

Optimisation du débit d'air dans le diesel suralimenté

RAFIC YOUNES¹, MUSTAPHA OULADSINE², HASSAN NOURA²

¹ Equipe 3M, Faculté de Génie, Université Libanaise,
Route de l'aéroport, Beyrouth, Liban

² Laboratoire LSIS, Domaine Universitaire de Saint-Jérôme, Université Paul Cezanne
Avenue Escadrille Normandie-Niemen, 13397 MARSEILLE CEDEX 20

ryounes@ul.edu.lb

mustapha.ouladsine@lsis.org

hassan.noura@lsis.org

Résumé — La régulation électronique du fuel a été largement développée pour la rampe commune et les injecteurs-pompes. Une solution pour le contrôle optimal du remplissage en air, en régime transitoire basée sur un critère de pollution, est proposée. A partir d'une optimisation utilisant un modèle mixte connaissance – empirique, les valeurs minimales de la pollution sur un cycle sont calculées. Une commande par réseau de neurones, en régime transitoire, est aussi construite. Les techniques correspondantes pour assurer cette tâche sont aussi discutées.

Mots clés — Optimisation, Diesel, Opacité, Modélisation, Remplissage.

I. INTRODUCTION

Le but essentiel de la démarche est de prédire, puis de réaliser, le remplissage minimisant un critère de pollution. Nous avons utilisé l'opacité pour la démonstration de la procédure. Ce choix est lié aux données immédiatement disponibles, mais tout autre polluant pourrait remplacer l'opacité.

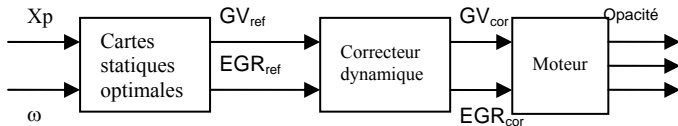


Figure 1 : Commande en boucle ouverte

L'optimisation statique issue de l'expérience sur banc d'essais se traduit par des cartographies. Dans les commandes représentées sur les figures 1 et 2, les entrées sont la position de la pédale X_p , le régime de rotation ω . Les actionneurs sont la turbine à géométrie variable GV et la recirculation des gaz d'échappement EGR . L'indice 'ref' désigne une valeur de référence et l'indice 'cor' est sa valeur corrigée. M et p sont respectivement le débit et la pression de l'air à l'admission.

La commande classique du diesel en boucle ouverte [11] se fait selon le schéma de la figure 1. Les valeurs des consignes pour les actionneurs sont fournies par les cartographies. Un correcteur prédictif [11, 17] est ensuite généralement utilisé pour compenser les effets dynamiques du moteur.

En boucle fermée (figure 2), la commande de l'opacité à partir du débit d'air et de la pression d'admission utilise toujours les cartes de référence basées sur l'optimisation statique du moteur [1, 2]. L'influence du comportement dynamique est intégrée par plusieurs types de commandes (PI, contrôle robuste à paramètres variables, ...) [3, 10]

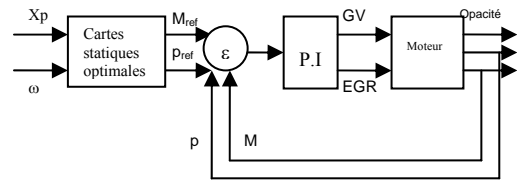


Figure 2 : Commande en boucle fermée

Ce travail propose de palier à l'insuffisance de contrôle par cartes statiques. La commande proposée est basée sur deux modèles :

- un modèle physique de la pollution (ici l'opacité) dont la minimisation sur des trajectoires dynamiques fournira les valeurs optimales de consigne des actionneurs

- un second modèle de représentation construit avec des réseaux de neurones pour réaliser la commande en temps réel.

Ainsi, pour accomplir cet stratégie, les quatre étapes suivantes sont indispensables: Modélisation dynamique du moteur, Simulation et validation de ce modèle, Optimisation sur des parcours préalablement choisis et enfin l'élaboration d'un Réseau de neurones pour la Commande non linéaire. L'avantage de cette approche est de pouvoir proposer une carte dynamique de référence pour le remplissage du diesel en air. Les cartes statiques optimales peuvent ainsi être remplacées par des cartes dynamiques optimales..

II. MODELISATION

On distingue deux catégories pour modéliser le moteur Diesel : Le modèle de connaissance (quasi-statiques [13], vidange-remplissage [14], semi mixtes [4, 6, 12], bond graph [15].) et les modèles de représentation (fonction de transfert [12], séries temporelles [6], réseaux de neurones [16]).

Vu nos objectifs d'optimisation, la voie de connaissance sera adoptée dans ce papier. Le modèle semi-mixte est l'approche analytique la plus simple à traiter par les méthodes d'optimisation. Selon cette approche, Le moteur Diesel comprend plusieurs blocs principaux: le collecteur d'admission, Le bloc moteur, le système d'injection, le collecteur d'échappement et le turbocompresseur.

A. Collecteur d'admission

En considérant l'air comme gaz parfait, L'équation de la continuité permet d'écrire [4]:

$$V_a \frac{dp_a}{dt} = r \cdot T_a \cdot (\dot{m}_c - \dot{m}_{ao}) \quad (1)$$

\dot{m}_c est le débit du compresseur, \dot{m}_{ao} est le débit de l'air entrant au moteur, p_a , V_a , T_a sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'admission et r est la constante massique des gaz parfait.

le débit \dot{m}_{ao} est donnée par : $\dot{m}_{ao} = \eta_v \dot{m}_{ao,th}$ avec $\dot{m}_{ao,th}$ est le débit d'air théorique capable de remplir le collecteur dans les conditions de pression et de température à l'admission :

$$\dot{m}_{ao,th} = \frac{N_{cyl} V_{cyl} \omega p_a}{4\pi} \quad (2)$$

N_{cyl} est le nombre total des cylindres, V_{cyl} est la cylindrée et ω le régime moteur. η_v , le taux de remplissage, modélisé par :

$$\eta_v = \alpha_0 + \alpha_1 \omega + \alpha_2 \omega^2 \quad (3)$$

où α_i sont des constantes. La température T_a est exprimée par :

$$T_a = T_0 \left(1 + \left(\left(\frac{P_a}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (4)$$

B. Le bloc moteur

La modélisation du moteur doit prendre en considération les pièces du moteur en mouvement, la puissance fournie et les puissances résistantes. Le principe de la conservation d'énergie nous donne :

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J(\theta) \omega^2 \right) = P_i - P_b \quad (5)$$

$J(\theta)$ est l'inertie du moteur, variant avec l'angle du vilebrequin, mais dans notre problème l'inertie est considérée constante. P_i est la puissance indiquée fournie par le moteur : $P_i = \eta_i \dot{m}_f P_{ci}$ avec \dot{m}_f est le débit du carburant, P_{ci} est le pouvoir calorifique inférieur du carburant et η_i le rendement indiqué du moteur modélisé par [5]: $\eta_i = a_\lambda + b_\lambda \lambda + c_\lambda \lambda^2$

où a_λ , b_λ et c_λ sont des constantes, λ est le coefficient d'excès d'air : $\lambda = \frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f}$. P_b est la puissance résistante : $P_b = C_r \omega$ où,

C_r est le couple résistant.

C. Modèle de l'échappement :

L'équation de la continuité permet d'écrire [6]:

$$V_e \frac{dp_e}{dt} = r T_e (\dot{m}_{ei} - \dot{m}_t) \quad (6)$$

\dot{m}_t est le débit entrant à la turbine, \dot{m}_{ei} est le débit sortant du moteur et m_e est le débit d'air dans le collecteur. p_e et V_e sont respectivement la pression et le volume de l'air dans le collecteur d'échappement, T_e est la température des gaz d'échappement [6]: $T_e = \frac{1200}{1 + \lambda/15}$.

Le débit m_{ei} peut être obtenue par la somme du débit d'air de l'admission et du débit du carburant: $\dot{m}_{ei} = \dot{m}_f + \dot{m}_{ao}$

D. Modèle du turbocompresseur [7] :

Le turbocompresseur est divisé en trois parties : le compresseur, la turbine et le couplage mécanique. Chacune de ces trois parties sera modélisée à part.

1) Modèle du compresseur :

La modélisation du compresseur consiste à lier, par des lois physiques, le débit d'air sortant du compresseur \dot{m}_c , la vitesse

du turbocompresseur N_{tc} , la pression à l'admission P_a et le rendement isentropique du compresseur η_c . Le débit d'air \dot{m}_c venant du compresseur est donné par :

$$\dot{m}_c = \Phi \cdot \frac{P_0}{r T_0} \cdot \frac{\pi}{4} D_c^2 U_c \quad (7)$$

P_0 et T_0 sont respectivement la pression et la température de l'air ambiant, D_c est le diamètre des roues du compresseur, U_c la vitesse de rotation de l'extrémité des pales du compresseur, proportionnelle à la vitesse de rotation de l'axe du compresseur, exprimée par : $U_c = \frac{\pi}{60} D_c N_{tc}$ où, D_c est le diamètre du compresseur. Φ est donné par :

$$\Phi = \frac{k_3 \Psi - k_1}{k_2 + \Psi} \quad (8)$$

et $k_i = k_{i1} + k_{i2} M$ où, k_{ij} sont des constantes, M est le nombre de Mach calculé en entrée du compresseur, défini comme étant le rapport entre la vitesse U_c et la vitesse du son :

$$M = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma r T_0}} \quad (9)$$

γ est le rapport des chaleurs massique à volume et à pression constante, à la température T_0 . Le terme Ψ est donnée par l'expression :

$$\Psi = \frac{C_p T_0 \left((\pi_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)}{0.5 U_c^2} \quad (10)$$

où, C_p est la chaleur massique de l'air à pression constante, π_c est le rapport de compression du compresseur : $\pi_c = \frac{P_a}{P_0}$. En

plus du débit d'air, le compresseur est caractérisé par sa puissance fournie :

$$P_c = \dot{m}_c C_p T_0 \left((\pi_c)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_c} \quad (11)$$

η_c est le rendement isentropique du compresseur, modélisé par : $\eta_c = c_0 + c_1 \Phi + c_2 \Phi^2$.

où les c_i sont donnés par : $c_i = \frac{d_{1i} + d_{2i} M}{d_{3i} - M}$

où d_{ji} sont des constantes identifiés à partir des cartes expérimentales du compresseur.

2) Modélisation de la turbine :

La modélisation de la turbine consiste à lier, le débit d'air entrant à la turbine \dot{m}_t , la vitesse du turbocompresseur N_{tc} , la pression à l'échappement P_e et le rendement isentropique de la turbine η_t . Le débit \dot{m}_t est donné par :

$$\dot{m}_t = \begin{cases} A_t \frac{P_e}{\sqrt{r T_e}} \sqrt{\frac{2\gamma_e}{\gamma_e - 1} \left((\pi_t - g)^{\frac{2}{\gamma_e}} - (\pi_t - g)^{\frac{\gamma_e+1}{\gamma_e}} \right)} & \text{pour } \pi_t < p_{crit} \\ A_t \frac{P_e}{\sqrt{r T_e}} \sqrt{\frac{2\gamma_e}{\gamma_e - 1} \left((p_{crit} - g)^{\frac{2}{\gamma_e}} - (p_{crit} - g)^{\frac{\gamma_e+1}{\gamma_e}} \right)} & \text{pour } \pi_t > p_{crit} \end{cases} \quad (12)$$

avec γ_e est le rapport des chaleurs massiques à volume et à pression constante, à la température T_e , π_t est le rapport de

III. SIMULATION :

détente de la turbine : $\pi_t = \frac{P_0}{P_e}$. P_{crit} est la pression d'alimentation maximale, g est un nombre entier entre 0 et 1, caractérisant l'ouverture des palettes dans un compresseur à géométrie variable; dans le cas d'un turbocompresseur conventionnel, il suffit de prendre $g = 0$. A_t est la surface d'écoulement équivalente, décrite par une fonction empirique du rapport de détente et de la vitesse de rotation de la turbine :

$$A_t = \frac{k_{t1}}{\pi_t} + k_{t2} \quad (13)$$

avec : $k_{ii} = k_{i1} \frac{N_{tc}}{60\sqrt{T_e}} + k_{i2}$ où k_{ij} sont des constantes.

La puissance de la turbine est donnée par :

$$P_t = \dot{m}_t C_{pe} T_e \left(1 - (\pi_t)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \eta_t \quad (14)$$

η_t est le rendement isentropique de la turbine modélisé par :

$$\eta_t = b_0 + b_1 \left(\frac{U}{C} \right) + b_2 \left(\frac{U}{C} \right)^2 \quad (15)$$

avec $b_i = \frac{k_{i1} + k_{i2} N_{tc}}{k_{i3} - N_{tc}}$ et $\frac{U}{C} = \frac{\pi N_{tc} D_c}{60 \sqrt{2 C_{pe} T_e \left(1 - (\pi_t)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right)}}$

où, C_{pe} est la chaleur massique de l'air à pression constante à la température T_e .

3) Modèle du couplage mécanique :

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

$$I_{tc} \omega_{tc} \frac{d\omega_{tc}}{dt} = (\eta_m P_t - P_c) \quad (16)$$

Où I_{tc} et η_m sont respectivement le moment d'inertie et le rendement mécanique du turbocompresseur.

E. Modèle de la pollution Diesel :

Les polluants qui caractérisent les véhicules Diesel sont principalement les oxydes d'azote et les particules. Dans notre travail, nous sommes intéressés particulièrement à la quantité des fumées émises à l'échappement, où se trouvent les particules; cette quantité de polluants est exprimée par la mesure de l'opacité [8]:

$$Opacité = 10 \cdot \omega \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ao}}{\dot{m}_f} \right)^{-1.258} \quad (17)$$

F. Modèle complet du moteur :

La modélisation des composant du moteur aboutit à un modèle complet décrivant le fonctionnement du moteur Diesel suralimenté. Ce modèle est caractérisé par 2 entrées (\dot{m}_f et C_r) 4 variables d'états (p_a , w , p_e , w_{tc}), et une sortie (Opacité):

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} J \omega^2 \right) = \eta_i \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} - C_r \cdot \omega$$

$$V_a \frac{dp_a}{dt} = r \cdot T_a \cdot (\dot{m}_c - \dot{m}_{ao})$$

$$V_e \frac{dp_e}{dt} = r \cdot T_e \cdot (\dot{m}_{ci} - \dot{m}_t)$$

$$I_{tc} \omega_{tc} \frac{d\omega_{tc}}{dt} = (\eta_m P_t - P_c)$$

La validation a été menée sur trois types de moteurs [4, 6, 12]: RVI Diesel 625*45, Renault TD Safrane 2.2 litres et BMW TD 524 M21. La figure 3 représente un profil de simulation pour le BMW TD 524 M21.

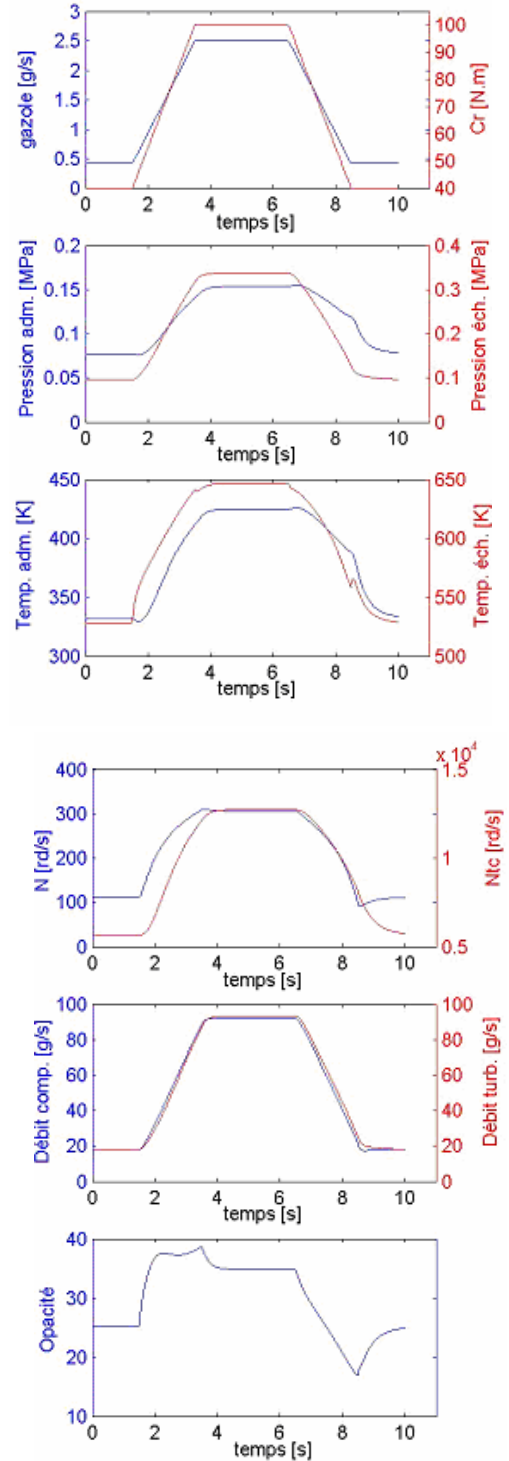


Figure 3 : Simulation sur un moteur Diesel BMW-M21

Connaissant le débit du carburant et le couple résistant considérés comme les entrées du système, nous traçons les variables caractérisant l'état du moteur : les pressions et les températures à l'admission (p_a , T_a) et à l'échappement (p_e , T_e), le régime moteur ω , le régime du turbocompresseur ω_{tc} et aussi l'Opacité caractérisant la pollution du moteur. Le profil des entrées est caractérisé par une variation simultanée du débit de fuel et de la charge de freinage.

IV. OPTIMISATION :

A. Problématique :

Un moteur est conçu pour produire le maximum de puissance en respectant des contraintes de pollution de plus en plus sévères (normes européennes). La dépollution se fait classiquement en deux étapes : à la source au niveau du moteur lui-même (TGV, EGR, ...) et par les systèmes de post-traitement (SCR, Pot catalytique, ...).

Ainsi, en raisonnant seulement à la source, une fonction mathématique objectif multicritère peut être définie :

Maximiser « Puissance »

Minimiser « Somme des polluants »

Une des méthodes pour traiter ce type de problème est de construire une fonction unique adimensionnelle regroupant les deux critères précédents :

$$\text{Objectif : Minimiser } - \int \frac{P}{P_{ref}} \cdot dt + \sum_i \int \frac{P_{ol}}{P_{ol,ref}} \cdot dt$$

P est la puissance, P_{ol} un type de polluant, l'indice ref caractérise une valeur max constante. L'intégrale représente le cumul des polluants et de puissance sur une trajectoire dynamique donnée. Cette trajectoire peut être, à titre d'exemple, un cycle d'essais européen. Nous nous sommes limités à l'opacité comme indice de pollution vu la simplicité du modèle et la priorité donnée à la présentation de la méthode. La fonction «objectif» devient :

$$\text{Objectif : Minimiser } - \int \frac{P}{P_{max}} \cdot dt + \int \frac{Op}{Op_{ref}} \cdot dt$$

B. Formulation du problème :

Le problème consiste donc à minimiser la fonction «objectif» cumulée sur un intervalle de fonctionnement défini. La fonction «objectif» à minimiser devient:

$$-\frac{P_a \cdot \dot{m}_f}{P_{ref}} \int \left(a_\lambda + b_\lambda \frac{\dot{m}_\sigma}{\dot{m}_f} + c_\lambda \left(\frac{\dot{m}_\sigma}{\dot{m}_f} \right)^2 \right) \cdot dt + \frac{10}{Op_{ref}} \int \left(\omega \cdot \left(\frac{\dot{m}_\sigma}{\dot{m}_f} \right)^{1.246} \right) \cdot dt$$

Sous les contraintes égalités représentant les équations de l'admission et des pièces du moteur en mouvement :

$$V_a \frac{dp_a}{dt} = r \cdot T_a \cdot (\dot{m}_c - \dot{m}_{ao})$$

$$J \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{dt} = \eta_i \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} - C_r \cdot \omega$$

Et les contraintes inégalités déduites des limites supérieure et inférieure du rapport d'excès d'air:

$$15 - \lambda \leq 0 \quad \lambda - 80 \leq 0 \quad (19)$$

Sachant que λ est donné par :

$$\lambda = \frac{(a_0 + a_1 \omega + a_2 \omega^2) N_{cyl} V_{cyl} \omega p_a}{4\pi \dot{m}_f} \quad (20)$$

Les variables du système étant le régime moteur ω , la pression à l'admission p_a et le débit d'air à la sortie du compresseur \dot{m}_c , ils sont limités comme suit :

$$0 \leq \omega \leq 471 [rd/s] \quad 9 \cdot 10^4 \leq p_a \leq 30 \cdot 10^4 [Pa] \quad (21)$$

C. Discrétisation du problème :

La solution analytique est impossible, il faut présenter la version discrétisée du problème. La la fonction «objectif» du moteur doit être minimum sur tout l'intervalle du temps, c'est-

à-dire, il faut minimiser la somme sur les divers états de la fonction «objectif» dans un intervalle d'essai:

$$Obj = \sum_i F_i = F_1 + F_2 + \dots + F_N \quad (22)$$

N étant la taille des vecteurs inconnus $\vec{\omega}$, \vec{P}_a et \vec{m}_c . h étant le pas de discrétisation, les contraintes égalités seront :

$$P_{a(i+1)} - P_{a(i)} - \frac{h}{V_a} (r \cdot T_a \cdot (\dot{m}_{c(i)} - \dot{m}_{ao(i)})) = 0 \quad (23)$$

$$\omega^2(i+1) - \omega^2(i) - \frac{h}{J} (P_{i(i)} - P_{b(i)}) = 0 \quad (24)$$

Et les contraintes inégalités:

$$15 - (a_0 + a_1 \omega(i) + a_2 \omega(i)^2) \frac{N_{cyl} V_{cyl} p_{a(i)} \cdot \omega(i)}{4\pi \cdot \dot{m}_{f(i)}} \leq 0 \quad (25)$$

$$(a_0 + a_1 \omega(i) + a_2 \omega(i)^2) \frac{N_{cyl} V_{cyl} p_{a(i)} \cdot \omega(i)}{4\pi \cdot \dot{m}_{f(i)}} - 80 \leq 0 \quad (26)$$

$$0 \leq \omega_i \leq 471 [rd/s] \quad 9 \cdot 10^4 \leq P_{ai} \leq 30 \cdot 10^4 [Pa] \quad (27)$$

D. Méthode de résolution :

Mathématiquement, un problème d'optimisation avec contraintes s'écrit sous la forme suivante :

$$\text{Min } f(X)$$

$$X = (x_1, x_2, \dots, x_n)$$

Sous contraintes

$$h_i(X) = 0 \quad i = 1, \dots, m$$

$$g_j(X) < 0 \quad j = 1, \dots, p$$

Où $f(X)$ est la fonction objective, $h(X)$ les contraintes égalités et $g(X)$ les contraintes inégalités. La technique la plus fréquemment utilisée pour résoudre un problème d'optimisation avec contraintes consiste à réduire ce problème à un problème d'optimisation sans contraintes en créant une fonction objective $\Phi(X, h(X), g(X))$ qui regroupe la fonction coût originale et les contraintes d'égalités et d'inégalités [9].

La fonction choisie pour la résolution de ce problème actuel est une fonction objective qui regroupe les multiplicateurs de Lagrange sur les contraintes égalités, et une fonction de pénalité sur les contraintes d'inégalités. Cette fonction objective finale est représentée ci-contre [9]:

$$L(X, \lambda) = f(X) + \sum_{i=1}^m \lambda_i * h_i(X) + r \cdot \sum_{i=1}^p [g_i(X)]^2 \quad (28)$$

Avec $r = r_0^k$, k étant le nombre d'itération et doit tendre vers l'infini, $r_0 = 3$ [9]. Le nombre d'inconnue s'élève donc à $m+p$. Le schéma de minimisation adopté est l'algorithme B.F.G.S. qui se résume comme suit :

- 1- débiter par une solution initiale $\mathbf{x}^{(0)}$.
- 2- estimer la solution à l'itération k par $\mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_k - \alpha_k \mathbf{D}_k \nabla f(\mathbf{x}_k)$, avec \mathbf{x} est le vecteur solution recherché, α_k est un facteur de relaxation, $\mathbf{D}_k \nabla f(\mathbf{x}_k)$ représente le vecteur de direction de la descente, afin d'atteindre la solution optimale, \mathbf{D}_k est une approximation de la matrice Hessienne.
- 3- vérifier si la solution trouvée annule le gradient de la fonction à optimiser, si oui donc la solution trouvée est la solution optimale. Sinon on incrémente k et on retourne à l'étape 2.

E. Résultats et discussion :

Avec un pas de discrétisation $h = 0.04s$ sur un intervalle de temps de 10 sec, on aura trois vecteurs (ω , pa , Mc) à 250 composantes chacun. Le problème à résoudre contient 750 inconnus avec 498 égalités issues du modèle et 1500 inégalités des limites de fonctionnement. Les figures 4 et 5 résument les résultats de l'optimisation sur deux profils d'entrées.

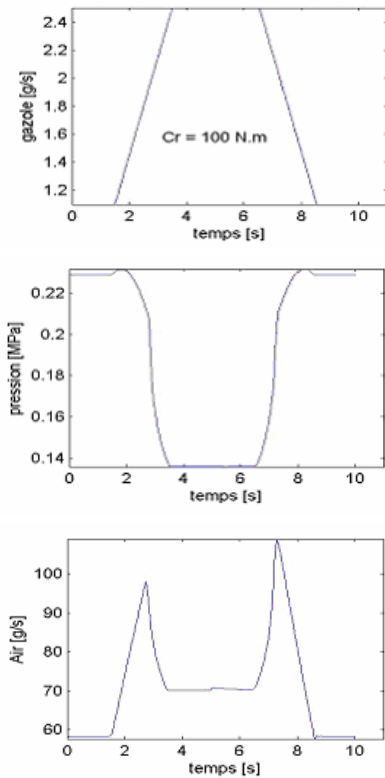


Figure 4 : Optimisation de l'air et la pression pour un débit de gazole variable et une charge de freinage égale à 100 N.m

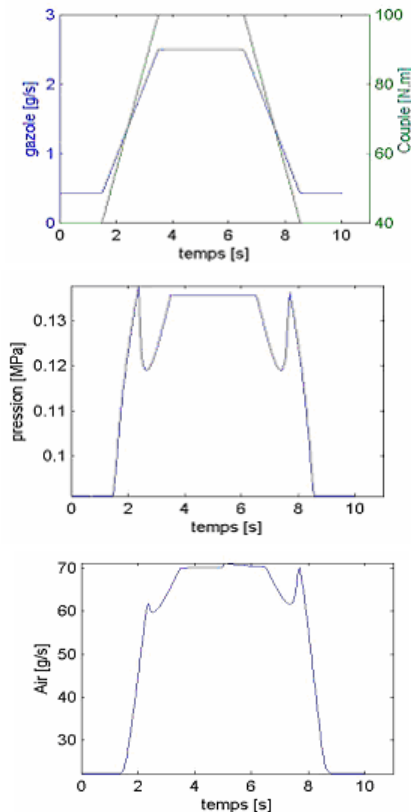


Figure 5 : Optimisation de l'air et la pression pour un débit de gazole et une charge de freinage variables

L'effet de l'optimisation sur le débit d'air se montre clairement. Les pics sur ce débit représentent l'effet nécessaire pour compenser les pics d'opacité en régime transitoire. Par contre la chute de la pression de suralimentation s'explique par le respect de la contrainte de rapport air/fuel imposé entre 15 et 80. Ainsi, on voit bien la nécessité d'avoir une information continue sur le débit d'air et la pression de suralimentation afin de gérer correctement les niveaux de pollution.

Afin de s'assurer de la validité de cette optimisation, nous réalisons sur les figures 6 et 7 une comparaison entre les valeurs de l'opacité lors de la simulation du fonctionnement du moteur et la même simulation après l'optimisation du débit d'air. Les figures sont tracées pour les deux profils d'entrées précédents.

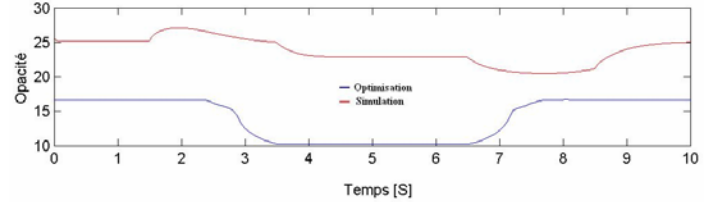


Figure 6 : gazole variable et Cr égal à 100 N.m ;

Bleu : simulation sans optimisation, rouge : Simulation avec optimisation

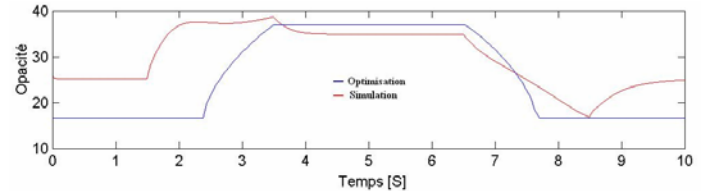


Figure 7 : gazole et Cr variables ; Bleu : simulation sans optimisation, rouge : Simulation avec optimisation

V. RESEAU DE NEURONES:

L'optimisation effectuée précédemment «off line», serait inexploitable directement «on-line» par un processeur de contrôle vu le temps de calcul énorme qui serait nécessaire. Pour intégrer les résultats de cette optimisation dynamique dans un schéma de contrôle en boucle fermée (cf figure 2), nous avons effectué un apprentissage d'un réseau de neurones pouvant simuler les résultats de l'optimisation avec précision et en temps réel.

Le réseau de neurones utilisé pour la commande du moteur doit posséder comme entrées celles du modèle réalisé pour le moteur, c'est-à-dire le débit du carburant et le couple résistant, comme sortie les valeurs optimales du débit d'air et de la pression d'admission. En temps réel, la quantité de gazole injecté est mesurable, tandis que le couple résistant ne l'est pas. Aussi, on lui substitue le régime moteur. Le débit d'air et la pression optimum à l'instant (i) sont calculés en se référant au débit du carburant et au régime moteur aux états présents et aux deux états précédents (i , $i-1$, $i-2$). Les entrées du réseau correspondent à deux vecteurs débit du carburant et régime moteur à trois composantes chacun (les états (i), ($i-1$) et ($i-2$)).

Le nombre de neurones de la couche cachée est déterminé en se référant au pourcentage des points d'erreur à la sortie; cette erreur étant la différence entre les sorties du réseau après l'apprentissage, et les sorties de la base de données.

Pour une erreur relative désirée de 10^{-8} , on a obtenu les résultats suivants :

Nombre de neurones de la couche cachée	Pourcentage d'erreur			Erreur relative
	< 1 %	< 5 %	< 10 %	
110	57.71	88.85	96.71	$3.6 \cdot 10^{-5}$
120	98.428	100	100	10^{-8}
130	98.734	100	100	10^{-8}
140	99	100	100	10^{-8}

Le réseau de neurones proposé est donné dans la figure 8. Il comporte une seule couche cachée à 140 neurones et une couche de sortie à 2 neurones. La fonction d'activation de la couche cachée est une sigmoïde, celle de la couche de sortie est linéaire.

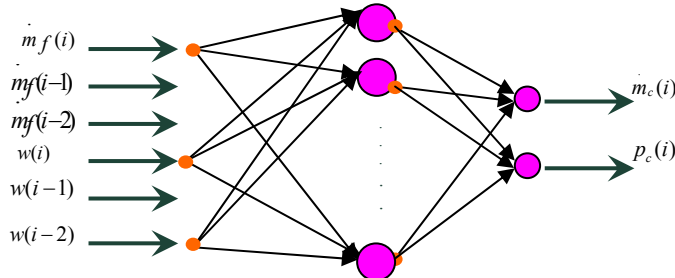


Figure 8 : réseau de neurones pour le contrôle optimal du remplissage dans le Diesel

La figure 9 et 10 représentent les évolutions des débits d'air calculés par la procédure d'optimisation théorique d'une part et simulés par le réseau de neurones d'autre part, pour des entrées données en carburant et charge de freinage. L'erreur relative atteinte est de 10^{-6} .

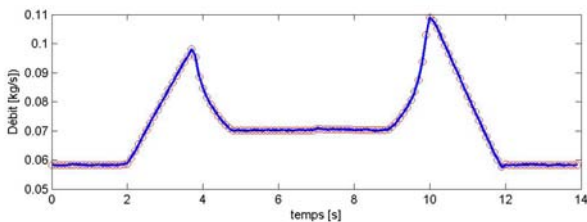


Figure 9 : gazole variable et Cr égale à 100 N.m. Comparaison entre l'optimisation et le réseau de neurones

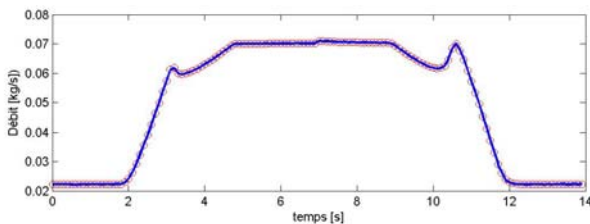


Figure 10 : gazole et Cr variables. Comparaison entre l'optimisation et le réseau de neurones

VI. CONCLUSION

Le contrôle dynamique proposé pour l'opacité s'avère encourageant. Les comparaisons des figures 6 et 7 montrent bien la réduction de l'opacité. Mais une conclusion finale peut se faire après comparaison entre la méthode de la figure 1 et la stratégie proposée. Les cartes statiques optimales de la figure 1 peuvent donc avantageusement être remplacées par des cartes dynamiques simulées en réseau de neurones. Le contrôle aura la forme finale de la figure 11.

Le principe méthodologique décrit ici avec l'opacité peut être transposé à tout autre polluant pour lequel un modèle est disponible. La procédure d'optimisation fournit le débit et la pression d'air optimales à utiliser. La réalisation pratique de la commande pouvant assurer ce fonctionnement est une question

importante à étudier par la suite. L'utilisation de commandes multiples sur la turbine à géométrie variable, le waste-gate et le compresseur électrique est envisageable.

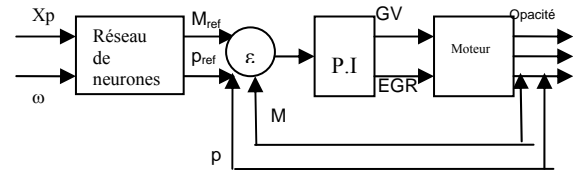


Figure 11 : Commande proposée en boucle fermée

Finally, it suffices to have several cycles of test to build a rich data base allowing to establish the non-linear control in real time. This base is generated in real time by the suite on a recurrent neural network (figure 11).

VII. REFERENCES

- [1] L. Bai & M ; Yang, « *Coordinated control of EGR and VNT in turbocharged Diesel engine based on intake air mass observer* », SAE paper 2002-01-1292.
- [2] M. Amman & all, « *Model based control of the VGT and EGR in a turbocharged common rail Diesel engine: Theory and passenger car implementation* », SAE paper 2003-01-0357.
- [3] P.E. Moraal & all, « *coordinated EGR-VGT control for Diesel engines: an experimental comparison* », SAE paper 2000-01-0266.
- [4] X. Dovifaaz, « *Modélisation et commande de moteur Diesel en vue de la réduction de ses émissions* », Thèse de doctorat, UPJV, Amiens, France, 2001.
- [5] G. Gissinger, N. Le Fort-Piat, « *Contrôle-Commande de la voiture* », Editions Hermes & Lavoisier. 2002.
- [6] S. Ouenou-Gamo, « *Modélisation d'un moteur Diesel suralimenté* », Thèse doctorat, UPJV, Amiens, France, 2001.
- [7] P. Moorai, I. Kolmanovsky, « *Turbocharger modeling for automotive control applications* », SAE paper, 1999-01-0908.
- [8] R. Younes, J.C. Champoussin, « *Le turbocompresseur à géométrie variable, un moyen de réduire la pollution* », Journées SFT, Paris, France, 1995.
- [9] M. Minoux, « *Programmation mathématique, tome 1 & 2* », éditions dunod, 1983.
- [10] M. Jung, « *Mean value modelling and robust control of the airpath of a turbocharged diesel engine* », Thesis for doctor of philosophy, University of Cambridge, 2003.
- [11] M. Hafner, « *Model based determination of dynamic engine control function parameters* », SAE Spring Fuels & Lubricants Meeting, Orlando, USA, 05/2001.
- [12] R. Younes, « *Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions* ». Thèse de doctorat, ECL, Lyon, France, 1993.
- [13] D.E. Winterbonne, J.H. Horlock, « *The thermodynamics and gas dynamics internal combustion engines* ». Oxford Science Publications, London, 1984.
- [14] M. Kao, J.J. Moskwa, « *Turbocharger Diesel engine modelling for non linear engine control and state estimation* ». Trans ASME, JDSMC, 117, 20-30, 1995.
- [15] M. Hassenfolder, G.L. Gissinger, « *Graphical eider for modelling with bound graphs in processes* ». ICBGM'93, California, pp. 188-192, 1993.
- [16] M. Ouladsine, G. Bloch, X. Dovifaaz, « *Neural Modelling and Control of a Diesel Engine with Pollution Constraints* ». Journal of Intelligent and Robotic Systems; Theory and Application, 2004
- [17] M. Hafner, « *Model based determination of dynamic engine control functions parameters* ». 01FL – 319, 2001