

SIMULATION PAR MODELE DE CONNAISSANCE DU COMPORTEMENT TRANSITOIRE DU DIESEL SURALIMENTE *SIMULATION OF TURBOCHARGED DIESEL ENGINE TRANSIENT BEHAVIOUR BY KNOWLEDGE MODEL*

MM. R. YOUNES, J.C. CHAMPOUSSIN, A. LIAZID – LMT, Ecole Centrale de Lyon

SIA N° 93051

ABSTRACT :

We present in this paper a model of turbocharged Diesel engine in transient conditions. This model is non-linear, simple, but sufficiently precise to be used for optimal control of emissions and consumption of the engine. It is built with correlative or knowledge sub-models to describe on one hand, internal group of characteristics such as engine and turbocharger speeds, turbocharged pressure, fuel and air mass flows, on the other hand two pollution variables unburned hydrocarbons and Bosch smoke index. Practical simulations compared with experimental measurements on test bench are presented. The mean relative discrepancy is less than 5%.

Keywords : Turbocharged Diesel engine . Transient regime. Non-linear modelling . Emissions .

RESUME :

Afin de réaliser une loi de commande visant à optimiser la pollution et la consommation du moteur Diesel en régime transitoire, il est indispensable de disposer d'un modèle simple, précis et exploitable numériquement en temps réel sur micro-calculateur. Le modèle, présenté dans ce papier, est élaboré essentiellement sur les lois physiques qui gouvernent les phénomènes internes (modèle de connaissance), auxquelles des lois corrélatives ont été ajoutées. Les réponses simulées sont comparés aux mesures réalisées sur banc d'essai moteur. L'erreur relative moyenne reste inférieure à 5%.

Mots-clés : Moteur Diesel suralimenté . régime transitoire . Modélisation non linéaire . Pollution .

NOMENCLATURE :

A : Débit d'air admis dans le cylindre
Cr : Couple résistant sur le vilebrequin
 C_p : Chaleur massique à pression constante
 C_{pg} : Chaleur massique des gaz d'échappement
 C_v : Chaleur massique à volume constant
Cy : Cylindrée du moteur

F : Débit de gazole injecté par la pompe
G : Grandeur physique quelconque
HC : Hydrocarbures imbrûlés
I : Inertie
 I_B : Indice de fumées Bosch
k : Coefficient polytropique
K : Raideur du ressort de la vanne de décharge
La : Position de la pédale d'accélérateur
M : Débit massique
N : Vitesse de rotation
p : Pression
P : Puissance
pmf : Pression moyenne de frottement
Pci : Pouvoir calorifique du combustible
r : Constante massique des gaz parfaits
s : Variable de Laplace
S : Surface
T : Température
U : Vecteur des variables d'entrée (La , Cr)
t : Temps
V : Volume
X : Vecteur des variables d'état

INDICES

a : Admission
at : Aérothermique
C : Compresseur
ch : Chimique
corr : Corrélation
e : Echappement
f : Frottement
h : Echangeur de refroidissement
i : Indiqué
k : Coefficient polytropique
L : Référence des conditions aux limites
m : Moteur
o : Eau
huile : Lubrifiant
s : Suralimentation
S : Stationnaire
T : Turbine
tc : Turbocompresseur
v : Volumétrie
wg : Vanne de décharge (waste-gate)
0 : Référence des conditions initiales

LETTRES GRECQUES

θ	: Vecteur des paramètres des lois de corrélation
Π	: Rapport de pression
η	: Rendement
γ	: $\gamma = C_p/C_v$
ε	: Rapport volumétrique
ρ	: Masse volumique
τ	: Constante

I - INTRODUCTION :

La sévèrisation des normes de pollution a entraîné une très forte activité de recherche afin de rendre le moteur Diesel plus "propre". A titre d'exemple le tableau 01 fournit les valeurs des émissions contaminantes des moteurs Diesel lourds fixées par les nouvelles normes de la CEE.

	Euro I	Euro II	Euro III
CO	4.9	4	2
HC	1.23	1.1	0.5
NOx	9	7	5
PM	0.4	0.15	0.1

Tableau 01 : Emissions dangereuses selon le cycle Euro.

C'est dans ce cadre que les diésélistes s'intéressent de près à la commande du moteur [1], [2], dans le but de réduire ses émissions. La suralimentation à air refroidi, le variateur d'avance, les équipements d'injection (avance, durée, quantité), les turbocompresseurs à géométrie variable, les systèmes de variation du taux de tourbillon (swirl), permettent de faire varier certains paramètres moteur en fonction de la charge, du régime ou d'autres variables internes ou externes au moteur [3].

Il est clair que seule l'électronique permettra d'optimiser ces systèmes en les commandant convenablement. Le principe de fonctionnement d'un dispositif numérique de commande optimale est explicité sur la figure 01. Sa mise en oeuvre nécessite une excellente connaissance préalable du groupe moteur en régime stationnaire et surtout transitoire, pour lequel la pollution est nettement supérieure (environ 30 % de plus qu'en stationnaire [4]).

Nous recherchons donc des modèles capables de décrire, en fonction des entrées, (position de la pédale d'accélérateur L_a et couple résistant Cr), les polluants émis. Par suite des contraintes expérimentales liées aux temps de réponse des capteurs, seuls les HC et les fumées ont pu être étudiés. D'autres variables internes sont nécessairement modélisées, de nature mécaniques (vitesse du vilebrequin N et vitesse du turbocompresseur N_{tc}) ou aérodynamiques (débit d'air, pression de suralimentation).

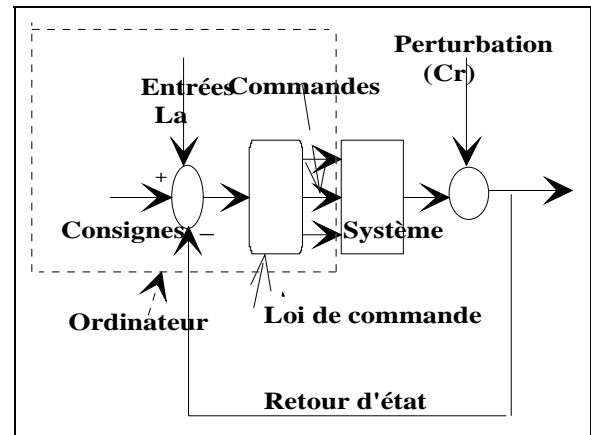


Fig. 01 : Commande d'un système

II - DESCRIPTION DU MODELE PROPOSÉ:

Le groupe moteur comprend trois parties principales : la pompe d'injection, le turbocompresseur et le moteur proprement dit (figure 02); la partie moteur est formée elle de même trois ensembles : le collecteur d'admission, les cylindres et le collecteur d'échappement. Dans les équations qui suivent, hormis la vitesse de rotation du moteur et celle du turbocompresseur qui sont exprimés en tr/mn, toutes les grandeurs sont dans le système SI.

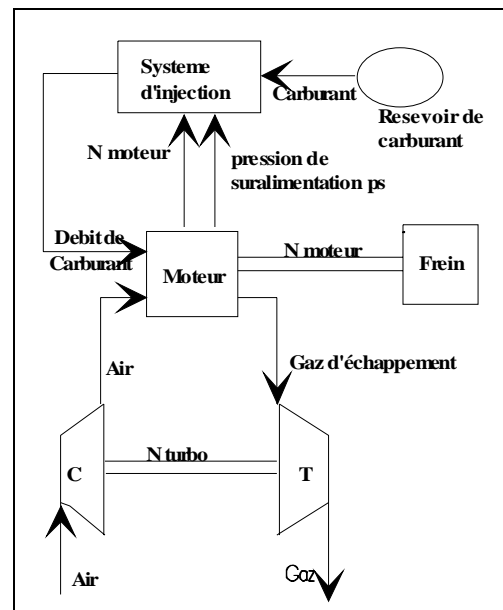


Fig. 02 : Schéma simplifié du moteur Diesel suralimenté

II-1 L'injection :

Le débit transitoire du système d'injection est décrit d'après [5] par une fonction de transfert de la forme:

$$G_i(s) = \text{Error!} \quad (1)$$

où s désigne la variable de Laplace. Le débit stationnaire du carburant F est modélisé par une relation corrélatrice en fonction de la position d'accélérateur L_a , du régime de rotation N et de la pression du suralimentation p_s [5].

$$F = A_0 + A_1 \cdot N + A_2 \cdot N^2 + \dots \quad (2)$$

où, les A_i sont des polynômes en L_a . Le débit maximum est donné par un polynôme du premier degré en N et p_s .

II-2 Le turbocompresseur :

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

$$\frac{\pi^2}{900} \cdot I_{tc} \cdot N_{tc} \cdot \frac{dN_{tc}}{dt} = P_t - P_c - \text{Pertes} \quad (3)$$

$$\text{avec } P_T = C_e \cdot T_e \cdot M_T \cdot \left(1 - \Pi_T^{*(k_T-1/k_T)}\right) \cdot \eta_t \quad (4)$$

$$P_C = C_a \cdot T_a \cdot M_C \cdot \left(\Pi_C^{(k_C-1)/k_C} - 1\right) / \eta_c \quad (5)$$

où k_T et k_C désignent les coefficients polytropiques de la compression et de la détente réelle. Or, du fait de la faible variation des rapports de pression (Π_T et Π_C), on peut écrire :

$$(1 - \Pi_T^{*(k_T-1/k_T)}) = k_T \cdot \Pi_T^{*,T} \quad (6)$$

$$(\Pi_C^{(k_C-1)/k_C} - 1) = k_C \cdot \Pi_C \quad (7)$$

En reportant ces résultats dans les équations (4) et (5) on obtient :

$$P_T = K_T \cdot T_e \cdot M_T \cdot \Pi_T^{*,T} \cdot \eta_t \quad (8)$$

$$P_C = K_C \cdot T_a \cdot M_C \cdot \Pi_C / \eta_c \quad (9)$$

où k_T , k_C , K_T et K_C sont des constantes.

Les pertes sont exprimées par une fonction linéaire de la vitesse de rotation du turbocompresseur et de la température moyenne du lubrifiant [6] :

$$\text{Pertes} = A \cdot N_{tc} + B \cdot T_{\text{huile}} + C \quad (10)$$

La turbine et le compresseur sont modélisés à partir de leur cartes statiques, généralement fournies par le constructeur, en utilisant la représentation [7], soit pour la turbine :

$$M_T = M_{T0} \left(M_T, \frac{N_{tc}}{\sqrt{T_e}} \right) \quad (11)$$

$$\eta_T = \eta_T \left(M_T, \frac{N_{tc}}{\sqrt{T_e}} \right) \quad (12)$$

et pour le compresseur :

$$\Pi_C = \Pi_C(M_C, N_{tc}) \quad (13)$$

$$\eta_c = \eta_c(M_C, N_{tc}) \quad (14)$$

En réalité, la turbine fonctionne en régime pulsé. Cela peut avoir des conséquences non négligeables sur les performances du turbocompresseur. Une correction $\Pi^{*,T}$ doit alors être introduite afin d'en tenir compte. Elle est donnée par [8] :

$$\Pi^{*,T} = a \cdot \Pi_T + b \quad (15)$$

En régime transitoire, 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, soit 264 degrés vilebrequin pour le moteur étudié. Ainsi d'après [9] :

$$M_T(t) = M_C(t + \tau) \quad \text{avec } \tau = \frac{44}{N} \quad (16)$$

II-2-1 Température et pression à l'entrée de la turbine :

L'équation donnant la température T_e à l'entrée de la turbine est fournie par [10] :

$$T_e = T_0 + \Delta T_c + \Delta T_h + \Delta T_m \quad (17)$$

ΔT_c , ΔT_h et ΔT_m sont les accroissements de la température dus respectivement au compresseur, à l'échangeur et au moteur. Pour une compression polytropique, l'accroissement ΔT_c est donné par :

$$\Delta T_c = \eta_c \cdot T_0 \cdot \left(\left(\frac{P_c}{P_0} \right)^{k_C-1/k_C} - 1 \right) \quad (18)$$

La plage de variation de $\left(\frac{P_c}{P_0} \right)$ étant de 1 à 1,8 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 :

$$\Delta T_c = e + f \cdot \left(\frac{P_c}{P_0} \right) \quad (19)$$

dont les paramètres 'e' et 'f' seront déduits à partir des mesures expérimentales (figure 04). L'accroissement ΔT_h est obtenu en introduisant le rendement de l'échangeur :

$$\Delta T_h = T_c - T_h = \eta_h (T_c - T_0) \quad (20)$$

La perte de charge dans l'échangeur est obtenue d'après [11] :

$$P_h = \sqrt{P_2^c - k_I \cdot (T_c - T_h) \cdot A^{k^2}} \quad (21)$$

L'accroissement ΔT_m dû à la combustion est une fonction du rapport Air/Fuel et du régime de rotation du moteur N. [9] :

$$\Delta T_m = a_1 + \frac{a_2}{N} + \frac{a_3}{1 + A/F} \quad (22)$$

La relation empirique retenue pour donner la contre-pression p_e est donnée par [12] :

$$p_e = \Phi_0 + \Phi_1 \cdot N + \Phi_2 \cdot F + \Phi_3 \cdot \frac{A}{N} \quad (23)$$

où Φ_0 , Φ_1 , Φ_2 et Φ_3 sont des constantes à identifier expérimentalement.

II-2-2 La vanne de décharge :

Cette vanne est soumise aux trois effets de la pression de suralimentation, de la pression d'échappement et de la raideur du ressort. La somme algébrique de ces forces permet de déduire l'ouverture S_{wg} de la soupape de décharge,

$$S_{wg} = \pi \cdot D \cdot \frac{(p_c - p_0) \cdot S_c - (p_e - p_0) \cdot S_e - 100}{K} \quad (24)$$

où D est le diamètre de la soupape de décharge.

II-3 L'admission et l'échappement :

L'équation de conservation de la masse appliquée au collecteur d'admission s'écrit d'après [13] :

$$V_a \cdot \frac{d\rho_a}{dt} = M_a - M_c \quad (25)$$

L'air enfermé dans le cylindre quand la soupape d'admission se ferme comprend une fraction A d'air frais, la plus importante, introduite pendant la phase d'admission, et une fraction A_{cb} des gaz brûlés résiduels. Ainsi :

$$M_a = A + A_{cb} \quad (26)$$

avec pour un moteur quatre temps la relation classique :

$$A = \frac{P_A}{R \cdot T_A} \cdot C_y \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{N}{120} \quad (27)$$

$$\text{et } A_{cb} = k_1 \cdot A \cdot \left(\frac{N}{1000} \right)^{k_2} \quad (28)$$

une relation tirée d'essais. Le rendement volumétrique η_v du moteur s'exprime par la relation [7] :

$$\eta_v = a_0 + a_1 \cdot N + a_2 \cdot N^2 \quad (29)$$

où a_0 , a_1 et a_2 sont des fonctions linéaires de La . Pour le collecteur d'échappement, on a :

$$V_i \cdot \frac{d\rho_e}{dt} = M_c - M_T \quad (30)$$

II-4 Le moteur :

La loi fondamentale de la dynamique appliquée à la rotation du vilebrequin s'écrit :

$$\frac{\pi^2}{900} I \cdot N \cdot \frac{dN}{dt} = P_i - P_f - C_r \cdot N \cdot \frac{\pi}{30} \quad (31)$$

La puissance indiquée d'un moteur est définie par la relation générale :

$$P_i = P_{ci} \cdot F \cdot \eta_i \quad (32)$$

Le rendement indiqué η_i peut s'exprimer soit par une fonction de la forme $\eta_i = f_1(N) \cdot f_2(A/F)$ [7] ou $\eta_i = f(A/F)$ [13]. Nous avons choisi la première forme :

$$\eta_i = (b_0 + b_1 \cdot N + b_2 \cdot N^2) \cdot \left(1 - k_1 \cdot \frac{A}{F}\right)^{k_2} \quad (33)$$

La puissance dissipée par le frottement est définie par :

$$P_f = pmf \cdot C_y \cdot N/120 \quad (34)$$

où pmf est la pression moyenne de frottement global du moteur. Une étude bibliographique concernant les relations donnant la pmf est détaillée dans un travail récent [14]. Nous avons retenu, pour sa simplicité et sa précision acceptable, celle donnée par [7] :

$$pmf = a + b \cdot N + c \cdot N^2 \quad (35)$$

II-4-1 Corrections apportées au régime stationnaire :

Deux types de corrections ont été apportées aux grandeurs stationnaires selon leur nature. La première, pour η_v et η_i , prend la forme [13] :

$$\eta = \eta_s \cdot \frac{1}{\tau_1 + t} \cdot \frac{\tau_2}{\tau_3 + t} \quad (36)$$

la deuxième correction porte sur chacune des grandeurs définies par le vecteur $G = (\Delta T_m, p_e, HC, I_B)$. Elle se présente comme suit [11,13] :

$$G = G_s + f(N,A,F) \cdot \exp(-\lambda \cdot t) \quad (37)$$

où l est une constante à identifier.

II-5 Les fumées et les HC

Les modèles de connaissance qui fournissent la pollution du moteur Diesel sont à la fois extrêmement complexes et très incomplets (cas des HC par exemple). Leurs temps de calcul considérables les rendent inutilisables pour la commande. Aussi nous avons adopté des relations empiriques exprimant les diverses concentrations de polluants en fonction des variables de fonctionnement internes du moteur.

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 opacimètres et les densimètres. Cependant, les résultats obtenus avec ces appareils de mesure ne sont que comparatifs. Aucune relation quantitative n'est établie entre l'indication de ceux-ci et les propriétés de la fumée : vitesse, température, taille, composition et surtout masse de particules.

On trouve dans la littérature des relations établies entre certains paramètres de fonctionnement du moteur et

l'indice Bosch, l'opacité, ou la masse de suie [11], [15]. Citons celle utilisée dans ce travail [15] :

$$I_B = A_1 \cdot \left(\frac{A}{F}\right)^\alpha \quad (38)$$

L'exposant de cette relation varie très peu dans la plage de variation de 'N' et de 'A'. Aussi nous définissons sa valeur moyenne par :

$$\alpha = \frac{1}{\Delta N \cdot \Delta A} \int (A_2 \cdot N^3 + A_3 \cdot N^2 + A_4 \cdot N + A_5 \cdot A + A_6) dN \cdot dA \quad (39)$$

D'où la nouvelle forme utilisée pour I_B :

$$I_B = A_1 \cdot \left(\frac{A}{F}\right)^{A_2 \cdot N^3 + A_3 \cdot N^2 + A_4 \cdot N + A_5 \cdot A + A_6} \quad (40)$$

Pour les hydrocarbures imbrûlés, un modèle original a été développé dans le cadre de ce travail. Il est de la forme :

$$HC = B_1 \cdot \left(\frac{A}{F}\right)^{B_2 \cdot N^3 + B_3 \cdot N^2 + B_4 \cdot N + B_5 \cdot A + B_6} \quad (41)$$

VI - DISPOSITIF EXPÉRIMENTAL :

Le banc d'essai, conçu et utilisé pour l'étude expérimentale, comprend : un moteur Diesel suralimenté de série, 4 cylindres à préchambre, dont les caractéristiques sont reportées dans le tableau 02, et, un frein à courants de Foucault.

Course [mm]	8.9
Cylindrée [cm ³]	2068
Rapport volumétrique	21.5/1
Pression de compression [kg/cm ²]	20 à 30
Puissance maxi [ch]	88
à [tr/mn]	4250
Couple maxi [m.daN]	18.1
à [tr/mn]	2000
Pression de suralimentation [bar]	0.6

Tableau 02 : Caractéristiques du moteur

Différents systèmes de mesure sont utilisés : des dispositifs de mesure des grandeurs moyennes et instantanées, un analyseur HC à ionisation de flamme, un fumimètre Bosch et un dispositif d'acquisition, rapide par échantillonnage de signal, fonctionnant en temps réel ont été mis en oeuvre pour l'évaluation rapide et précise des grandeurs caractérisant le cycle moteur en régime transitoire. L'utilisation de ces dispositifs de mesure permet d'améliorer la qualité des mesures stationnaires par intégration de ces grandeurs sur un grand nombre de points.

III - RÉSULTATS THÉORIQUES ET EXPÉRIMENTAUX:

L'identification des modèles représentant les différents éléments du groupe-moteur, décrits par les équations (1) à (41) ci-dessus, a été réalisée par la méthode des moindres carrés pour les modèles linéaires (relations du type 22, 23, 35, ...) ou par la méthode du Simplex en non-linéaire (relations du type 33, 36, 37, ...). Le schéma de la figure 03 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 mathématique MATLAB.

En régime transitoire trois modes de fonctionnement peuvent être définis : mode d'accélération à couple résistant constant, mode d'application d'une charge à position d'accélérateur constante et mode d'accélération libre. Le modèle complet de l'ensemble moteur est validé dans le premier mode de fonctionnement grâce à une série de mesures expérimentales. Les figures 04 et 05 montrent la comparaison entre les réponses simulées par le modèle et les mesures expérimentales. La concordance mesure-modèle est tout à fait satisfaisante pour les grandeurs mécaniques (N et N_{ic}), il en est de même pour le débit d'air et les variables chimiques. Par contre, le bruit périodique observé sur le signal de la pression de suralimentation ne peut pas être simulé par ce modèle qui donne la valeur moyenne sur un cycle-moteur.

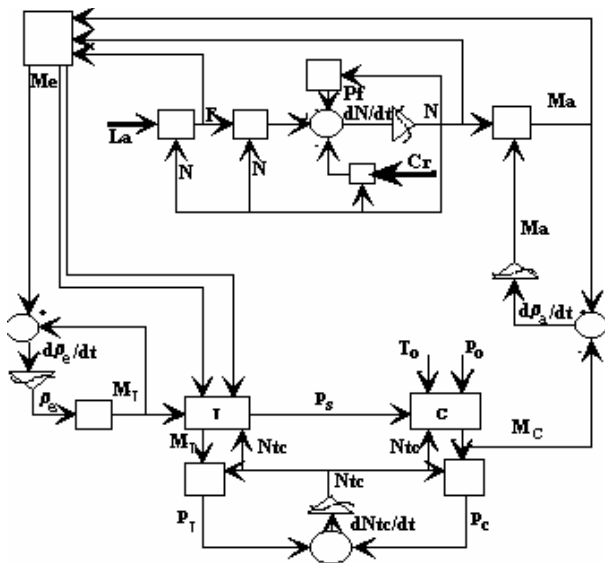


Fig. 03 : Schéma de la résolution du programme de simulation du comportement du Diesel.

Le modèle stationnaire global opère avec une erreur relative moyenne de l'ordre de 3.6% définie par :

$$\text{Erreur} = \sqrt{\frac{1}{Np} \cdot \sum \frac{[y_m(k) - y(k)]^2}{y(k)^2}} \quad (42)$$

En adoptant la même définition, celle du modèle transitoire est de 4.5%. On note donc le bon aspect prédictif de ce modèle. Cependant, il reste limitée par le grand nombre d'expériences qu'il faut réaliser pour obtenir une bonne précision.

CONCLUSION ET PERSPECTIVES :

L'élaboration d'une commande numérique non-linéaire passe généralement par les étapes suivantes : construction du modèle, linéarisation, élaboration de la loi de commande.

La première étape, décrite par cet article, est détaillée dans la référence [16] : 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 , A , F ...) et des sorties en pollution : hydrocarbures imbrûlés (HC) et fumées (I_B), pour des entrées variables : cran de combustible (La) et couple résistant (Cr).

La deuxième étape est développée dans la référence [17] dans laquelle on trouve une linéarisation moyennant un modèle adaptatif. La troisième étape constituera la finalité de l'ensemble de ces travaux.

BIBLIOGRAPHIE :

- [1] : Nicholas P. Kyrtatos ; *A microcomputer based Diesel engine simulator for advanced ship propulsion monitoring and control systems* .Naval Engineers Journal , January 1989
- [2] : Roy S. , Malik P.O. , Hope G.S. ; *A k-step predictive scheme for speed control of Diesel power-plants* . Industriel and commercial power systems, p 63-69,1991 .
- [3] : Bidault M. ; *La réduction des émissions des moteurs de véhicules industriels* . SIA n° 90099, 1990.
- [4] : Joumard R. , Paturol L. , Vidon R. , Guitton J.P. , Saber A.J. et Combet E. ; *Emissions unitaires de polluants des véhicules légers* . Rapport INRETS, n° 116 , 120p , Bron, mars 1990 .
- [5] : 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, sept 1992 .
- [6] : Kenyon P. : *A comparative experimental investigation of two turbocharger accelerating devices* . M.Sc.Thesis , UMIST , 1975 .
- [7] : Hendricks et all : *Mean value modelling of a turbocharged Diesel engine* . SAE paper 910070 .
- [8] : Latorre R.G. , Woodward J.B. : *Simulation of air and exhaust flows in four-stroke turbocharged Diesel engines* . International Shipbuilding Progress, vol 31, n° 358, 1984 .
- [9] : Ghuman A.S. , Iwamuro M.A. , Weber H.G. ; *Turbocharged Diesel engine simulation to predict steady-state and transient performance* . ASME paper 77-DGP-5 , 1977 .
- [10] : 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.
- [11] : Shamsi S.S. : *Development of a real-time digital computer simulation of a turbocharged engine* . SAE paper 800521, 1980.
- [12] : 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 de Lyon , 1990 .
- [13] : Ferenc M. , Osaba J. , Osuch W. , Stoklosa H. : *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 .
- [14] : Benhassaine M. : *Etude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés piston-chemise en moteur Diesel* . Thèse de doctorat, ECL, 1992 .
- [15] : Thelliez P. , Charpentier C. : *Evaluation des effluents non gazeux provenant de la combustion de machines thermiques* . Entropie n° 105 , 1982.
- [16] : Younes R., Champoussin J.C., Liazid A. : *Modélisation du moteur Diesel suralimenté en vue de sa commande optimale*. Entropie, 1993, à paraître.
- [17] : Liazid A. Champoussin J.C., Younes R. : *Modélisation dynamique des émissions gazeuses du Diesel par les méthodes de l'automatique*. Congrès SIA, 14 et 15 Avril, 1993, Ecully, France.

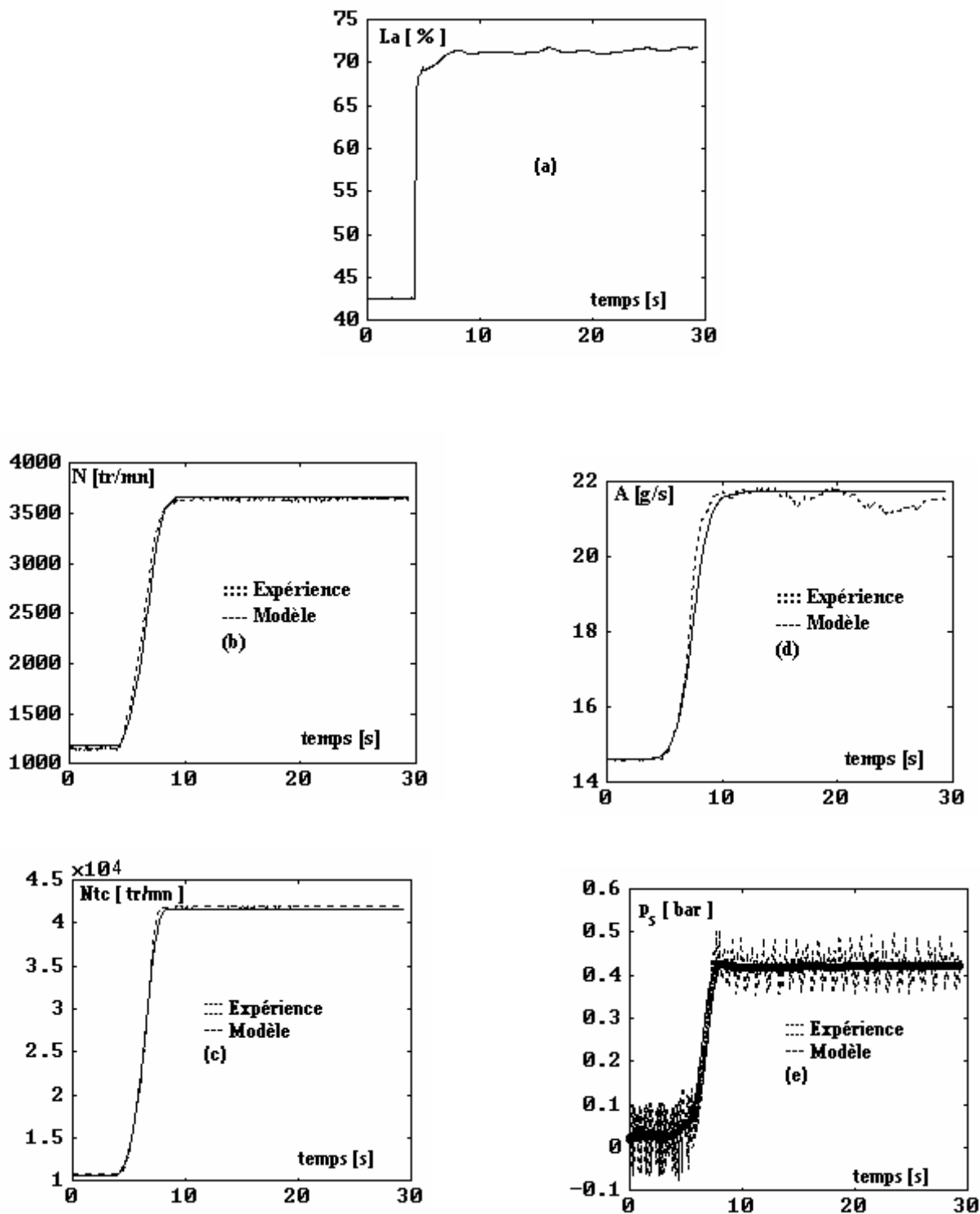


Figure 04 : Comparaison entre les variables dépendantes calculées d'après les modèles et les résultats expérimentaux .
dans le cas d'une accélération ascendante à couple résistant de 105,6 N.m .

- a) Pourcentage de la pédale d'accélération ; b) Régime de rotation du moteur ;
c) Régime de rotation du turbocompresseur ; d) Débit d'air admis ;
e) Pression de suralimentation

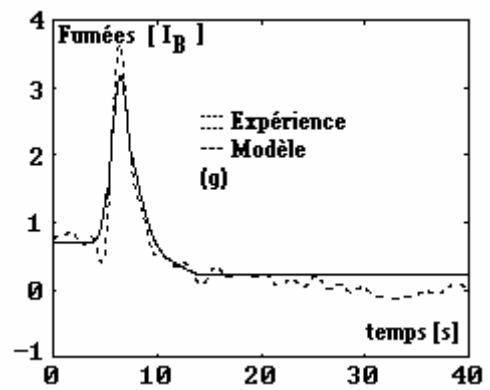
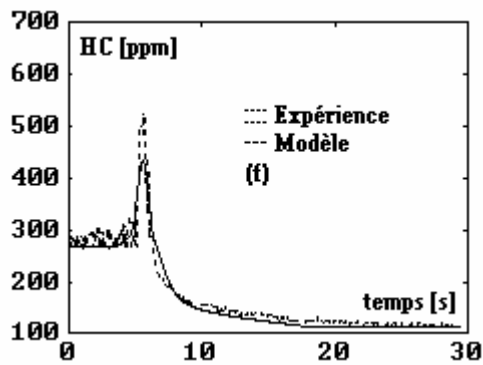
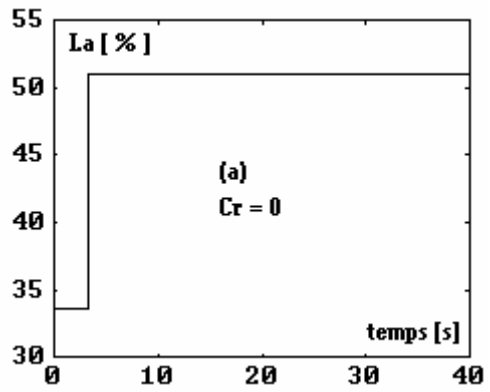
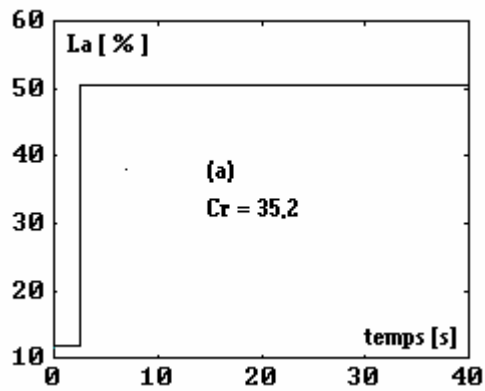
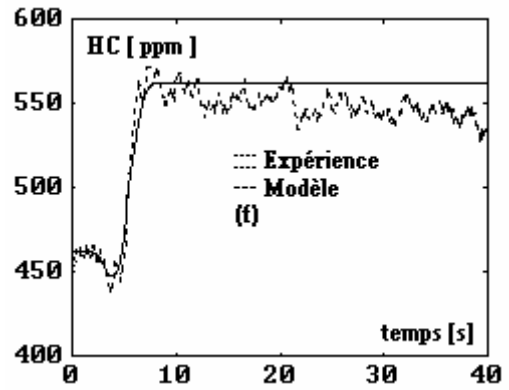
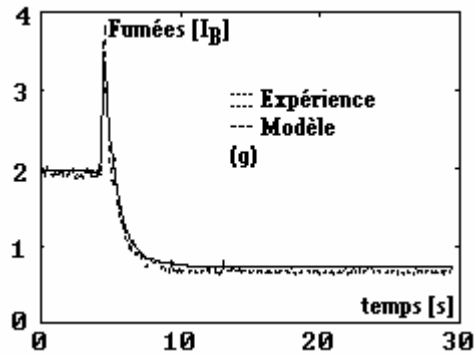
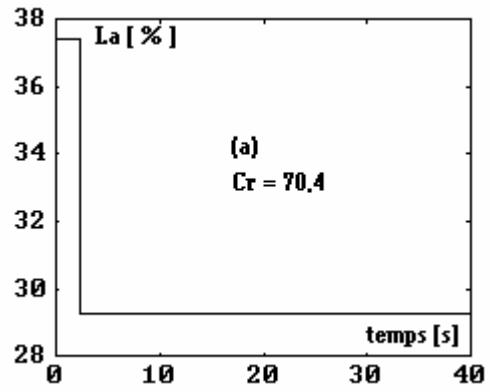
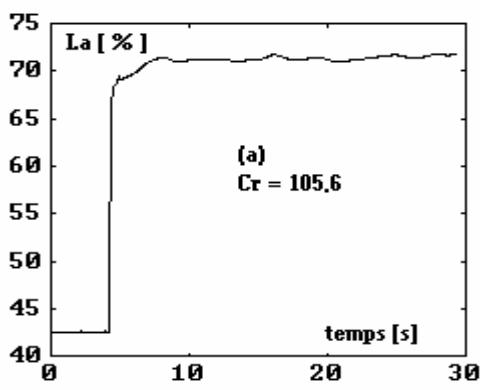


Figure 05) Comparaison entre les variables de pollution calculées d'après les modèles et les résultats expérimentaux .
a) Conditions d'essais ; f) Hydrocarbures imbrûlés ; g) Indice de Bosch des fumées