des mesures soit à l'aide des filtres analogiques (filtre du type RC), soit à l'aide du filtre numérique implantés au niveau du support informatique de commande.

B.3.2 - Les périphériques :

On englobe dans cette rubrique les liaisons entre le calculateur et l'opérateur (clavier, écran de visualisation, imprimante...). Il faut également ajouter les liaisons avec d'autres systèmes informatiques : régulation en cascade, calculateur de surveillance...

ANNEXE 03

ESTIMATION RECURSIVE DES PARAMETRES

Connaissant l'estimateur $\Theta(n)$, basé sur la prise en compte de n mesures, est-il possible de déterminer $\Theta(n+1)$ qui prenne en compte la $(n+1)^{\circ}$ mesure ? $\Theta(n)$ représentant dans ce cas un résumé suffisamment riche des n précédentes mesures.

Soit :
$$y(n) = H(n) \cdot \Theta(n) + e(n) \quad (C.1)$$

et soit $y(n+1)$ la $(n+1)^{\circ}$ mesure

$$y(n+1) = H(n+1) \cdot \Theta(n+1) + e(n+1) \quad (C.2)$$

nous aurons alors :

$$y(n+1) = \begin{bmatrix} H(n) \\ H(n+1) \end{bmatrix} \cdot \Theta(n+1) + \begin{bmatrix} e(n) \\ e(n+1) \end{bmatrix} \quad (C.3)$$

d'où l'expression de $\Theta(n+1)$, par application de la relation (4.4) :

$$\Theta(n+1) = (H^T(n+1) \cdot H(n+1))^{-1} \cdot H^T(n+1) \cdot y(n+1) \quad (C.4)$$

d'où en développant cette dernière relation :

$$\Theta(n+1) = (H^T(n) \cdot H(n) + H^T(n+1) \cdot H(n+1))^{-1} \cdot (H^T(n) \cdot y(n) + H^T(n+1) \cdot y(n+1)) \quad (C.5)$$

Pour calculer cette expression nous aurons à utiliser le lemme d'inversion d'une matrice qui se présente sous la forme suivante :

$$A = B + C \cdot D^{-1} \quad (C.6)$$

La matrice A^{-1} , inverse de A , quand elle existe est donnée par la relation :

$$A^{-1} = B^{-1} - B^{-1} \cdot C \cdot D^{-1} \cdot B^{-1} \cdot (I + D^{-1} \cdot B^{-1} \cdot C)^{-1} \quad (C.7)$$

Si nous posons ici $B = H^T(n) \cdot H(n)$ et $C = D = H(n)$

l'application de ce lemme à l'équation (C.5) donne :

$$\Theta(n+1) = \left[(H^T(n) \cdot H(n))^{-1} \frac{(H^T(n) \cdot H(n))^{-1} \cdot H(n+1) \cdot H(n+1) \cdot (H^T(n) \cdot H(n))^{-1}}{(1 + H^T(n+1) \cdot (H^T(n) \cdot H(n))^{-1} \cdot H(n+1))} \right] \cdot [H^T(n) \cdot y(n) + H(n+1) \cdot y(n+1)]$$

En développant les calculs qui ne présentent pas de difficulté majeure, il vient :

$$\Theta(n+1) = \Theta(n) + \frac{(H^T(n) \cdot H(n))^{-1} \cdot H(n+1) \cdot (y(n+1) - H^T(n+1) \cdot \Theta(n))}{(1 + H^T(n+1) \cdot (H^T(n) \cdot H(n))^{-1} \cdot H(n+1))} \quad (C.8)$$

Cette dernière relation peut être écrite sous une forme plus condensée :

$$\Theta(n+1) = \Theta(n) + K(n+1) \cdot (y(n+1) - H^T(n+1) \cdot \Theta(n)) \quad (C.9)$$

Cette relation traduit que la détermination de $\Theta(n+1)$ n'exige que la connaissance de $\Theta(n)$ rafraîchi ou mis à jour, par la nouvelle mesure de $y(n+1)$.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

OUVRAGES :

- [1] : **Babary J.P., Pelczewski W.** : *Commande optimale des systèmes continus déterministes*. Ed. Masson, Paris, 1985.
- [2] : **Benson R.S.** : *The thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines*. vol 1, Oxford University Press, Oxford, 1982.
- [3] : **Bidard R., Bonin J** : *Energétique et turbomachines*. Editions Eyrolles, Paris 1980.
- [4] : **Borne P, Dauphin-Tanguy G., Richard J.P., Rotella F., Zambettakis I.** : *Modélisation et identification des processus*. Editions Technip, Paris, 1992.
- [5] : **Borne P, Dauphin-Tanguy G., Richard J.P., Rotella F., Zambettakis I.** : *Commande et optimisation des processus*. Editions Technip, Paris, 1990.
- [6] : **Brun R.** : *Science et technique du moteur Diesel industriel et de transport*. Editions Technip, Paris, 1981.
- [7] : **Bühler H.** : *Réglages échantillonnées. Tome 2 : Traitement dans l'espace vectoriel d'état*. Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1983.
- [8] : **Degobert P.** : *Automobile et Pollution*. Editions Technip, Paris, 1992.
- [9] : **Dellanette M.** : *Les moteurs à injection*. Editions Technip, Paris, 1989.
- [10] : **Fergeon C.** : *Commande numérique des systèmes*. Ed. Masson, Paris, 1986.
- [11] : **Foulard C., Gentil S., Sandarz J.P.** : *Commande et régulation par ordinateur numérique*. Editions Eyrolles, Paris, 1987.
- [12] : **Haupais A.** : *Combustion dans les moteurs Diesel*. Tech. de l'Ing., Fascicule B2700, 1988.
- [13] : **Hubert F.** : *Technologie du turbocompresseur*. Editions ETAI, Paris, 1987.
- [14] : **Kuester J.L., Mize J.H.** : *Optimization techniques*. Mac Graw Hill, 1973.

- [15] : **Lallemand** : *Cours de thermodynamique appliquée*. INSA de Lyon, Lyon, 1981.
- [16] : **Legras G.** : *Algorithmes et programmes d'optimisation non linéaires avec contraintes. Application à la commande optimale*. Editions Masson, Paris, 1980.
- [17] : **Najim M.** : *Modélisation et identification en traitement de signal*. Editions Masson, Paris, 1988.
- [18] : **Najim K., Muratet G.** : *Pratique de la régulation numérique des processus industriels*. Editions Masson, Paris, 1983.
- [19] : **Nussbaumer H.** : *Informatique industrielle, Tome III*. Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1987.
- [20] : **Pichard J.** : *Mécanique des fluides appliquées aux moteurs à capsulisme*. Techniques de l'ingénieur, Fascicule B 369,1, 1988.
- [21] : **Raynal B.** : *Moteurs thermiques et pollution atmosphérique - réglementation des véhicules automobiles*. Tech. de l'Ing., Fascicule B378,2, 1988.
- [22] : **Rauch J.** : *Insonorisation et remplissage des moteurs à piston*. Techniques de l'ingénieur, Fascicule B 369,9, 1988.
- [23] : **Serruys M.** : *Cycles et problèmes de rendement dans les machines à combustion interne*. Tech. de l'Ing., Fascicule B 1225, 1988.
- [24] : **Vichniesky** : *Thermodynamique appliquée aux machines*. Eds Masson, Paris, 1980.
- [25] : **Watson N., Jonata M.S.** : *Turbocharging the internal combustion engine*. The MacMillan Press limited, London 1982.

THESES :

- [26] : **Benhassaine M.** : *Etude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés piston-chemise en moteur Diesel*. Thèse de doctorat, ECL, Ecully, 16 Sep. 1992.
- [27] : **Bidan P.** : *Modélisation et commande d'un moteur à allumage commandé d'automobile*. Thèse de doctorat, Université Paul Sabatier, Toulouse, 26 Octobre 1989.
- [28] : **Claude D.** : *Decouplage et linéarisation des systèmes non linéaires par bouclages statiques*. Thèse de doctorat, Paris-Sud, 17 Juin 1986.

- [29] : **Dauron A.** : *Modélisation et commande d'un moteur à combustion interne : application à la régulation de la richesse.* Thèse de doctorat, Paris IX, 20 Juin 1991.
- [30] : **Duyme V.** : *Récupération énergétique à l'échappement d'un moteur de véhicule industriel par une turbine à gaz entraînant les auxiliaires. Simulation du fonctionnement et optimisation du système.* Thèse de doctorat, INSA, Villeurbanne, 19 Février 1990.
- [31] : **Elmaleh A.** : *Contribution à la caractérisation du fonctionnement des turbocompresseurs de suralimentation.* Thèse de doctorat, Paris VI, 1981.
- [32] : **Gayvalet H.** : *Modélisation d'une turbine centrifète de suralimentation.* Thèse de doctorat, ENSAM, 26 juin 1985.
- [33] : **Gentil S.** : *Etude comparative de diverses méthodes statistiques d'identification de systèmes dynamiques.* Thèse de doctorat, Grenoble, 7 Juillet 1972.
- [34] : **Hardianto T.** : *Etude expérimentale du Diesel en régime transitoire, modélisation des émissions gazeuses.* Thèse de doctorat, ECL Ecully, 15 Septembre 992.
- [35] : **Hayyani M.Y.** : *Etude théorique et expérimentale des phénomènes thermiques dans un moteur Diesel. Application à la modélisation du cycle indiqué.* Thèse de doctorat, INSA, Villeurbanne, 4 juillet 1988.
- [36] : **Hetet J.F.** : *Etablissement d'un programme de simulation du fonctionnement de moteurs Diesel suralimentés par deux étages de turbocompresseurs en série. Application à la recherche des limites d'exploitation en relation avec le phénomène de pompage dans les compresseurs.* Thèse, ENSM Nantes, 11 Janvier 1989.
- [37] : **Lagasse J.P.** : *Contribution à l'étude des performances d'une petite turbine de suralimentation en régime pulsé.* Thèse de doctorat, ENSAM, 9 Décembre 1986.
- [38] : **Lavy J.** : *Contribution à l'étude des performances d'une petite turbine de suralimentation en régime stationnaire.* Thèse de doctorat, Paris VI, 20 Décembre 1991.
- [39] : **Manol R.** : *The effect of off-design conditions on the performance of a turbocharged Diesel engine.* M. Sc. Thesis, UMIST, 1974.
- [40] : **Neyran B.** : *Identification et commande en temps discret des systèmes non linéaires à paramètres variables en utilisant des modèles à état affine.* Thèse de doctorat, INSA de Lyon, Juillet 1987.

[41] : **Paszkievicz D.P.** : *commande des procédés non linéaires en temps continu et en temps discret. Application à un réacteur chimique de neutralisation.* Thèse de doctorat, INSA, Villeurbanne, 17 Décembre 1987.

[42] : **Roumegoux J.P.** : *Contribution à la modélisation de la demande énergétique des véhicules industriels.* Thèse doctorat, ECL, Ecully, 12 Juillet 1990.

[43] : **Solhjoei N.** : *Etude des caractérisations des turbocompresseurs en écoulements pulsés.* Thèse de doctorat, Paris VI, 20 Décembre 1983.

[44] : **Younes R.** : *Modélisation du turbocompresseur de suralimentation en régime stationnaire et instationnaire.* DEA, ECL, Ecully, 18 Septembre 1989.

[45] : **Zellat M.** : *Etude d'un modèle phénoménologique de combustion multizones en moteur Diesel à injection directe.* Thèse de doctorat, ECL, 9 Juillet 1984.

[46] : **Zhu Y.G.** : *Effet de l'écoulement pulsé sur le fonctionnement d'un groupe moteur - turbocompresseur.* Thèse de doctorat, Paris VI, 27 Septembre 1984.

PUBLICATIONS :

[47] : **Adanson B.N. et coll** : *Simulation of in-cylinder flow combustion in reciprocating engines.* 5 th Int. Conf. Science and engineering on supercomputers. Londres 1990.

[48] : **Alves G.J.** : *Prime mover control using microcontroller technology.* incl. in the benefits of electronic control systems for internal combustion engines, Instt. of Mech. Engrs., 1989.

[49] : **Amsden A.A., O'rourke P.J., Bulter T.D.** : *Kiva II : A computer program for chemically reactive flows with sprays.* Los Alames National Laboratory; Report LA-11560-MS, 1989.

[50] : **Anthoine M.P., Dauron A., Serine M.** : *Régulation adaptative de richesse avec sonde proportionnelle et actionneur papillon.* SIA n° 92032, 1992

[51] : **Augello M.D.** : *Prometheus, un programme européen de recherche sur la sécurité routière.* revue SIA, 10-1989.

[52] : **Babsky J. et coll** : *Conférence internationale de la route et de la circulation routière.* Berlin, Carminat, 09-1988.

[53] : **Baranescu R.A.** : *Influence of fuel sulfur on Diesel particulate emission.* SAE paper n° 881174, 1974.

- [54] : **Belaygue P.** : *Aspects généraux du problème des écoulements gazeux dans les moteurs. Inventaire des méthodes d'approches.* SIA, n° 4, Avril 1974.
- [55] : **Benson R.S., Garg R.D., Woollatt D.** : *A numerical solution of unsteady flow problems.* Proceedings of I.M.E., vol 6, 1964.
- [56] : **Bidault M.** : *La réduction des émissions des moteurs de véhicules industriels.* SIA n° 90099, 1990.
- [57] : **Billings S.A., Fadzeli M.B., Sulley J.L., Johnson P.M.** : *Identification of non linear difference equation model of an industrial Diesel generator.* Mechanical Systems and Processings. n° 2, pp 59-76, 1988.
- [58] : **Blin M.** : *Le moteur Diesel et la pollution.* Séminaire "Camion 91" à Liège, Belgique, 11 oct. 1991.
- [59] : **Bowns D.E.** : *The dynamic transfer characteristics of reciprocating engine.* Proc. Instn. Mech. Engrs., vol 185, pp 16-71, 1970-71.
- [60] : **Charlton S.J.** : *A study of highly turbocharged high speed Diesel engines.* Proceedings of I.M.E., vol 198, n° 9, 1984.
- [61] : **Chen S.K., Billings S.A., Cowan C.F.K., Grant P.M.** : *Practical identification of Narmax models using radial basis function.* Int. J. Control, n° 6, pp 1327-1350, 1990.
- [62] : **Chen S.K., Flynn P.F.** : *Development of a single cylinder compression ignition research engine.* SAE paper n° 650733, 1965.
- [63] : **Cobert A.G., Elder R.L.** : *Mathematical modelling of compressor stability in steady and unsteady flow conditions.* AGARD, Proc. Con., CP 177, Avril 1976.
- [64] : **Dubin M.P.** : *L'injection électronique Diesel.* Congrès SIA, Ecully, 14-15 Avril, 1993.
- [65] : **Fabri J.** : *Prévision des instabilités de fonctionnement dans les installations de compresseurs.* Revue Française de mécanique, n° 1, 1983.
- [66] : **Fayri F., Benajes J., Chust M.D.** : *Programme pour étude assisté par ordinateur de systèmes d'admission et d'échappement de moteurs.* Entropie n° 162, pp 17-23, 1991.
- [67] : **Fliesses M., Cyrot D.N.** : *Vers une approche algébrique des systèmes non linéaires en temps discret.* Analysis and Optimization of systems, Versailles, Lect. Notes Control Inform. Sciences, 28, Springer Verlag, pp 594-603, 1980.

- [68] : Friberg M., Mahieddine M., Toussaint M., Frelin M. : *Prévision des caractéristiques des turbomachines. Application à une pompe centrifuge, un compresseur et une turbine*. Revue Française de Mécanique, 1988.
- [69] : Furuhashi S., Sasaki S. : *New device for measurement of piston frictional forces in small engines*. SAE Trans. n° 831284, pp 39-50, 1983.
- [70] : Garaudée B. : *Identification dynamique dans l'espace vectoriel d'état, des fonctions de transfert d'un groupe motopropulseur Diesel suralimenté, application à sa commande optimale*. Entropie n° 132, pp 40-49, 1986.
- [71] : Gaur R.R., Kumar K., Babu M.K., Garg R.D. : *A thermodynamic simulation model for a 4 stroke medium Diesel engine*. SAE paper n° 840516, 1984.
- [72] : Ghuman A.S., Iwamuro M.A., Weber H.G. : *Turbocharged Diesel engine simulation to predict steady-state and transient performance*. ASME paper n° 77-DGP-5, 1977.
- [73] : Gillant P. : *Prédiction de la limite de stabilité des compresseurs axiaux multi-étages*. Revue Française de mécanique, n° 4, 1988.
- [74] : Gissing G.L., Renard R., Hassenforder M. : *Model based design and control of Diesel engines*. SAE paper n° 890568, 1989.
- [75] : Gissing G.L., Frank P.M., Wunnennberg J. : *Model-based electronic Diesel engine and turbocharger control*. SAE paper n° 900595, 1990.
- [76] : Guérrassi N., Champoussi J.C. : *Time-space description of convective and radiative heat transfer on cylinder head of ID Diesel engine*. Eurotherm 15, 4-5, IMF Toulouse, pp 251, December 1991.
- [77] : Guichaoua J.L., Magnien J.F., Perrin H., Constants B. : *Frottement et température du film d'huile entre piston, segments et chemise d'un moteur Diesel*. Journées internationales sur le moteur Diesel d'application, Congrès SIA, ECL, Ecculy, 13-14 Mai 1984.
- [78] : Guiterez P. : *Définition des modes transitoires de moteurs Diesel suralimentés*. INSA, Villeurbanne, pp 275-290,
- [79] : Hales J.M., May M.P. : *Transient cycle emissions reduction at Ricardo - 1988 and beyond*. SAE paper n° 860456, 1986.
- [80] : Hardianto T., Garaudée B., Champoussin J.C. : *Modélisation et identification du débit instantané d'une pompe à injection de gazole*. Revue RAPA, Vol. 5, n° 3, 1992.

- [81] : **Hendricks E.** : *Continuous identification of a four stroke SI engine*. Proc. of the American Control Conference, pp 1876-1881, 1990.
- [82] : **Hendricks E.** : *Mean value modeling of a small turbocharged Diesel engine*. SAE paper n° 910070. 1991.
- [83] : **Hendricks E. et coll** : *Analysis of mean value SI engine models*. SAE paper n° 920682, 1992.
- [84] : **Hogh G., Powell B.K., Lawson G.P.** : *Real time engine dynamic analysis & control*. SAE paper n° 885104, 1988.
- [85] : **Ishida Y., Ohata A.** : *Dynamic and volumetric efficiency of four cylindres engines*. SAE paper n° 820407, 1982.
- [86] : **Isomura S. et coll** : *Development of variable inertia charging system of 4 1,6l DOHC engine*. JSAE review, vol. 8, n° 4, 1987.
- [87] : **Janhs G., Förster P.W.** : *Modelling Diesel engine performance*. SAE paper n° 871615, 1987.
- [88] : **Khan I.M., Grigg H.C.** : *Progress of Diesel combustion researh*. 9th Int. Congress on Combustion Engines, Stockholm, 1971.
- [89] : **Kienche U.** : *Distributed realtime processing in automotive networks*. SAE Special Publications, n° 806, pp 17-25, 900696, 1990.
- [90] : **Korner W.D.** : *Les moteurs VI Modernes sous l'aspect des émissions à l'échappement: Problèmes et perspectives d'avenir*. SIA n° 90094, 1990.
- [91] : **Kyrtatos N.P.** : *A microcomputer based Diesel engine simulater for advanced ship propulsion monitoring and control systems*. Naval Engineers Journal, January, 1988.
- [92] : **Lallemand A.** : *Modélisation d'un groupe turbocompresseur de suralimentation de moteur alternatif*. Entropie, n° 111, 1983.
- [93] : **Lambert J.** : *Emissions de CO, HC et NOx du trafic de 1970 à l'an 2000*. Colloque "Pollution de l'air par les transports", Paris, 2 et 3 juin 1987.
- [94] : **Ledger J.D., Walmsley S.** : *Computation and simulation of a turbocharged Diesel engine operation under transient load conditions*. SAE paper n° 71077, 1977.

- [95] : **Léquime B.** : *Place des transports routiers dans la pollution de l'air*. Colloque "Pollution de l'air par les transports", Paris, 2 et 3 juin 1987.
- [96] : **Leontaris I.H., Billings S.A.** : *Input-Output parametric models for non-linear systems - Part 1: Deterministic non-linear systems; Part 2: Stochastic non-linear systems*. Int. J. Control, vol 41, pp 303-344, 1985.
- [97] : **Liazid A., Champoussin J.C., Younes R.** : *Modèle à état affine en temps discret des émissions gazeuses d'un Diesel suralimenté*. Revue RAPA, à paraître.
- [98] : **Liazid A., Champoussin J.C., Younes R. Rachid A., Garaudée B.** : *Modélisation dynamique des émissions gazeuses du Diesel par les méthodes de l'automatique*. Congrès SIA, Ecully, n° 93052, 1993
- [99] : **Mario Cesar M.M., Sergio B.** : *Equations developed to accurately model centrifugal compressor performance*. Oil & Gas Journal, 28 Nov. 1988.
- [100] : **Mcarragher J.S. et coll.** : *Evaporative emissions from modern European vehicles and their control*. SAE paper n° 880315, 1988.
- [101] : **Mercier G.** : *Formation et moyens de réduction des polluants dans les moteurs Diesel*. Journée d'étude ICF, Paris 9 Nov. 1972.
- [102] : **Millington B.W., Hartles E.R.** : *Frictionnal losses in Diesel engine*. SAE Trans., n° 680590, pp 2390-2410, 1986.
- [103] : **Le Moteur Moderne** : *Recherche des conditions optimales de définition et de fonctionnement d'un système moteur - transmission continue*. Rapport de recherche financée par le Ministère de Recherche et de le Technologie, Janvier 1986.
- [104] : **Ohata A., Matsumoto I.** : *Variable induction systems to improve volumetric efficiency at low andior medium engine speeds*. SAE paper n ° 860100, 1986.
- [105] : **Otani T. et coll.** : *Effets of fuel injection pressure and fuel properties on particulate emissions from H.D.D.I. Diesel engine*. SAE paper n° 881255, 1988.
- [106] : **Pattas K.N., Stamatelos A.M.** : *Transient behaviour of turbocharged engined vehicles equipped with Diesel particulate traps*. SAE paper n° 920361, 1992.
- [107] : **Randon M.** : *Le véhicule industriel dans la ville*. Arts et Manufactures, n° 439, pp 19-24, 1992.

- [108] : **Rhodes M.L.P., Parker D.A.** : *AEconoguide - The low friction piston*. SAE paper, n° 840181, 1984.
- [109] : **Roszas T., Brandistetter W.** : *Optimization of the charge process in modern motot vehicule*. SAE paper n° 885058, 1988.
- [110] : **Roy S., Malik O.P., Hope G.S.** : *A k-step predictive for speed control of Diesel driven power-plants*. IEEE, Industrial and commercial powwer systems, pp 63-69, 1991.
- [111] : **Rousseau J.C.** : *Traitement du cas d'un moteur 4 temps par la méthode des caractéristiques. Comparaison expérience - calcul pour un monocylindre*. SIA, n° 4, Avril 1974.
- [112] : **Setoklosa H., Ferenc M. Osaba J., Osuch W.** : *Evaluation of the dynamic reponse of a medium speed Diesel engine in generator set applied as stand-by power source for nuclear plants*. CIMAC 87 in Warschau, 17 th International Congress on combustion engines.
- [113] : **Shamsi S.S.** : *Experimental and analytical investigations of the transient performance of a turbocharged Diesel engine*. Proc. IME, London, vol. 185, 1970.
- [114] : **Shamsi S.S.** : *Development of a real-time digital computer simulation of a turbocharged engine*. SAE paper n° 800521, 1980.
- [115] : **Sharman R.H., Blumberg P.N.** : *The influence of induction and exhaust processes on emission and fuel consumption in the spark ignited engine*. SAE paper n° 770880, 1977.
- [116] : **Shen K., Cheg C.** : *A study of the transient performance turbocharged Diesel engine using the quasi-steady model*. Transactions of CSICE, vol 6, n° 3, 1988.
- [117] : **Smith C.O., Bryzik W.** : *Relationships between exhaust smoke emissions and operating variables in Diesel engines*. SAE paper n° 770718, 1977.
- [118] : **Sontag E.D.** : *Realization theory of discrete-time non-linear systems : Part 1, the bonded case*. IEEE. Trans. on circuits and systems, vol 26, pp 379-384, 1979.
- [119] : **Soret P.** : *Le modèle SIMAVERO de consommation d'un poids lourd*. Journée "consommation d'énergie de la circulation automobile", ENPC, Octobre 1979.
- [120] : **Srivastava J.P.** : *Transient reponse characteristics of an exhaust gas turbocharger*. The Journal of Automotive Engineering, IME, 1974.
- [121] : **Steve M.W.** : *A control design for heavy duty Diesel engine* . ASME paper, n° 81-ICE-33, 1981.

- [122] : **Thelliez P., Charpentier C.** : *Evaluation des effluents non gazeux de la combustion de machines thermiques*. Entropie, n° 106, pp 94-103, 1982.
- [123] : **Umino H.** : *Législation in Japan - Connected with vehicle emission & fuel economy regulations*. VDI Fortschritt-Berichte n° 150, pp 130-153, 1991.
- [124] : **Wang C.H.T., Greves G.** : *Origins of Diesel Particulate Mass Emission*. SAE paper n° 810262, 1981.
- [125] **Wachter W.F.** : *Analysis of transient data of a modelyear 1991 heavy duty Diesel engine*. SAE paper n° 900443, 1990.
- [126] : **Watson N., Marzouk M.** : *A non linear digital simulation of turbocharged Diesel engines under transient conditions*. SAE paper n° 770123, 1977.
- [127] : **Watson N.** : *Dynamic turbocharged Diesel simulation for electronic control system development*. Journal of Dynamic systems Measurement and Control, vol 106, pp 27-45, 1984.
- [128] : **Whitehouse N.D., Sotter A., Jonata M.S.** : *Estimating the effects of altitude, ambient temperature and turbocharger match on engine performance*. Proc. IME, London, vol. 178, n° 19, 1962/64.
- [129] : **Wallace F.J., Gave R.R.** : *A general approach to the computer solution of single and two stage turbocharged Diesel engine matching*. Proc. IME, London, vol. 187, n° 48; 1974.
- [130] : **Wellstead P.E.** : *Application of adaptive techniques to internal combustion engine control*. incl. in the benefits of electronic control systems for internal combustion engines, Instt. of Mech. Engrs., 1989.
- [131] : **Wellstead P.E., Zanker P.M.** : *Self-tuning optimization of ignition automotive engine*. IEEE Control Syst. Mag., vol 10, n° 3, pp 94-101, 1990.
- [132] : **Winterbone D.E.** : *A wolly dynamic model of a turbocharged Diesel engine for transfert function evaluation*. SAE paper n° 770124, 1977.
- [133] : **Winterbone D.E.** : *Identification of a turbocharged Diesel engine*. Control of cars and engine, 1979.
- [134] : **Winterbonne D.E.** : *The application of gas dynamics for the design of engines manifolds*. Proc. of the congress on engine modelling, p 19, Valencia, june 1987.

[135] : Winterbonne D.E., Tenant D.W.H. : *The variation of friction and combustion rates during Diesel engine transients*. SAE paper n° 810339, 1981.

[136] : Yokooku K., Nagoa A., Oda H. : *Development of Mazda fuel-efficient concept car*. SAE Trans. n° 841309, pp 295-307, 1984.

[137] : Younes R., Liazid A., Champoussin J.C. : *Modélisation du moteur Diesel suralimenté en vue de sa commande optimale*. Entropie, n° 174/175, pp 31-42, 1993.

[138] : Younes R., Liazid A., Champoussin J.C. : *Simulation par modèle de connaissance du comportement transitoire du Diesel suralimenté*. SIA n° 93051, 1993.

[139] : Younes R., Liazid A., Champoussin J.C. : *Analyse de la réduction de la pollution du Diesel par turbocompresseur à géométrie variable*. La Rochelle. Congrès Véhicules propres, 6-7 Novembre 1993.

[140] : Yuen W.W., Servati H. : *A mathematical engine model including the effect of engine emissions*. SAE paper n° 840036, 1984.