



MODELISATION DU MOTEUR DIESEL, EN VUE DE SA COMMANDE DYNAMIQUE PAR RESEAUX DE NEURONES POUR MINIMISER LES EMISSIONS

Rabih Omran

► To cite this version:

Rabih Omran. MODELISATION DU MOTEUR DIESEL, EN VUE DE SA COMMANDE DYNAMIQUE PAR RESEAUX DE NEURONES POUR MINIMISER LES EMISSIONS. Optimisation et contrôle [math.OC]. Ecole Centrale de Lyon, 2007. Français. NNT: . tel-01570477

HAL Id: tel-01570477

<https://theses.hal.science/tel-01570477>

Submitted on 30 Jul 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



THESE

Présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

Ecole Doctorale : M.E.G.A.

Par

Rabih OMRAN

Pour obtenir le titre de DOCTEUR

Spécialité : THERMIQUE ET ENERGETIQUE

MODELISATION DU MOTEUR DIESEL, EN VUE DE SA COMMANDE DYNAMIQUE PAR RESEAUX DE NEURONES POUR MINIMISER LES EMISSIONS

A soutenir le 14 décembre 2007 devant la commission d'examen composée de :

G.	Bloch
J-C	Champoussin
N.	Guerrassi
P.	Higelin
M.	Ouladsine
R.	Younes

Rapporteur
Co-directeur de Thèse
Examineur
Rapporteur
Examineur
Co-directeur de Thèse

Manuscrit Provisoire

2.2.2.2.2-	Remplacement du couple instantané des forces de pression des gaz par sa valeur moyenne sur un cycle moteur.....	33
2.2.2.2.3-	Accélération angulaire moyennée sur un cycle moteur.....	33
2.2.2.3-	Modèle physique retenu pour le mouvement du vilebrequin.....	34
2.3-	Modèles physiques des polluants.....	34
2.3.1-	Modèles physico-chimiques complexes.....	34
2.3.2-	Modèles semi-empiriques.....	35
2.4-	Modèle global du moteur.....	35
2.5-	Validation des modèles physiques en valeurs moyennes en régime dynamique....	36
2.6-	Conclusion.....	36
Chapitre 3 - Modèles neuronaux...		46
3.1-	Les réseaux de neurones.....	46
3.1.1-	Architecture des réseaux de neurones.....	47
3.1.2-	Initialisation.....	48
3.1.3-	Fonction de performance.....	48
3.1.4-	Algorithme d'apprentissage.....	49
3.1.5-	Conditions d'arrêt de l'apprentissage.....	49
3.1.6-	Nombre de neurones dans la couche cachée.....	50
3.1.7-	Nombre de paramètres à déterminer.....	50
3.2-	Modèles des émissions gazeuses et du mouvement du vilebrequin.....	50
3.2.1-	Données expérimentales.....	51
3.2.1.1-	Caractéristiques du moteur M2.....	51
3.2.1.2-	Banc dynamique à rouleaux.....	51
3.2.1.3-	Paramètres de contrôle.....	53
3.2.2-	Modèles des émissions gazeuses.....	55
3.2.2.1-	Entrées.....	56
3.2.2.2-	Sorties.....	56
3.2.2.3-	Validation.....	56
3.2.3-	Modèle du mouvement du vilebrequin.....	56
3.2.3.1-	Entrées.....	57
3.2.3.2-	Sortie.....	57
3.2.3.3-	Validation.....	57
3.3-	Conclusion.....	62
Chapitre 4 - Modèles mixtes physiques et réseaux de neurones		63
4.1-	Caractéristiques du moteur M3.....	63
4.2-	Mouvement du vilebrequin.....	64
4.2.1-	Modèle de la PMI-HP.....	65
4.2.2-	Modèle de la PMI-BP.....	68
4.2.3-	Modèle de la PMF.....	70
4.2.4-	Résultats.....	71
4.3-	Modèles des émissions gazeuses.....	75
4.4-	Conclusion.....	78
Chapitre 5 - Contrôle moteur non linéaire en temps réel.....		79
5.1-	Le problème d'optimisation.....	79
5.1.1-	Entrées.....	79
5.1.2-	Variables d'optimisation.....	80
5.1.3-	Contraintes égalités.....	80
5.1.4-	Contraintes inégalités.....	80
5.1.5-	Fonction objectif.....	80
5.2-	Discretisation.....	81

5.3-	Algorithmes d'optimisation.....	82
5.4-	Applications aux moteurs.....	82
5.4.1-	Moteur M1.....	84
5.4.1.1-	Formulation du problème.....	83
5.4.1.2-	Résultats.....	84
5.4.1.3-	Conclusion.....	86
5.4.2-	Moteur M2.....	87
5.4.2.1-	Problème global initial.....	87
5.4.2.1.1-	Formulation du problème.....	87
5.4.2.1.2-	Résultats.....	89
5.4.2.1.3-	Conclusion.....	95
5.4.2.2-	Problème particulier : Elimination du modèle du mouvement du vilebrequin.....	96
5.4.2.2.1-	Formulation du problème.....	96
5.4.2.2.2-	Résultats.....	97
5.4.2.2.3-	Conclusion.....	98
5.4.2.3-	Problème réduit : Fixation du débit de fuel et d'air frais et de la pression de suralimentation.....	105
5.4.2.3.1-	Formulation du problème.....	105
5.4.2.3.2-	Résultats.....	105
5.4.2.3.3-	Conclusion.....	106
5.4.3-	Synthèse.....	113
5.5-	Contrôleur dynamique à réseaux de neurones.....	114
5.5.1-	Base de données optimale.....	114
5.5.2-	Architecture du contrôleur neuronal	115
5.5.3-	Validation.....	116
5.5.4-	Intégration du contrôleur neuronal dans des simulations en temps réel.....	117
5.5.5-	Conclusion.....	117
Chapitre 6 - Conclusions et Perspectives	120	
6.1-	Conclusions.....	120
6.2-	Perspectives.....	121
Annexes.....	124	
Annexe A -	Les moyens pour limiter les émissions.....	125
Annexe B -	Effet de serre... ..	134
Annexe C -	Etude cinématique du mouvement du vilebrequin.....	138
Annexe D -	Comparaison entre l'utilisation du couple instantané des forces de pression des gaz et de sa valeur moyenne sur un cycle moteur pour résoudre l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin	
Annexe E -	Accélération angulaire moyenne.....	156
Annexe F -	Etude des différents termes du couple moteur.....	163
Annexe G -	Calcul du couple résistant du véhicule rapporté à l'axe du vilebrequin suivant la loi de la route... ..	169
Annexe H -	Algorithmes d'optimisation... ..	173
Annexe I -	Modèles de connaissance.....	177
Références bibliographiques.....	178	

Nomenclature des symboles

Notations Latines

$a_i, i = 1 \dots 3$	Paramètres du rendement volumétrique (3 paramètres)
$b_i, i = 1 \dots 5$	Paramètres de la température des gaz sortant des cylindres (5 paramètres)
$C_{frott, organes}$	Couple dû à l'entraînement des organes auxiliaires et aux frottements internes des pièces en mouvement
$C_{m, cyl}$	Couple relatif à un seul cylindre
C_{moteur}	Couple résultant des cylindres sur le vilebrequin
C_r	Couple résistant appliqué à l'axe du vilebrequin
C_v	Capacité thermique à volume constant
C_p	Capacité thermique à pression constante
$c_i, i = 1 \dots 7$	Paramètres du rendement global (7 paramètres)
D	Diamètre du piston
D_t	Diamètre des roues de la turbine
$d_{ij}, i = 1 \dots 3 \text{ et } j = 1 \dots 2$	Paramètres du débit du compresseur (6 paramètres)
E_i	Emissions gazeuses du moteur (polluants et CO ₂)
$e_{ij}, i = 1 \dots 3 \text{ et } j = 1 \dots 3$	Paramètres du rendement isentropique du compresseur (9 paramètres)
$f_i, i = 1 \dots 6$	Paramètres de la chute de pression à travers le filtre à air (6 paramètres)
GV	Position des ailettes de la géométrie variable (0 complètement ouverte et 1 complètement fermée)
$g_i, i = 1 \dots 4$	Paramètres de la chute de pression à travers l'échangeur de chaleur (4 paramètres)
$h_i, i = 1 \dots 4$	Paramètres du débit de la turbine à géométrie variable (4 paramètres)
I_b	Moment d'inertie de la bielle
I_{pieces}	Inertie moyennée sur un cycle moteur des bielles et pistons en mouvement rapportée à l'axe du vilebrequin
I_{tc}	Inertie du turbocompresseur
J_{vil}	Inertie du vilebrequin
K_i	Rapport de réduction entre les roues et l'axe du moteur
$k_{ij}, i = 1 \dots 4 \text{ et } j = 1 \dots 6$	Paramètres du rendement isentropique de la turbine (24 paramètres)
L	Longueur de la bielle
L_1	Distance entre le pied de la bielle et son centre de la gravité
$l_i, i = 1 \dots 2$	Paramètres de la pression à la sortie de la turbine (2 paramètres)
M	Nombre de Mach
m_a	Masse de l'air dans le collecteur d'admission

m_b	Masse de la bielle
\dot{m}_c	Débit du compresseur
m_e	Masse des gaz dans le collecteur d'échappement
\dot{m}_{eo}	Débit des gaz sortant du moteur
\dot{m}_f	Débit du gazole
\dot{m}_{ei}	Débit d'air entrant dans le moteur
$\dot{m}_{ei, th}$	Débit d'air théorique entrant dans le moteur
$m_i, i = 1...6$	Paramètres de l'opacité (6 paramètres)
m_p	Masse du piston
\dot{m}_t	Débit de la turbine
$\dot{m}_{t, red}$	Débit réduit de la turbine
\dot{m}_t	Débit de la turbine
N	Vitesse de rotation en tr/mn
n	Nombre de cylindres
Op	Opacité
P_0	Pression atmosphérique
P_{0c}	Pression après filtre à air
P_a	Pression d'admission
P_c	Puissance du compresseur
P_{ci}	Pouvoir calorifique inférieur du gazole
P_e	Puissance effective du moteur
P_e	Pression d'échappement
P_{ech}	Pression des gaz à la sortie de la turbine
$P_{gaz}(\theta)$	Pression instantanée des gaz
P_{ref}	Pression de référence prise pour l'identification des paramètres du modèle du débit réduit de la turbine
P_t	Puissance de la turbine
PMI	Pression Moyenne Indiquée
PMI-HP	Pression Moyenne Indiquée – Haute Pression
PMI-BP	Pression Moyenne Indiquée – Basse Pression
PMF	Pression Moyenne de Frottement
PME	Pression Moyenne Effective
r	Constante des gaz parfait
$T_{c, ech}$	Température de l'air sortant de l'échangeur de chaleur
T_{eau}	Température de l'eau de refroidissement
T_e	Température des gaz dans le collecteur d'échappement
T_{eo}	Température des gaz sortant du moteur
T_{ref}	Température de référence prise pour l'identification des paramètres du modèle du débit réduit de la turbine
U_c	Vitesse de l'air à l'extrémité des roues du compresseur

U_t	Vitesse des gaz à l'extrémité des roues de la turbine
V_a	Volume du collecteur d'admission
$V_{cylindrée}$	Cylindrée du moteur
V_e	Volume du collecteur d'échappement
V_p	Vitesse de piston
w	Vitesse de rotation du vilebrequin
w_{tc}	Vitesse de rotation du turbocompresseur

Notations Grecques

Ψ	Rapport entre la variation de l'énergie interne de l'air pendant une transformation isentropique et l'énergie cinétique de l'air à l'extrémité des roues
γ	Rapport des capacités à pression et volume constant
ε	Rapport volumétrique de compression
η_c	Rendement isentropique du compresseur
η_e	Rendement effectif du moteur
$\eta_{échangeur}$	Rendement de l'échangeur
η_m	Rendement mécanique de la turbine
η_{mec}	Rendement mécanique de transmission Roues-Vilebrequin
η_t	Rendement isentropique de la turbine
η_v	Rendement volumétrique
θ	Position angulaire du vilebrequin
$\dot{\theta}$	Vitesse angulaire du vilebrequin
$\ddot{\theta}$	Accélération angulaire du vilebrequin
$\theta_i, i = 0,1...(n-1)$	Angle de déphasage des cylindres
λ	Rapport Air/Fuel
π_c	Rapport de compression
π_t	Rapport de détente des gaz
ϕ	Facteur de correction du débit d'air à travers le compresseur

Définitions

On définit les expressions suivantes :

- Entrées du moteur : ce sont le couple résistant et le débit total du fuel.
- Variables d'état : ce sont les variables qui décrivent l'état du moteur, donc ils sont essentiellement la pression, la température et la masse de l'air ou des gaz dans les différentes parties du système moteur et la vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur.
- Paramètres de contrôle : ce sont les variables qui permettent de contrôler le moteur, ils diffèrent d'un moteur à un autre. Sur le moteur M1, il existe un seul paramètre, sur le moteur M2 il y en a six paramètres et sur le moteur M3 il y en a douze.
- Entrées et variables d'optimisation du problème d'optimisation : Elles dépendent de chaque problème d'optimisation.
- Cartographie dynamique : C'est une table multidimensionnelle où le paramètre de contrôle (par exemple débit d'air, pression d'injection, débit pilot...) est déterminé par interpolation sur les entrées (vitesse de rotation du vilebrequin, couple indiqué (ou débit de fuel) et conditions extérieures du moteur (température et pression d'air ambiant, température d'eau de refroidissement...)) à différents instants t_i

$$y(t_n) = f \left(\begin{array}{l} C_{indiqué}(t_n), w(t_n); T_{eau}(t_n), T_{atm}(t_n), P_{atm}(t_n), \dots, \\ C_{indiqué}(t_{n-1}), w(t_{n-1}); T_{eau}(t_{n-1}), T_{atm}(t_{n-1}), P_{atm}(t_{n-1}), \dots, \\ \dots, \\ C_{indiqué}(t_{n-l}), w(t_{n-l}); T_{eau}(t_{n-l}), T_{atm}(t_{n-l}), P_{atm}(t_{n-l}), \dots \end{array} \right)$$
- Trajet dynamique : Il est caractérisé par les trois états suivants du moteur :
 - Un état stabilisé du moteur.
 - Une variation des variables d'états du moteur (Pression d'admission et d'échappement, vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur, ...) et de ses émissions suite à un changement d'un ou plusieurs paramètres de contrôle (pression d'injection, avance à l'injection,...) ou des entrées du moteur (débit fuel, couple résistant).
 - Le retour à un état stabilisé du moteur.

Chapitre 1 Problématique

1.1- Les émissions gazeuses du moteur Diesel

La pollution de l'air est une conséquence directe de l'évolution industrielle et de l'accroissement de la consommation énergétique dans le monde entier. C'est l'un des problèmes majeurs du XXIème siècle que l'être humain doit impérativement résoudre [44].

Aujourd'hui, les pays développés ont pris conscience des dégâts de l'exploitation irrationnelle de l'énergie et des ressources naturelles et des conséquences de leur irresponsabilité sur l'avenir de la terre. Alors ils ont commencé à prendre des mesures pour limiter la pollution de l'environnement en fixant des seuils afin d'arriver à un équilibre climatique sûr pour préserver la vie sur notre planète.

1.1.1- La contribution du domaine des transports à la pollution

Le transport routier est l'un des domaines contribuant à la pollution de l'air. Sa responsabilité est prépondérante pour les émissions de monoxyde de carbone (CO) et d'oxydes d'azote (NO_x), et relativement importante pour le gaz carbonique (CO₂) et les composés organiques volatils non méthaniques (COVNM). Certaines de ces émissions ont des effets locaux affectant la santé humaine dans un périmètre spécifique et à partir d'une concentration donnée et d'autres ont des effets globaux indépendamment du milieu d'origine des émissions comme l'effet de l'augmentation de la concentration des gaz à effet de serre (GES) dans l'atmosphère sur le réchauffement climatique (le domaine des transports a contribué à 26 % des émissions des GES en France en 2004 (Annexe B)). Malgré les recherches et les progrès faits dans le domaine du développement durable et sur l'utilisation des énergies alternatives, le domaine des transports routiers repose actuellement sur deux sources principales d'énergie : l'essence et le gazole. Cela est dû principalement à la facilité de la production, stockage et distribution de ces carburants, à une sécurité meilleure sur les routes et à un coût plus réduit relativement aux autres sources proposées.

Dans le domaine automobile, on parle souvent de la diésélisation du parc, c'est-à-dire l'augmentation du nombre des véhicules équipés d'un moteur Diesel. Le moteur Diesel a des caractéristiques très intéressantes ; il a une meilleure efficacité énergétique par rapport à celle du moteur à essence de puissance comparable (les économies de la consommation du carburant sont comprises entre 20 et 30 %) et en même temps il a des avantages économiques (le prix final d'un litre de gazole est relativement plus bas que celui de l'essence dans les pays de l'Union Européenne alors que les prix des véhicules sont comparables). En France, la demande des véhicules Diesel en 2004 était plus que le double de celle des véhicules à essence (Figure 1.1). On a aussi remarqué un accroissement progressif sur la demande des véhicules Diesel depuis 1994 et jusqu'à 2004 (Figure 1.2), c'est ainsi qu'on parle de la diésélisation du parc automobile français.

1.1.2- Les émissions Diesel

Les émissions du moteur Diesel peuvent être classés suivant deux catégories : les polluants (primaires provenant directement de la combustion du gazole et émis à travers le système d'échappement, et secondaires résultant de la transformation chimique des premiers dans l'atmosphère), et le CO₂. Leurs effets sont différents sur la santé humaine et sur l'environnement selon la nature du gaz et sa concentration. Par la suite, on va citer leurs effets sanitaires et leur contribution à la pollution globale de notre planète.

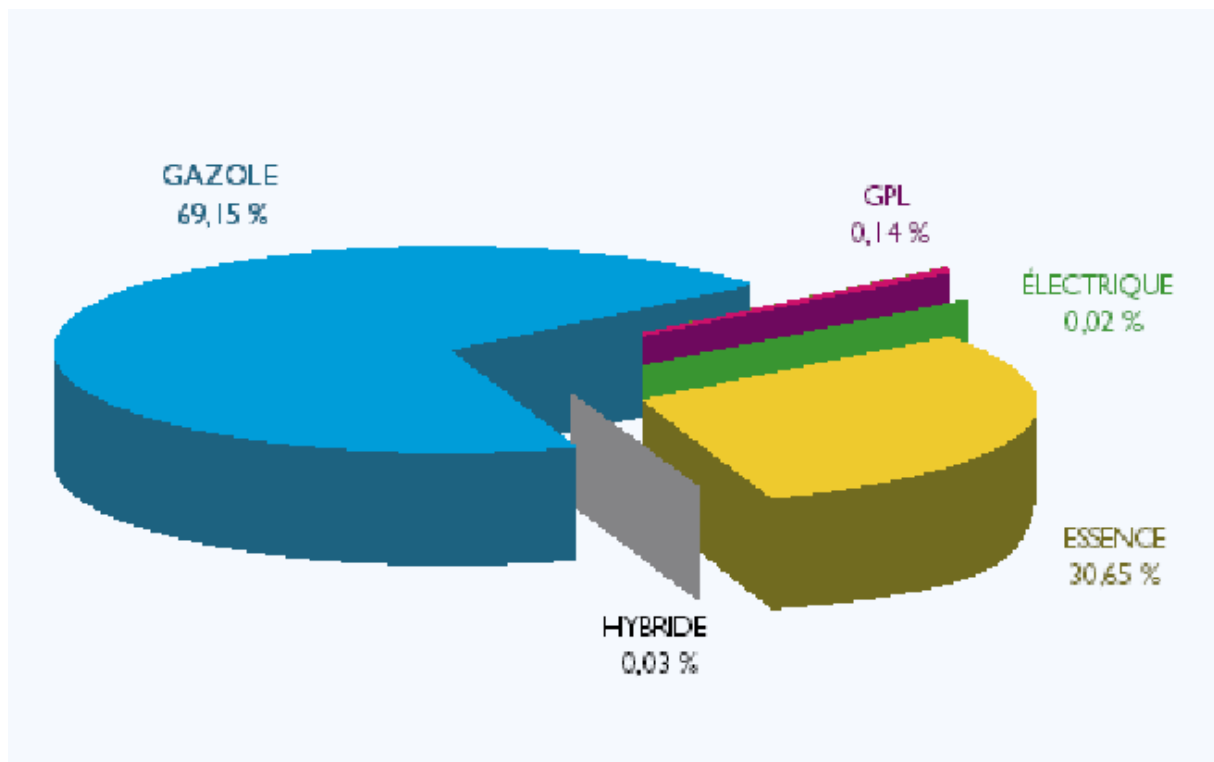


Figure 1.1 : Répartition des ventes des véhicules en 2004 en France [4].

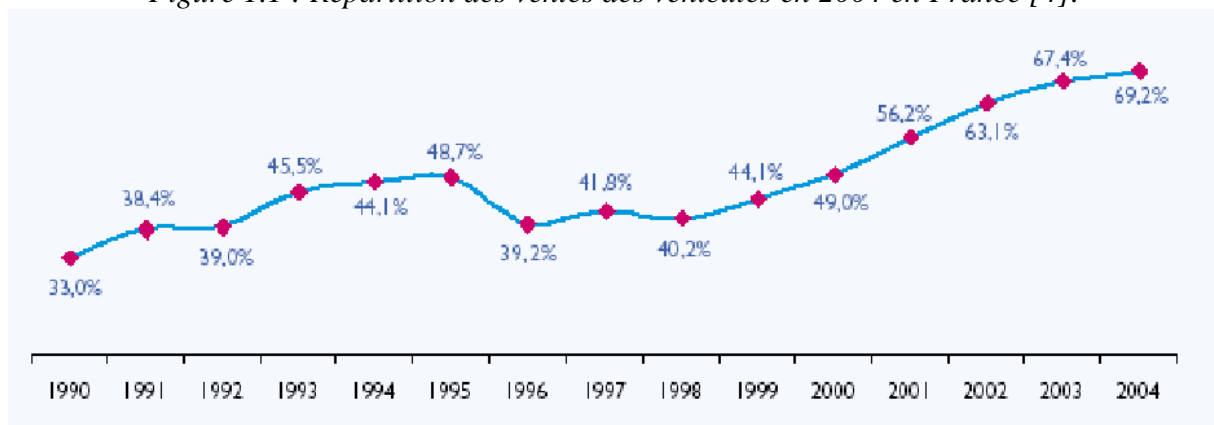


Figure 1.2 : Progression de la vente des véhicules Diesel depuis 1990 et jusqu'à 2004 [4].

1.1.2.1- Polluants primaires

1.1.2.1.1- Le monoxyde de carbone (CO)

Le monoxyde de carbone se fixe à la place de l'oxygène sur l'hémoglobine du sang conduisant à un manque d'oxygénation du système nerveux et du cœur. Le système nerveux central et les organes sensoriels sont les premiers affectés (céphalées, asthénies, vertiges, troubles sensoriels). Il peut engendrer l'apparition de troubles cardio-vasculaires.

1.1.2.1.2- Les oxydes d'azote (NO_x)

Le dioxyde d'azote NO₂ est un gaz irritant qui pénètre dans les plus fines ramifications des voies respiratoires. Il peut, dès 200 µg/m³, entraîner une altération de la fonction respiratoire, une hyperréactivité bronchique chez l'asthmatique et un accroissement de la sensibilité des

bronches aux infections chez l'enfant. Les NO_x interviennent aussi dans le processus de la formation d'ozone O₃, un gaz à effet de serre (Annexe B), dans la basse atmosphère.

1.1.2.1.3- Le dioxyde de soufre (SO₂)

Le dioxyde de soufre est un gaz irritant. Il est associé à une altération de la fonction pulmonaire chez l'enfant et à une exacerbation des symptômes respiratoires aigus chez l'adulte (toux, gêne respiratoire). Les personnes asthmatiques y sont particulièrement sensibles.

1.1.2.1.4- Les particules

Les particules fines irritent les voies respiratoires surtout chez les enfants et certaines particules contenant des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) ont des propriétés mutagènes et cancérogènes.

1.1.2.1.5- Les composés organiques volatiles (COV)

Les composés organiques volatiles sont multiples (les hydrocarbures (HC) imbrûlés, les aldéhydes, le benzène qui provient de la combustion incomplète du carburant et de l'huile...). Leurs effets sanitaires sont variables selon la nature du polluant. Ils vont de la simple gêne olfactive à une irritation, une diminution de la capacité respiratoire, jusqu'à des effets mutagènes et cancérogènes. En plus ils ont un rôle majeur dans le processus de la formation d'ozone O₃, un gaz à effet de serre (Annexe B), dans la basse atmosphère.

1.1.2.2- Polluants secondaires

1.1.2.2.1- L'ozone (O₃)

L'ozone est le résultat d'une transformation photochimique des émissions primaires des Diesel (surtout NO_x et COVNM) dans l'atmosphère sous l'effet des rayonnements ultraviolets. Il provoque de la toux et une altération pulmonaire, surtout chez les enfants et les asthmatiques ainsi que des irritations oculaires. En plus il est un gaz à effet de serre (Annexe B).

1.1.2.2.2- Les pluies acides

Les NO_x et les SO₂ contribuent aux phénomènes des pluies acides qui menacent la vie des forêts et des eaux et s'attaquent aux cultures et aux bâtiments.

1.1.2.3- Le dioxyde de carbone (CO₂) et l'effet de serre

L'effet de serre (Annexe B) est un phénomène essentiel pour préserver la vie sur la terre comme nous la connaissons puisqu'il aide à maintenir une température moyenne de la planète de 15°C au lieu de -18°C sans effet de serre. Cependant le danger réside dans l'excès des émissions des GES, cet excès détruit l'équilibre naturel et emmène vers le réchauffement climatique. Le dioxyde de carbone est le contributeur principal à l'effet de serre. Sa concentration dans l'atmosphère n'a cessé d'augmenter durant le dernier millénaire et a marqué des valeurs très effrayantes qui n'ont jamais été atteintes durant les 400,000 dernières années. Cette augmentation est principalement due aux activités humaines et à la production

d'énergie d'origine fossile. Dans le passé, la terre a connu des changements climatiques plus sévères mais bien étendus sur de longues périodes alors qu'aujourd'hui ce sont la vitesse et l'accélération des changements actuelles qui mettent les différentes espèces sur terre en danger. Les pays industriels ont récemment pris en compte l'exigence de réduire l'émission des GES et ils ont accordé l'application d'un protocole appelé le protocole de Kyoto pour limiter ses émissions. Ce protocole engage les parties signataires à fixer, comme un premier objectif, une limitation sur les émissions des GES à l'horizon 2008-2012. Ce protocole prévoit aussi l'échange des quotas d'émissions pour que les pays produisant un excès de GES puissent profiter des pays qui ont moins émis des GES. L'objectif final est d'arriver à une production annuelle mondiale des GES avec 5.2% de réduction du niveau atteint en 1990. Le protocole a été ratifié en Février 2005 par 156 pays. En France, le secteur de transport (Annexe B) contribue, pour environ un quart, aux émissions des gaz à effets de serre.

1.1.3- Moyens de lutte pour limiter les émissions des véhicules

Les pays de l'Union Européenne ont cherché à lutter contre les émissions des polluants et de CO₂ et à limiter leurs dégâts par les trois voies suivantes :

- Les normes européennes d'émission (Euro I...V). Elles fixent les limites maximales autorisées de l'émission des polluants réglementés sur des cycles de conduite standard. Les véhicules neufs doivent respecter ces normes.
- Le post-traitement (imposition du pot catalytique trois voies et du pot d'oxydation, respectivement sur les véhicules essence depuis 1993, et sur les véhicules Diesel depuis 1997).
- L'amélioration de la technologie du moteur, une meilleure gestion des paramètres de contrôle et le remplacement des carburants classiques par les biocarburants et les carburants alternatifs.

Toutes ces solutions sont présentées et discutées dans l'annexe A. Les réductions obtenues sont contrebalancées par l'augmentation de la taille du trafic et par l'inertie de pénétration de la nouvelle technologie par renouvellement du parc automobile (Figure 1.3), (le parc de voitures particulières met 15 ans pour renouveler 50 % de ses voitures et 24 ans pour renouveler 95 % [41]).

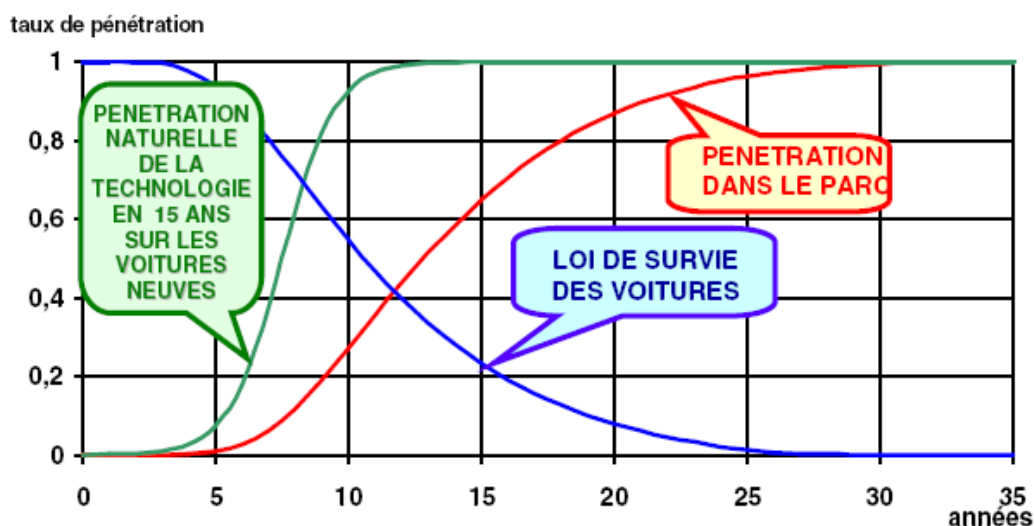


Figure 1.3 : Courbe de renouvellement du parc automobile
[Source C. Gallez Inrets/ADEME]

(ADEME=Agence de l'Environnement et de la Maîtrise de l'Energie).

1.1.3.1- Les normes européennes pour les polluants réglementés

Les émissions des moteurs automobiles sont soumises à une série de réglementations qui deviennent de plus en plus sévères. Les polluants réglementés sont : HC, CO, NO_x et PM (particulate matter). L'émission des CO₂, le principal gaz à effet de serre, n'est pas encore soumise à des restrictions mais on prévoit son addition aux listes des polluants réglementés dans l'Euro V en 2008. Les seuils des polluants et le processus d'analyse des nouveaux véhicules sont différents suivant le combustible utilisé (gazole ou essence) et le type du véhicule (véhicules légers ou poids lourds). Le tableau 1.1 décrit les réglementations imposées aux voitures Diesel depuis l'Euro I en 1992 et jusqu'à les limites proposées dans l'Euro V en 2008. La figure 1.4 décrit l'évolution de la réduction des limites de l'Euro I jusqu'à l'Euro IV. Le cycle de conduite utilisé pour réglementer les voitures Diesel est représenté sur la figure 1.5. Le véhicule est jugé suivant la quantité moyenne émise des polluants en g/Km sur un banc à rouleaux avec démarrage à froid, le cycle est appelé NEDC (new european driving cycle).

En même temps, les normes européennes ont évolué en tant que qualité des carburants. Ainsi le plomb dans l'essence a été définitivement interdit en France depuis le 1 Janvier 2000 et la teneur en soufre des carburants a été sensiblement réduite en Europe, elle est depuis le 7 janvier 2005 inférieure à 50 ppm pour l'essence et le gazole et on prévoit une teneur en soufre inférieure à 10 ppm vers l'année 2009 (Figure 1.6).

Euro	Date	CO	NO _x	HC+NO _x	PM
I	1992	2.72	-	0.97	0.14
II	DI ¹	1	-	0.7	0.08
	IDI ²	1	-	0.9	0.1
III	2000	0.64	0.5	0.56	0.05
IV	2005	0.5	0.25	0.3	0.025
V	2008	0.5	0.2	0.25	0.005

Tableau 1.1 : Normes européennes des émissions pour les véhicules Diesel en g/Km.

¹ : Diesel Direct Injection et ² : Diesel Indirect Injection.

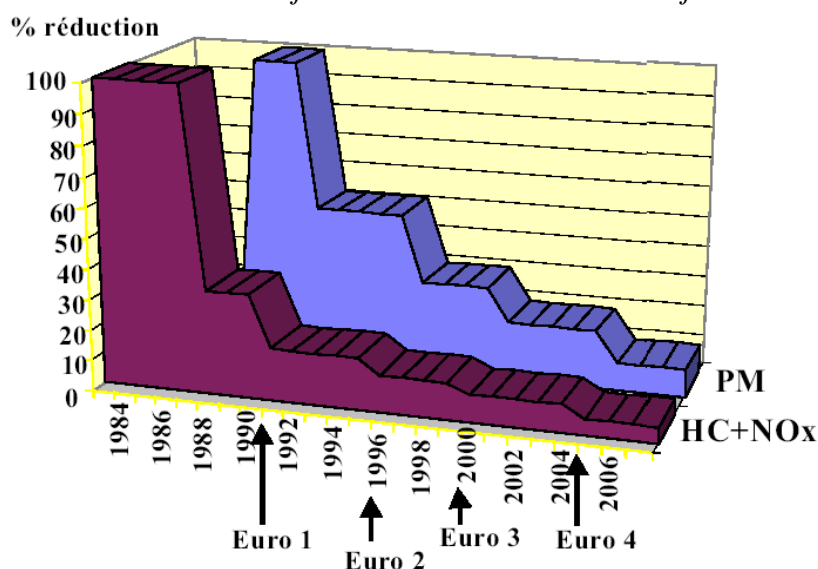


Figure 1.4 : Evolution des limites des émissions des voitures Diesel depuis Euro 1 jusqu'au Euro 4 [4].

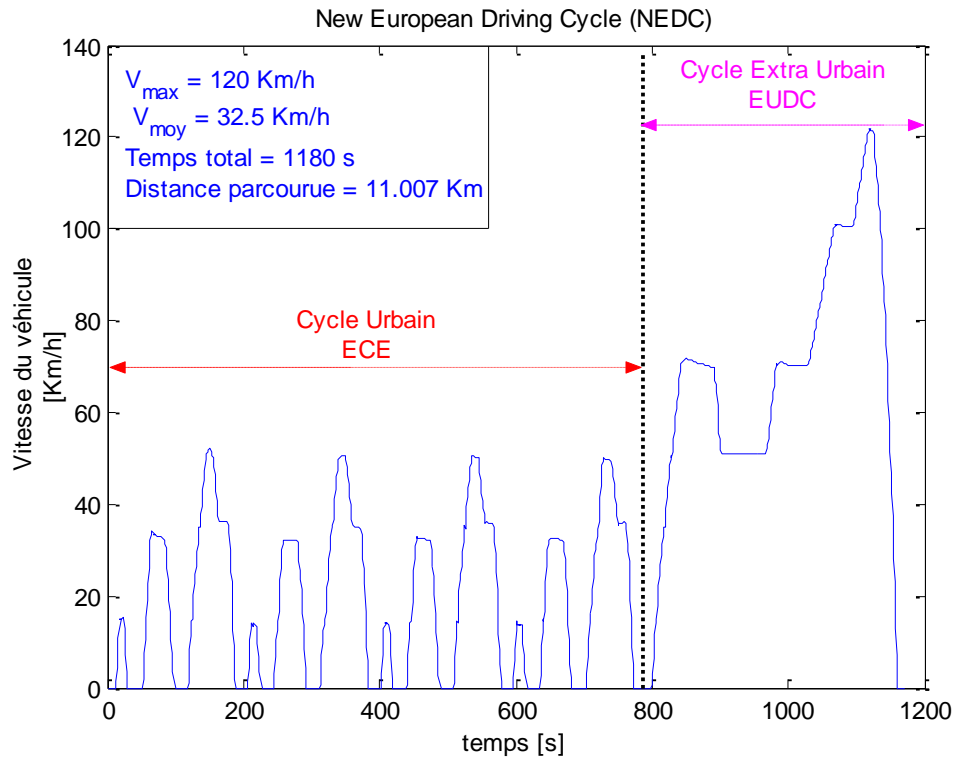


Figure 1.5 : Variation de la vitesse du véhicule sur le cycle NEDC [Source Delphi] (départ à froid, 4 ECE + 1 EUDC).

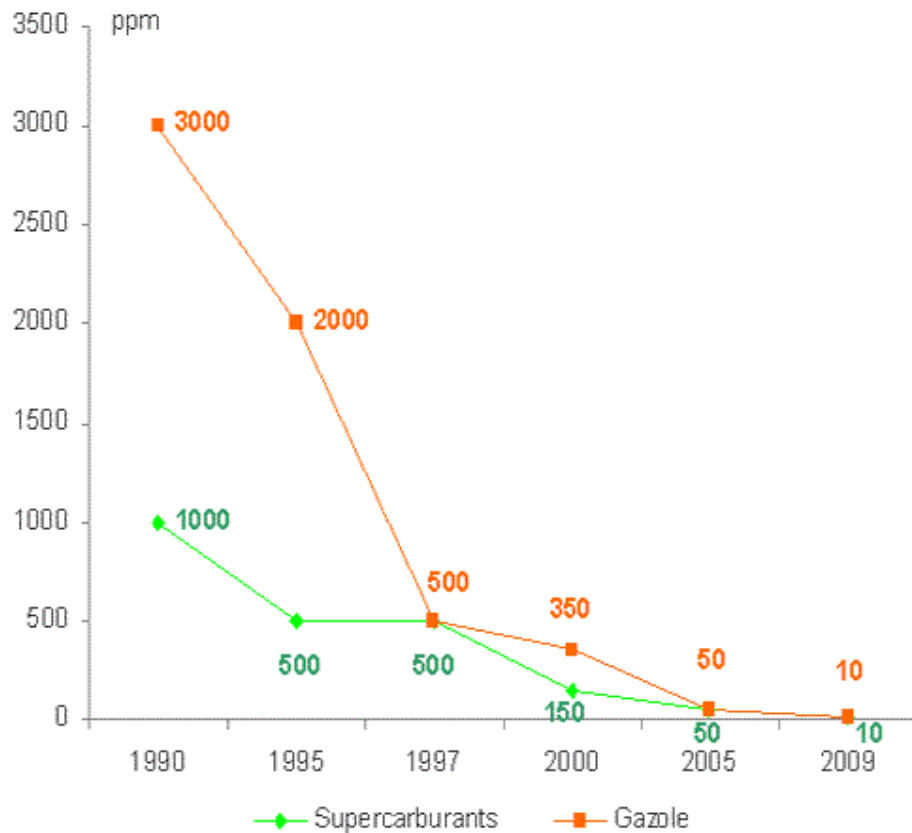


Figure 1.6 : Diminution de la teneur en soufre des carburants [source UFIP 2006], (UFIP=Union Française des Industries Pétrolières).

1.1.3.2- Les moyens pour diminuer la production de CO₂

Il s'agit essentiellement de diminuer les résistances à l'avancement du véhicule par :

- La diminution de la résistance au sol et la diminution du frottement des pneumatiques et de la masse du véhicule.
- L'augmentation du rendement du GMP (groupe moto-propulseur) : moteur et chaîne cinématique. Le contrôle moteur joue ici un rôle de premier plan.

1.2- Le contrôle moteur

Le contrôle moteur (Annexe A) calcule en permanence les valeurs qu'il faut attribuer aux différents paramètres de contrôle et les appliquent aux actionneurs correspondants. Le calculateur principal (ECU, Electronic Control Unit) analyse en temps réel les signaux provenant des divers capteurs installés sur le véhicule et il communique avec les calculateurs auxiliaires présents dans le véhicule (comme le calculateur d'injection, de la boîte de vitesse, du système d'antipatinage des roues ASR (antislip regulation)...) afin de coordonner et améliorer leurs fonctions. L'aptitude du contrôle moteur à prédire les bonnes valeurs des réglages et à les appliquer correctement aux différents actionneurs est une tâche essentielle pour assurer le bon fonctionnement du moteur et les besoins du conducteur tout en minimisant la consommation du carburant et les émissions des polluants.

1.2.1- Les fonctions du contrôle moteur

Les moteurs Diesel modernes sont quasiment équipés tous d'un turbocompresseur à géométrie variable, d'un système de re-circulation des gaz d'échappement, d'un système d'injection rampe commune à haute pression et de systèmes de post traitement. L'amélioration de la performance du moteur, la maximisation de son rendement effectif et la résolution du problème de la pollution ont donc exigé l'exploitation de différentes technologies du moteur et de divers types de post-traitement parmi ceux décrits dans l'annexe A [25]. L'évolution des techniques utilisées a permis d'obtenir des moteurs plus performants et moins polluants, mais a aussi créé des systèmes MIMO (Multiple Inputs Multiple Outputs) très complexes et extrêmement difficiles à gérer. Le nombre des paramètres de contrôle du moteur n'a pas cessé d'augmenter (12 à 16) et toute recherche des paramètres optimaux minimisant la pollution est devenue une mission très délicate. Ces paramètres interagissent entre eux (par exemple le couplage entre la position de la valve d'EGR et les vannes de la géométrie variable de la turbine) et possèdent parfois des effets antagonistes sur l'émission de certains polluants (l'augmentation du taux d'EGR permet de réduire l'émission des NO_x mais en même temps s'accompagne d'une production plus importante de particules et de la génération de la fumée visible (Figure 1.7)). Par conséquent, le contrôle moteur est devenu une fonction critique dans l'élaboration de nouvelles générations de moteurs et la création et l'intégration des algorithmes de contrôle sur le calculateur sont au cœur des recherches actuelles. Si le contrôle moteur est aujourd'hui bien maîtrisé en régime stationnaire, il reste des progrès majeurs à réaliser en régime transitoire. Dans ce travail nous proposons de :

- Rechercher les paramètres optimaux (minimisant la pollution et le CO₂) sur toute la plage de fonctionnement du moteur et les stocker dans des cartographies dynamiques.
- Exploiter ces cartographies dynamiques à l'aide d'un contrôleur optimal inclus dans l'ECU.

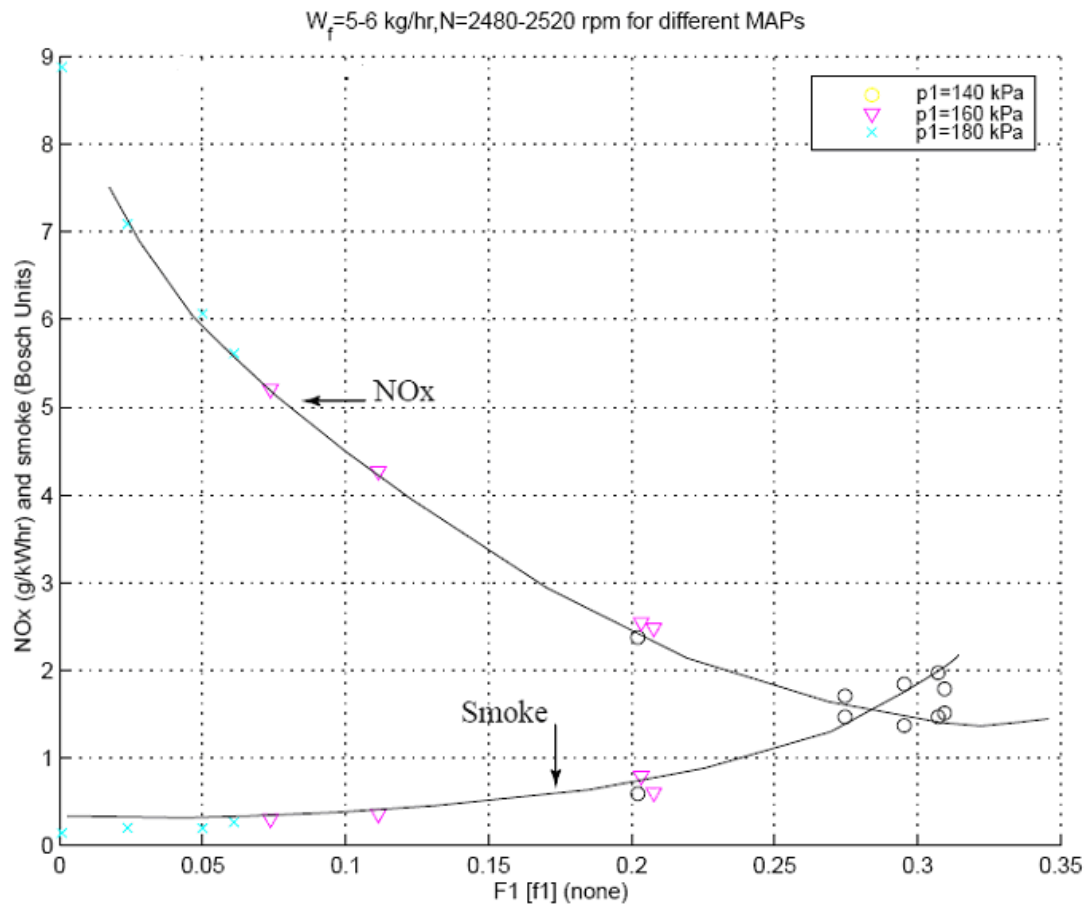


Figure 1.7 : Graphe de la variation des émissions de NO_x et de fumées par rapport au changement du taux d'EGR appelé ici $F1$ [42].

1.2.2- Le contrôle moteur actuel, les réalisations

La commande d'un moteur est classiquement basée sur des cartographies statiques obtenues par optimisation expérimentale sur un banc d'essais statiques [27]. Les spécialistes se servent de leurs expertises et de leur propre jugement pour rechercher les paramètres optimaux relatifs à une vitesse de rotation et à un couple indiqué en régime stationnaire. Ensuite, pour adapter ces paramètres au fonctionnement dynamique du moteur, on utilise les correcteurs dynamiques et les techniques de l'automatique dont les paramètres sont identifiés à partir des essais dynamiques. Ces techniques [46] [2] [3] [6] [9] permettent l'amélioration de la performance du moteur dans une zone limitée, tout en conservant une performance acceptable en dehors de cette zone, mais en tous cas elles ne sont pas capables d'assurer le fonctionnement optimal du moteur dans toute sa plage de fonctionnement.

1.2.2.1- Les cartographies

Dans ce paragraphe, nous allons présenter les cartographies exploitées dans les algorithmes de contrôle actuels et les correcteurs dynamiques utilisés pour prendre en compte la dynamique du moteur.

1.2.2.1.1- Cartographies de base

Les schémas de contrôle intégrés sur les calculateurs des moteurs thermiques sont actuellement tous basés sur des cartographies bidimensionnelles qui sont fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin et du couple indiqué (ou parfois vitesse de rotation et débit fuel). Ces cartographies contiennent les valeurs des paramètres de contrôle obtenues par optimisation expérimentale sur un banc statique. Les critères d'optimisation sont nombreux (min CO₂, stabilité, seuil de polluants à ne pas dépasser...). Par exemple les valeurs retenues de la pression d'injection P_{rail} suite à cette optimisation sont enregistrées dans une cartographie (Figure 1.8) en fonction de la vitesse de rotation du moteur et du couple indiqué. Le calculateur moteur, appelé ECU, exploite ces tables pour calculer les valeurs de base qu'il faut appliquer aux paramètres de contrôle par simple interpolation de leur contenu.

X\Y	0.00	20.00	40.00	60.00
750.00	230	230	230	230
900.00	250	250	250	250
1000.00	264	265	273	284
1200.00	279	284	308	329
1400.00	293	308	339	367

Figure 1.8 : Cartographie de la pression d'injection P_{rail} (Bar) en fonction de la vitesse de rotation (X) (tr/mn) et du couple indiqué (Y) (N.m.).

1.2.2.1.2- Cartographies correctives

Les cartographies correctives sont utilisées pour ajuster les valeurs issues des cartographies de base en fonction des évolutions de certaines variables décrivant l'état actuel du moteur ou de l'environnement. Parmi ces variables, mesurées en temps réel par des capteurs installés sur le véhicule, on peut citer la température d'eau de refroidissement, la température d'air ambiant, la pression atmosphérique... Ainsi, pour un couple et une vitesse de rotation donnés, la valeur issue de la cartographie de base de P_{rail} sera multipliée par un facteur de correction fonction de la température d'eau, du couple et du régime, puis par une autre, fonction de la température d'air, du couple et du régime, et ainsi de suite..., avant d'être appliquée à l'actionneur correspondant. Le calculateur du moteur utilise ainsi une centaine de cartographies de dimensions diverses.

1.2.2.1.3- Correction dynamique

Les valeurs corrigées des paramètres de contrôle sont ensuite adaptées au fonctionnement dynamique du moteur en faisant appel aux techniques de l'automatique comme les contrôleurs PID (Proportionnel, Intégrale, Dérivé). Ainsi pour passer d'un point de fonctionnement initial 1 au point de fonctionnement final 2, les cartographies de base et les cartographies correctives fournissent les valeurs optimales y_{10} et y_{20} de la pression P_{rail} . Ensuite le correcteur dynamique du calculateur calcule l'évolution de cette position au cours du temps pour passer de y_{10} à y_{20} . Une correction dynamique peut prendre la forme suivante [15] :

$$y_2(t) = y_{10} + (y_{20} - y_{10}) \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{T_v}{T_l} \right) \right] \cdot e^{-\frac{t}{T_l}} \quad (\text{Eq. 1.1})$$

$y_2(t)$ représente la valeur corrigée du paramètre de contrôle. T_l est une constante qui est adaptée en fonction du temps de réponse dynamique du processus (de l'ordre de 0.25 s) et T_v

est un paramètre du correcteur dynamique déterminé par optimisation expérimentale sur un banc moteur.

1.2.2.2- Algorithmes de contrôle

Les algorithmes utilisés en contrôle moteur sont les classiques, contrôle en boucle ouverte et contrôle en boucle fermée.

1.2.2.2.1- Contrôle en boucle ouverte

Dans un algorithme de contrôle en boucle ouverte, les entrées sont indépendantes de la sortie. La valeur de la variable à contrôler est supposée atteindre une valeur désirée sans être surveillée pour y parvenir. Il s'agit des variables moteur qui ne soulèvent pas de problèmes de stabilité, qui sont robustes aux changements brusques dans l'environnement du moteur et dont l'erreur entre leur valeur et la valeur désirée n'emmène pas à une détérioration du fonctionnement du moteur.

Par exemple, sur un moteur équipé d'un système d'injection common rail, la quantité de gazole injectée est divisée en plusieurs injections élémentaires (Pilot, Main et After) réparties sur un cycle moteur et repérée par rapport au PMH (point mort haut). Les consignes de la pression rail, des quantités injectées et des avances à l'injection sont obtenues par interpolation des cartographies statiques. Ensuite la pression rail est contrôlée en boucle fermée tandis que les quantités et les avances sont contrôlées en boucle ouverte:

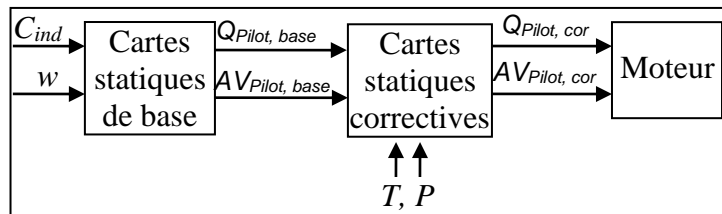


Figure 1.9 : Contrôle en boucle ouverte de la quantité injectée et de l'avance à l'injection Pilot
(w : vitesse de rotation du vilebrequin, C_{ind} : couple indiqué, Q_{Pilot} : quantité injectée Pilot, AV_{Pilot} : Avance à l'injection Pilot, base : valeur de base, cor : valeur corrigée, T : température et P : pression).

1.2.2.2.2- Contrôle en boucle fermée

Le contrôle d'une variable moteur en boucle fermée a pour but de forcer cette variable à suivre une valeur de consigne prédéterminée. Il est utilisé pour garantir l'indépendance du comportement du moteur vis-à-vis de ses conditions de fonctionnement, des dispersions des composants et des perturbations. On pourra citer à titre d'exemple, l'asservissement de la richesse, le contrôle du régime moteur au ralenti, le contrôle de l'avance à l'allumage en limite de cliquetis sur les moteurs à essence, le contrôle du débit d'air frais entrant dans les cylindres sur les moteurs équipés d'un système EGR, le contrôle de la pression d'injection sur les moteurs équipés d'un système rampe commune... La description du processus de contrôle est faite à l'aide de sa fonction de transfert qui est égale au rapport des transformées de Laplace entre la variable de sortie et celle d'entrée. La fonction de transfert présente des zéros et des pôles qui sont les racines respectivement de son numérateur et de son dénominateur. La position des pôles dans le plan complexe permet de décrire la stabilité et la dynamique de la réponse du système. La figure 1.10 montre le contrôle en boucle fermée de la pression de suralimentation P_{boost} sur un moteur équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable. L'entrée du PID est la différence entre la consigne et la valeur mesurée de la pression de

suralimentation P_{boost} . La sortie est une correction apportée sur la valeur de pré-positionnement obtenue via les cartographies statiques de la position de la géométrie variable de la turbine.

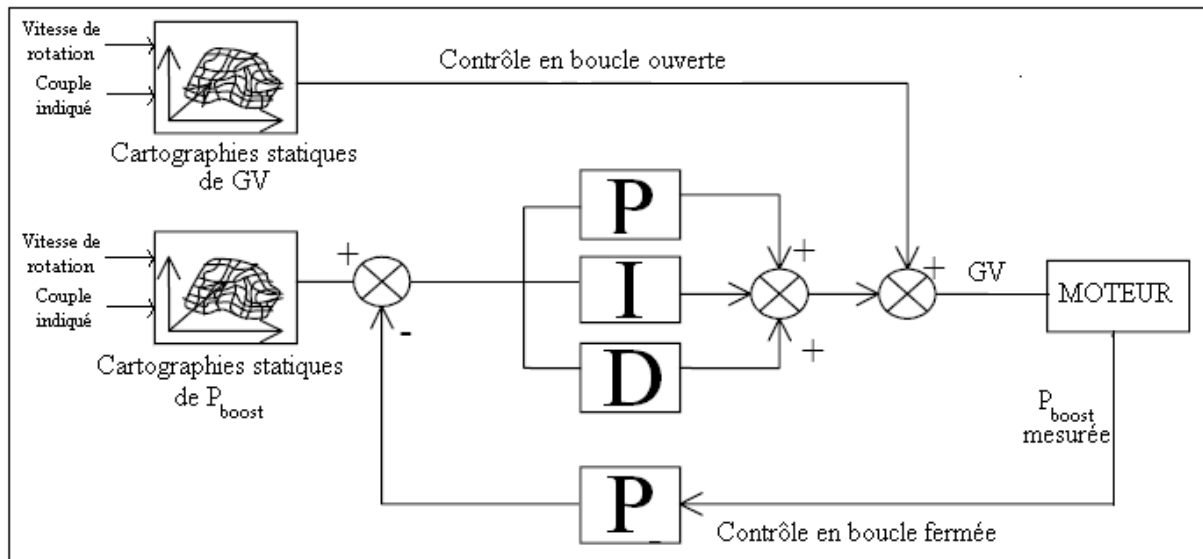


Figure 1.10 : Contrôle en boucle fermée de la pression de suralimentation P_{boost} [49], (GV : position de la géométrie variable de la turbine, PID : proportionnel intégrale dérivé).

1.2.2.3- La méthodologie proposée

L'optimum du fonctionnement du moteur correspond à la recherche de la consommation minimale du carburant, dans le respect des réglementations imposées des polluants, tout en assurant le confort du conducteur et en prenant en considération l'évolution des conditions extérieures et la dynamique des différents processus. Actuellement, il n'existe pas une méthode automatique pour déterminer les valeurs optimales des paramètres de contrôle et leur meilleure combinaison assurant les critères précédents dans toute la plage de fonctionnement du moteur.

La cartographie dynamique est une table multidimensionnelle où le paramètre de contrôle (par exemple débit d'air, pression d'injection, débit pilot...) est déterminé par interpolation sur les entrées (vitesse de rotation du vilebrequin, couple indiqué (ou débit de fuel) et conditions extérieures du moteur (température et pression d'air ambiant, température d'eau de refroidissement...)) à différents instants t_i .

1.2.2.3.1- Principe du contrôle moteur proposé

Dans ce travail nous proposons un contrôle moteur en deux étapes : une recherche préalable « Off Line » des valeurs optimales des paramètres du contrôle en prenant en compte les différents critères cités précédemment suivi d'une intégration « On Line » des valeurs obtenues sur le calculateur du moteur (Figure 1.11).

1. Etablissement des cartographies dynamiques « Off Line ».

Dans la première étape, il s'agit de rechercher par une méthode automatique les valeurs optimales des paramètres de contrôle à appliquer au moteur en régime dynamique. Cette méthode doit être universelle et indépendante du nombre de paramètres à gérer. Les algorithmes de contrôle classiques basés sur les cartographies statiques seront remplacés par des cartographies dynamiques permettant de déterminer directement les valeurs optimales (minimisant la pollution et le CO_2) à appliquer aux

actionneurs sans devoir passer par des corrections de différentes natures dues à la dynamique du processus ou à la variation des conditions de fonctionnement du moteur. La résolution « On Line » du problème d'optimisation sur un véhicule réel n'est pas réalisable à cause du temps de calcul très long. Donc l'optimisation est faite « Off Line » sur un ordinateur puissant dans le but d'obtenir les cartographies dynamiques décrivant les valeurs à attribuer aux paramètres de contrôle.

En plus il faut noter que l'exploitation directe des résultats d'optimisation exige un nombre très important de cartographies dynamiques multidimensionnelles pour pouvoir contrôler correctement le moteur dans tout le domaine de son fonctionnement. L'ECU du moteur n'a pas actuellement la capacité requise pour mémoriser et gérer toutes ces cartes.

2. Construction du contrôleur optimal « On Line ».

Dans la seconde étape, ces cartographies constituent une base d'apprentissage d'un contrôleur à réseaux de neurones qui a l'avantage de reproduire « On Line » et avec une grande précision les paramètres de contrôle optimaux, dans un temps de calcul très court. Ainsi les cartographies dynamiques obtenues « Off Line » n'encombrent plus la mémoire du calculateur principal du moteur et sont remplacées par les valeurs des coefficients (poids et biais) des réseaux de neurones. Ce contrôleur est donc exploitable dans des applications du moteur en temps réel.

1.2.2.3.2- Les modèles nécessaires à l'établissement des cartographies dynamiques

Tout problème d'optimisation est défini par : la fonction objectif regroupant les critères à minimiser, les entrées, les variables d'optimisation, les contraintes égalités et les contraintes inégalités. La plupart de ces éléments nécessitent des modèles prédictifs associés. Ainsi le fonctionnement du moteur et les émissions gazeuses doivent être décrits par des modèles où interviennent les différents paramètres de contrôle.

Les modèles sont construits à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais. La modélisation peut être faite suivant deux approches : les modèles de connaissance (quasi-statiques [32], vidange-remplissage, bond graph [47] (Annexe I)) et les modèles de représentation (fonction de transfert [31], séries temporelles, Narmax [52], réseaux de neurones [33]). Le choix des modèles est directement lié aux données expérimentales disponibles, aux difficultés du problème (nombre de paramètres de contrôle, interaction et complexité des paramètres), à la connaissance des détails géométriques des différentes parties du système moteur et à l'objectif des modèles (optimisation du fonctionnement du moteur sur un trajet dynamique spécifique comme le cycle NEDC ou sur toute la plage de fonctionnement du moteur).

- Parmi les modèles de connaissance, les modèles quasi-statiques en valeurs moyennes [1] sont les plus simples à identifier. Ils sont utilisés au chapitre 2 pour décrire le système moteur et les émissions et au chapitre 4 pour décrire le mouvement du vilebrequin.
- Parmi les modèles de représentation, les modèles boîtes noires à réseaux de neurones sont les plus flexibles. Ils sont utilisés au chapitre 3 pour décrire le mouvement du vilebrequin et les émissions et au chapitre 4 pour décrire les émissions.

Les données expérimentales proviennent des essais réalisés sur trois types de moteur nommés M1, M2 et M3 :

- Les essais relatifs au moteur M1 ont été faits antérieurement sur un banc d'essais dynamiques à l'Ecole Centrale de Lyon.
- Les données expérimentales relatives aux moteurs M2 et M3 sont fournies par Delphi Diesel Systems, Technical Center Blois. Les essais sont faits sur un banc à rouleaux et sur un banc d'essais statiques.

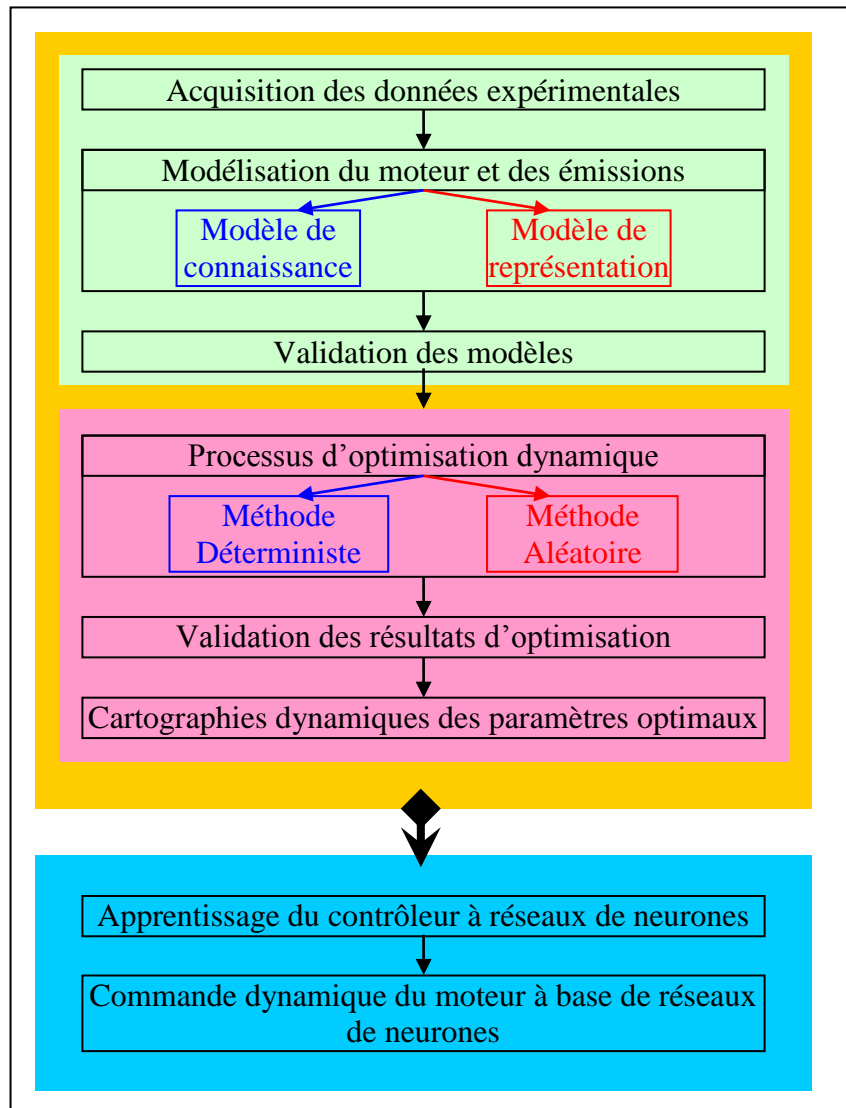


Figure 1.11 : Méthodologie proposée

Pour atteindre l'objectif de notre travail, le présent manuscrit est divisé en six chapitres :

Le chapitre 1 offre une introduction générale du problème des émissions du moteur Diesel et décrit les techniques d'optimisation expérimentale du fonctionnement et des émissions et du contrôle moteur actuelles, ses limites et la méthodologie proposée pour les remplacer.

Dans le chapitre 2, après avoir présenté les équations générales du moteur, nous élaborons des modèles physiques décrivant le système moteur M1 et l'opacité des fumées qu'il génère.

Dans le chapitre 3, après avoir donné quelques principes généraux sur les réseaux de neurones, nous élaborons des modèles à réseaux de neurones pour le mouvement du vilebrequin et les émissions du moteur M2.

Dans le chapitre 4, nous proposons une approche mixte pour modéliser le moteur M3. Le mouvement de vilebrequin est décrit par des modèles physiques en valeurs moyennes alors que les émissions sont prédites par des modèles à réseaux de neurones.

Dans le chapitre 5, nous décrivons l'optimisation du fonctionnement et de l'opacité du moteur M1 sur toute sa plage de fonctionnement et la calibration des paramètres de contrôle du moteur M2 sur le cycle NEDC. Ensuite nous élaborons un contrôleur neuronal pour commander le moteur M1 et nous présentons les résultats de son intégration dans des simulations du moteur en temps réel.

Dans le chapitre 6, la conclusion générale et les perspectives de cette étude sont exposées.

Chapitre 2 Modèles physiques

Nous avons écrit au chapitre 1 que la modélisation avant optimisation est incontournable. Nous commençons par les modèles physiques. Ces modèles sont fondés sur une compréhension et une connaissance profonde des phénomènes observés au sein des systèmes à modéliser (Figure 2.1). Le comportement des différents éléments de ces systèmes est décrit en se basant sur les lois physiques connues [17] comme les lois de la conservation de la masse et de l'énergie ou la première loi de la dynamique et en se référant aux observations expérimentales et aux hypothèses bien claires et justifiées. Ces modèles sont aussi caractérisés par une grande fiabilité et une excellente précision mais en même temps ils sont lourds, complexes et très difficiles à mettre en œuvre dans un problème d'optimisation. Dans ce chapitre, après avoir présenté les équations générales du moteur, nous élaborons des modèles physiques décrivant le système moteur M1 et l'opacité des fumées qu'il génère.

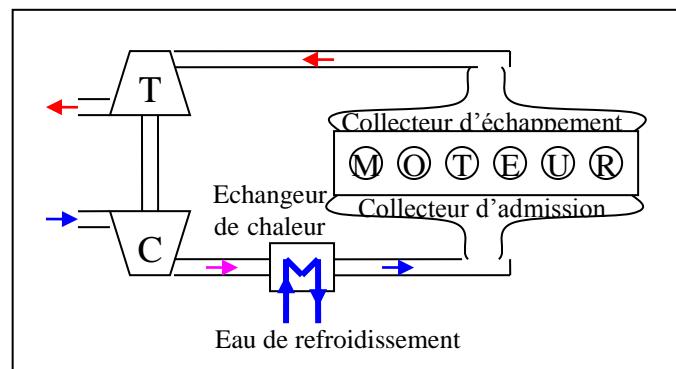


Figure 2.1 : Schéma représentatif du moteur M1.

2.1 Modélisation du système moteur

Parmi les différents modèles physiques connus (quasi-statiques, vidange-remplissage, bond graph...), nous choisissons les modèles quasi-statiques en valeurs moyennes [48] [20] puisqu'ils sont les plus simples ; ils décrivent précisément le comportement du moteur et en même temps, les variables d'état y sont représentées par leurs valeurs moyennes éliminant ainsi toute dépendance à la position angulaire du vilebrequin. Nous cherchons la simplicité puisque ces modèles sont conçus dans le but d'être utilisés dans un processus d'optimisation dynamique lourd. Le système moteur décrit dans la figure 2.2 comprend cinq blocs (le collecteur d'admission, le collecteur d'échappement, l'échangeur de chaleur, le moteur et le turbocompresseur à géométrie variable) dont chacun est modélisé séparément.

2.1.1- Hypothèses d'études

Pour pouvoir établir les modèles en valeurs moyennes, on va supposer que les hypothèses suivantes sont vraies :

1. L'air dans le collecteur d'admission et les gaz dans le collecteur d'échappement se comportent comme des gaz parfaits, donc les différents états de l'air ou des gaz sont liés par l'équation des gaz parfaits :
$$P \cdot V = m \cdot r \cdot T \quad (\text{Eq. 2.1})$$
2. Les collecteurs d'admission et d'échappement sont adiabatiques et par suite on va négliger tous les échanges de chaleur avec l'extérieur.
3. Les variations des capacités thermiques à volume constant et à pression constante avec la température sont négligeables.

4. La répartition de l'air dans le collecteur d'admission est homogène et tous les points à l'intérieur du collecteur sont à la même température et pression. De même pour les gaz dans le collecteur d'échappement.
5. Le moment d'inertie des pistons et bielles rapporté sur l'axe du vilebrequin est négligé par rapport au moment d'inertie de ce dernier (Annexe F). Par suite, le moment d'inertie du vilebrequin est considéré comme constant.

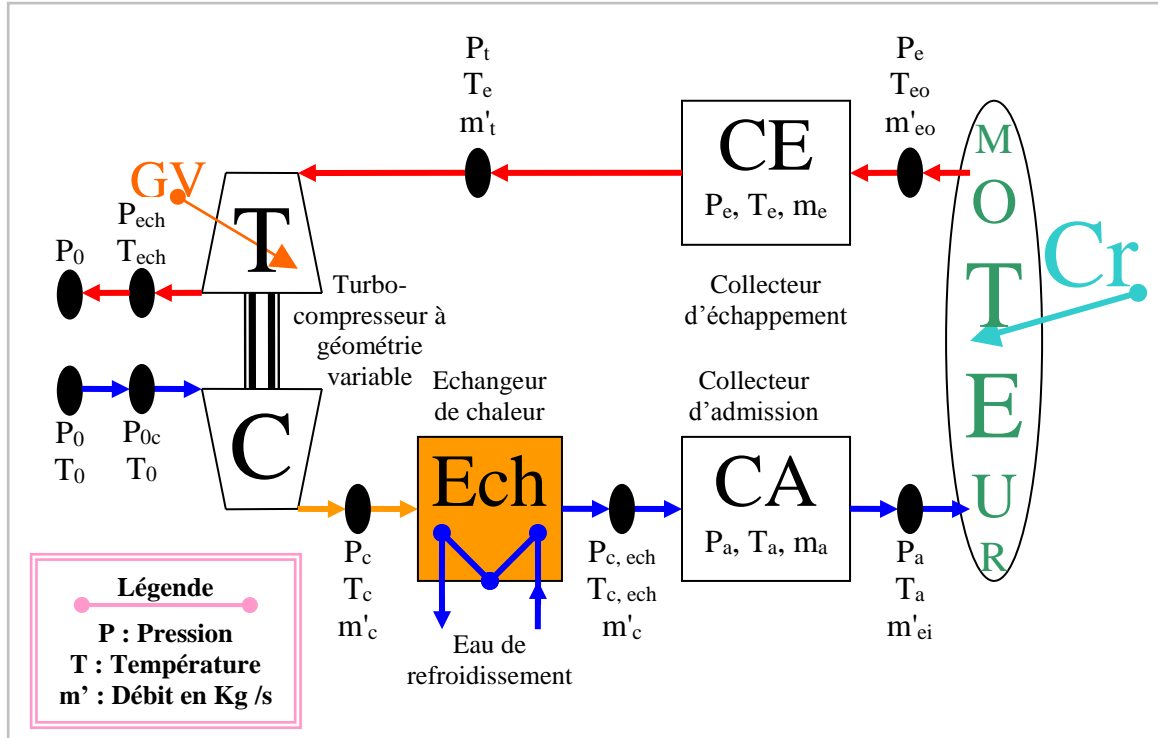


Figure 2.2 : Schéma détaillé du moteur M1 définissant les différentes notations utilisées.

2.1.2- Le collecteur d'admission

L'application du premier principe de la thermodynamique au collecteur d'admission donne :

$$\frac{d(m_a u)}{dt} = -\dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}_c \cdot h_c - \dot{m}_{ei} \cdot h_{ei} \quad (\text{Eq. 2.2})$$

m_a est la masse de l'air présent dans le collecteur d'admission, u est l'énergie interne de l'air, h est l'enthalpie, W est le travail produit ou consommé, Q est la chaleur dégagée ou absorbée, \dot{m}_c est le débit d'air à la sortie du compresseur et \dot{m}_{ei} est le débit d'air entrant dans les cylindres.

L'énergie interne et l'enthalpie sont reliées à la température de l'air par les équations suivantes :

$$u = C_v \cdot T \quad (\text{Eq. 2.3})$$

$$h = C_p \cdot T \quad (\text{Eq. 2.4})$$

$$C_v = \frac{r}{\gamma_a - 1} \quad (\text{Eq. 2.5})$$

$$C_p = \frac{\gamma_a \cdot r}{\gamma_a - 1} \quad (\text{Eq. 2.6})$$

r est la constante des gaz parfaits relative à l'air, C_v et C_p sont respectivement la capacité thermique à volume et pression constants et γ_a est le rapport des capacités thermiques à pression et volume constants de l'air dans le collecteur d'admission et il est égal à 1.4.

En considérant le collecteur d'admission comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique, (Eq. 2.1) \rightarrow (Eq. 2.6) donnent :

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{r \cdot \gamma_a}{V_a} (\dot{m}_c \cdot T_{c, ech} - \dot{m}_{ei} \cdot T_a) \quad (\text{Eq. 2.7})$$

P_a, V_a et T_a , sont respectivement la pression, le volume et la température de l'air dans le collecteur d'admission et $T_{c, ech}$ est la température de l'air sortant de l'échangeur de chaleur.

Le débit d'air entrant dans les cylindres est calculé par la formule suivante :

$$\dot{m}_{ei} = \dot{m}_{ei, th} \cdot \eta_v \quad (\text{Eq. 2.8})$$

$\dot{m}_{ei, th}$ est le débit d'air théorique capable de remplir la cylindrée :

$$\dot{m}_{ei, th} = \frac{V_{cylindrée} \cdot P_a}{r \cdot T_a} \times \frac{w}{4 \cdot \pi} \quad (\text{Eq. 2.9})$$

w est la vitesse de rotation du vilebrequin et $V_{cylindrée}$ est la cylindrée du moteur.

η_v est le rendement volumétrique donné par :

$$\eta_v = a_1 + a_2 w + a_3 w^2 \quad (\text{Eq. 2.10})$$

$a_i, i = 1 \dots 3$ sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

La variation de la masse de l'air à l'intérieur du collecteur est calculée d'après la loi de la conservation de la masse :

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_a = \dot{m}_c - \dot{m}_{ei} \quad (\text{Eq. 2.11})$$

\dot{m}_c est le débit du compresseur. La température à l'intérieur du collecteur est déduite de (Eq. 2.1) et est calculée par l'expression suivante :

$$T_a = \frac{P_a \cdot V_a}{r \cdot m_a} \quad (\text{Eq. 2.12})$$

Au total, pour décrire le modèle du collecteur d'admission, trois paramètres sont à identifier par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales collectés sur un banc d'essais statiques.

2.1.3- L'échangeur de chaleur

Le rendement de l'échangeur $\eta_{echangeur}$ et la température d'eau de refroidissement T_{eau} sont supposés constants, d'où la température de l'air après l'échangeur de chaleur est calculée d'après l'équation suivante :

$$T_{a, ech} = (1 - \eta_{echangeur}) \cdot T_c + \eta_{echangeur} \cdot T_{eau} \quad (\text{Eq. 2.13})$$

T_c est la température de l'air à la sortie du compresseur.

2.1.4- Le collecteur d'échappement

On va considérer qu'il n'y a pas de retard entre l'entrée de l'air dans la chambre de combustion et la sortie des gaz, d'où :

$$\dot{m}_{eo} = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f \quad (\text{Eq. 2.14})$$

\dot{m}_f est le débit de gazole et \dot{m}_{e0} est le débit des gaz sortant de la chambre de combustion et entrant dans le collecteur d'échappement.

En considérant le collecteur d'échappement comme un système thermodynamique ouvert et adiabatique et en suivant la même démarche utilisée pour l'établissement de (Eq. 2.7), la variation de la pression à l'intérieur du collecteur est calculée d'après l'équation suivante :

$$\frac{dP_e}{dt} = \frac{r \cdot \gamma_e}{V_e} ((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f) \cdot T_{eo} - \dot{m}_t \cdot T_e) \quad (\text{Eq. 2.15})$$

P_e , V_e et T_e sont respectivement la pression, le volume et la température des gaz dans le collecteur d'échappement et γ_e est le rapport des capacités calorifiques à pression et volume constantes des gaz dans le collecteur d'échappement et est égal à 1.3. T_{eo} est la température des gaz à la sortie des cylindres et est calculée d'après la formule semi-empirique suivante [22] :

$$T_{eo} = T_a + \frac{b_1 + b_2 \cdot \lambda + b_3 \cdot \lambda^2}{1.2 + \frac{\lambda}{15}} + \frac{b_4}{w} + b_5 \quad (\text{Eq. 2.16})$$

$b_i, i=1 \dots 5$ sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales et λ est le rapport entre le débit d'air entrant dans les cylindres et le débit de gazole, (Eq. 2.8) \rightarrow (Eq. 2.10) donnent :

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{ei}}{\dot{m}_f} = \frac{(a_1 + a_2 w + a_3 w^2) \cdot V_{cylindree} \cdot P_a \cdot w}{4 \cdot \pi \cdot r \cdot T_a \cdot \dot{m}_f} \quad (\text{Eq. 2.17})$$

La variation de la masse des gaz à l'intérieur du collecteur est calculée d'après la loi de la conservation de la masse :

$$\frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_e = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f - \dot{m}_t \quad (\text{Eq. 2.18})$$

\dot{m}_t est le débit de la turbine. La température à l'intérieur du collecteur est déduite de (Eq. 2.1) :

$$T_e = \frac{P_e \cdot V_e}{r \cdot m_e} \quad (\text{Eq. 2.19})$$

Au total, pour décrire le modèle du collecteur d'échappement, cinq paramètres sont à identifier par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques.

2.1.5- Le turbocompresseur à géométrie variable

Le turbocompresseur à géométrie variable est formé de trois parties [48] [7] :

- Le compresseur
- La turbine à géométrie variable
- Le couplage mécanique.

2.1.5.1- Le compresseur

P_{0c} est la pression de l'air après le filtre à air et à l'entrée du compresseur. Elle est reliée à la pression de l'air à la sortie du compresseur et à la vitesse angulaire du vilebrequin d'après l'équation semi-empirique suivante :

$$P_{0c} = f_1 + f_2 \cdot P_c + f_3 \cdot w + f_4 \cdot P_c \cdot w + f_5 \cdot P_c^2 + f_6 \cdot P_c^2 \cdot w \quad (\text{Eq. 2.20})$$

P_c , la pression de l'air à la sortie du compresseur, est à son tour reliée à la pression de l'air dans le collecteur d'admission et à la vitesse angulaire du vilebrequin d'après l'équation semi-empirique suivante :

$$P_c = g_1 + g_2 \cdot P_a + g_3 \cdot w + g_4 \cdot P_a \cdot w \quad (\text{Eq. 2.21})$$

$f_i, i=1 \dots 6$, et $g_i, i=1 \dots 4$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

Le compresseur est caractérisé par son rendement isentropique η_c qui est le rapport entre la variation de l'énergie interne de l'air pour une transformation isentropique (adiabatique réversible) et celle pour une transformation réelle, effectuée au même rapport de compression

$$\pi_c = \frac{P_c}{P_{0c}} \quad (\text{Eq. 2.22})$$

$$\eta_c = \frac{T_{c, is} - T_0}{T_c - T_0} \quad (\text{Eq. 2.23})$$

T_0 est la température de l'air à l'entrée du compresseur qui est supposée égale à celle de l'air ambiant et $T_{c, is}$ est la température que l'air aura à la pression P_c s'il avait subi une transformation isentropique à partir de la température T_0 et de la pression P_{0c} .

La modélisation du compresseur se résume à la formulation du débit d'air qui le traverse et de son rendement isentropique en fonction du rapport de compression π_c et de la vitesse de rotation w_{tc} de l'axe du turbocompresseur :

$$\dot{m}_c = f(\pi_c, w_{tc}) \quad (\text{Eq. 2.24})$$

$$\eta_c = f(\pi_c, w_{tc}) \quad (\text{Eq. 2.25})$$

Le débit du compresseur est exprimé par l'équation semi-empirique :

$$\dot{m}_c = \Phi \cdot \frac{P_{0c}}{r \cdot T_0} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot D_c^2 \cdot U_c \quad (\text{Eq. 2.26})$$

U_c est la vitesse de l'air à l'extrémité des roues du compresseur :

$$U_c = \frac{D_c}{2} \cdot w_{tc} \quad (\text{Eq. 2.27})$$

D_c est le diamètre des roues du compresseur et w_{tc} est la vitesse de rotation du turbocompresseur.

Φ est le facteur de correction du débit d'air et est calculé d'après la formule suivante :

$$\Phi = \frac{d_3 \cdot \Psi - d_1}{d_2 + \Psi} \quad (\text{Eq. 2.28})$$

Ψ est le rapport entre la variation de l'énergie interne de l'air pendant une transformation isentropique et l'énergie cinétique de l'air à l'extrémité des roues :

$$\Psi = \frac{c_p \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right)}{\frac{1}{2} \cdot U_c^2} \quad (\text{Eq. 2.29})$$

$d_i, i=1 \dots 3$, ont la forme semi-empirique suivante :

$$d_i = d_{i1} + M \cdot d_{i2} \quad (\text{Eq. 2.30})$$

d_{ij} , $i=1 \dots 3$ et $j=1 \dots 2$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales et M est le nombre de Mach, c'est le rapport entre la vitesse de l'air à l'extrémité des roues et la vitesse du son. Il a la forme suivante :

$$M = \frac{U_c}{\sqrt{\gamma \cdot r \cdot T_0}} \quad (\text{Eq. 2.31})$$

Le rendement isentropique du compresseur est calculé par la formule semi-empirique :

$$\eta_c = e_1 + e_2 \cdot \Phi + e_3 \cdot \Phi^2 \quad (\text{Eq. 2.32})$$

e_i , $i=1 \dots 3$, sont des variables de la forme suivante :

$$e_i = e_{i1} + e_{i2} \cdot M + e_{i3} \cdot M^2 \quad (\text{Eq. 2.33})$$

e_{ij} , $i=1 \dots 3$ et $j=1 \dots 3$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

Lors d'une transformation isentropique, les températures et les pressions initiales et finales sont liées par la formule suivante :

$$\frac{T_{c, is}}{T_0} = \pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} \quad (\text{Eq. 2.34})$$

La température à la sortie du compresseur T_c est déduite de (Eq. 2.22) et (Eq. 2.34) :

$$T_c = T_0 \cdot \left(1 + \frac{\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\eta_c} \right) \quad (\text{Eq. 2.35})$$

La puissance du compresseur se calcule d'après la formule suivante :

$$P_c = \dot{m}_c \cdot C_{pa} \cdot (T_c - T_0) \quad (\text{Eq. 2.36})$$

$$\rightarrow P_c = \dot{m}_c \cdot C_{pa} \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} \quad (\text{Eq. 2.37})$$

Au total, pour décrire le modèle du compresseur, vingt cinq paramètres sont à identifier par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales collectés sur un banc d'essais statiques.

2.1.5.2- La turbine à géométrie variable

La pression de gaz à la sortie de la turbine P_{ech} est reliée à la pression des gaz P_e dans le collecteur d'échappement par la relation semi-empirique suivante :

$$P_{ech} = MIN \left\{ 1e5, l_1 + l_2 \cdot P_e \right\} \quad (\text{Eq. 2.38})$$

l_i , $i=1 \dots 2$ sont des paramètres identifiées à partir des données expérimentales.

Comme dans le cas du compresseur, la turbine est caractérisée par son rendement isentropique qui est égal à :

$$\eta_t = \frac{T_e - T_{ech}}{T_{t, is} - T_{ech}} \quad (\text{Eq. 2.39})$$

On néglige la différence de température entre les gaz dans le collecteur d'échappement et à l'entrée de la turbine. T_{ech} est la température des gaz à la sortie de la turbine et $T_{t, is}$ est la température que les gaz auront s'ils avaient subi une transformation isentropique à partir d'une pression initiale P_e pour arriver à une pression et température finales P_{ech} et T_{ech} .

La modélisation de la turbine se résume à la formulation du débit des gaz qui la traversent et de son rendement isentropique en fonction du rapport de détente des gaz π_t , de la vitesse de rotation w_{tc} du turbocompresseur et de l'angle d'inclinaison des aubes de la turbine GV qui varie la section effective traversée par les gaz :

$$\dot{m}_t = f(\pi_t, w_{tc}, GV) \quad (\text{Eq. 2.40})$$

$$\eta_c = f(\pi_c, w_{tc}, GV) \quad (\text{Eq. 2.41})$$

$$\pi_t = \frac{P_{ech}}{P_e} \quad (\text{Eq. 2.42})$$

Le débit des gaz à travers la turbine est toujours exprimé en fonction de sa valeur réduite $\dot{m}_{t, red}$ pour prendre compte des effets de la pression et température des gaz à la sortie de la turbine sur le calcul de son débit :

$$\dot{m}_{t, red} = \frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_e}}{P_e} \quad (\text{Eq. 2.43})$$

D'après l'analyse des cartes de la turbine et la création de différents modèles du débit des gaz à travers la turbine, on a trouvé que le débit des gaz est indépendant de la vitesse de rotation du turbocompresseur et qu'on peut l'exprimer par l'équation semi-empirique suivante :

$$\frac{\dot{m}_t \cdot \sqrt{T_e}}{P_e \cdot 10^{-3}} = \frac{\sqrt{T_{ref}}}{P_{ref}} \cdot [2 \cdot \pi_t \cdot (1 - \pi_t)]^{0.5} \cdot (h_1 \cdot GV + h_2) \cdot \left[h_3 \cdot \left(\frac{1}{\pi_t} - 1 \right) + h_4 \right] \quad (\text{Eq. 2.44})$$

P_{ref} et T_{ref} sont respectivement la pression et la température de l'air à la sortie de la turbine enregistrées lors de la construction des cartes expérimentales fournies par le producteur du turbocompresseur et $h_i, i=1 \dots 4$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

Le rendement de la turbine est donné par le modèle semi-empirique :

$$\eta_t = k_1 + k_2 \cdot \left(\frac{U}{C} \right) + k_3 \cdot \left(\frac{U}{C} \right)^2 + k_4 \cdot \left(\frac{U}{C} \right)^3 \quad (\text{Eq. 2.45})$$

Les variables $k_i, i=1 \dots 4$, ont la forme suivante :

$$k_i = k_{i1} + k_{i2} \cdot w_{tc} + k_{i3} \cdot w_{tc}^2 + k_{i4} \cdot GV + k_{i5} \cdot GV^2 + k_{i6} \cdot w_{tc} \cdot GV \quad (\text{Eq. 2.46})$$

$k_{ij}, i=1 \dots 4$ et $j=1 \dots 6$, sont des paramètres identifiés à partir des données expérimentales.

$$\frac{U}{C} = \frac{\frac{D_t}{2} \cdot w_{tc}}{\sqrt{2 \cdot C_{pe} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right)}} \quad (\text{Eq. 2.47})$$

Lors d'une transformation isentropique, les températures et les pressions initiales et finales sont liées par la formule suivante :

$$\frac{T_{ech}}{T_e} = \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \quad (\text{Eq. 2.48})$$

La température à la sortie de la turbine T_{ech} est déduite de (Eq. 2.42) et (Eq. 2.48) :

$$T_{ech} = T_e \cdot \left(1 - \eta_t \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \right) \quad (\text{Eq. 2.49})$$

Puissance de la turbine :

$$P_t = \dot{m}_t \cdot C_{pe} \cdot (T_e - T_{ech}) \quad (\text{Eq. 2.50})$$

$$\rightarrow P_t = \dot{m}_t \cdot C_{pe} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \cdot \eta_t \quad (\text{Eq. 2.51})$$

$$P_t = \dot{m}_t \cdot C_{pe} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \cdot \eta_t \quad (\text{Eq. 2.52})$$

Au total, pour décrire le modèle de la turbine, trente paramètres sont à identifier par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales collectés sur un banc d'essais statiques.

2.1.5.3- Le couplage mécanique

La loi fondamentale de la dynamique appliquée à l'axe du turbocompresseur s'écrit :

$$\frac{dw_{tc}}{dt} = \frac{1}{I_{tc} w_{tc}} (\eta_m P_t - P_c) \quad (\text{Eq. 2.53})$$

Soit en remplaçant P_c et P_t par leur expression (Eq. 2.37) et (Eq. 2.52) :

$$\frac{dw_{tc}}{dt} = \frac{1}{I_{tc} w_{tc}} \left(\eta_m \cdot \dot{m}_t \cdot C_{pe} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \cdot \eta_t - \dot{m}_c \cdot C_{pa} \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

η_m est le rendement mécanique du turbocompresseur, il est supposé constant et égal à 0.98.

2.2- Le mouvement de vilebrequin

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

$$J_{vil} \cdot \frac{dw}{dt} = C_{moteur} - C_{frott,organes} - C_r \quad (\text{Eq. 2.55})$$

Ou encore :

$$J_{vil} \cdot w \cdot \frac{dw}{dt} = P_{moteur} - P_{frott,organes} - P_r \quad (\text{Eq. 2.56})$$

J_{vil} est l'inertie du vilebrequin, C_{moteur} et P_{moteur} sont respectivement le couple et la puissance du moteur, $C_{frott,organes}$ et $P_{frott,organes}$ sont respectivement le couple et la puissance dus à l'entraînement des organes auxiliaires (pompe à eau, pompe à huile, pompe d'injection, alternateur...) et aux frottements internes des pièces en mouvement (piston-segment-chemise, bielle-manivelle et piston-bielle) et C_r et P_r sont respectivement le couple et la puissance résistants du frein. En considérant que $C_{frott,organes}$ est constant sur un cycle moteur de durée T , ce couple peut être lié à la Pression Moyenne de Frottement (PMF) par l'équation suivante :

$$W_{frott,organes} = PMF \cdot V_{cylindrée} = \int_0^T C_{frott,organes} \cdot \dot{\theta} \cdot dt = C_{frott,organes} \cdot \int_0^T \frac{d\theta}{dt} \cdot dt$$

En moteur 4 temps :

$$\rightarrow PMF \cdot V_{cylindree} = C_{frott,organes} \cdot \int_0^{4\pi} d\theta = C_{frott,organes} \cdot 4\pi$$

D'où l'on déduit :

$$\rightarrow C_{frott,organes} = \frac{PMF \cdot V_{cylindree}}{4 \cdot \pi} \quad (\text{Eq. 2.57})$$

$W_{frott,organes}$ est l'énergie perdue par frottements internes et entraînement des organes auxiliaires sur un cycle moteur.

La modélisation du couple moteur peut se faire suivant les deux approches suivantes :

- La première est caractérisée par la modélisation de la puissance effective du moteur en introduisant une forme polynomiale du rendement global en fonction de la vitesse de rotation et du rapport Air/Fuel. Le choix de ces variables est lié aux observations expérimentales faites sur le banc d'essais.
- La deuxième est caractérisée par la description du couple moteur en fonction de la pression instantanée des gaz à l'intérieur des cylindres.

2.2.1- Rendement global

L'inertie des pistons et bielles en mouvement est négligée (Annexe F) et la puissance effective du moteur est décrite par son rendement global qui est une fonction polynomiale de la vitesse de rotation du vilebrequin et du rapport air/fuel :

$$P_e = P_{moteur} - P_{frott,organes} = \eta_e \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} \quad (\text{Eq. 2.58})$$

P_{ci} est le pouvoir calorifique inférieur du gazole.

Le rendement global η_e est calculé par la formule semi-empirique suivante :

$$\eta_e = \lambda \cdot \left(\begin{array}{l} c_1 + c_2 \cdot \lambda + c_3 \cdot \lambda^2 + c_4 \cdot \lambda \cdot w \\ + c_5 \cdot \lambda^2 \cdot w + c_6 \cdot \lambda \cdot w^2 + c_7 \cdot \lambda^2 \cdot w^2 \end{array} \right) \quad (\text{Eq. 2.59})$$

$c_i, i=1 \dots 7$ sont des paramètres identifiés d'après les données expérimentales.

(Eq. 2.56) s'écrit donc :

$$J_{vil} \cdot w \cdot \frac{dw}{dt} = \eta_e \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} - C_r \cdot w \quad (\text{Eq. 2.60})$$

Au total, pour décrire le modèle du mouvement du vilebrequin par l'équation (Eq. 2.60), sept paramètres sont à identifier par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques.

2.2.2- Modélisation détaillée du couple moteur

Il est possible d'exprimer le couple moteur à partir de l'inventaire des pièces en mouvement et de l'écriture des équations de la dynamique en translation et en rotation. On en déduit la relation entre l'accélération angulaire instantanée du vilebrequin et la pression des gaz, les forces de gravité, les forces centrifuges et l'inertie des différentes pièces.

2.2.2.1- Formulation

C_{moteur} est le couple résultant de tous les cylindres.

$$C_{moteur} = \sum_{i=0}^{n-1} C_{m, cyl}(\theta + \theta_i) \quad (\text{Eq. 2.61})$$

n est le nombre des cylindres, θ est la position angulaire du vilebrequin et θ_i est le déphasage du cycle moteur entre les cylindres. Un déphasage uniforme a la forme suivante :

$$\theta_i = \frac{i}{n} 4\pi, \quad i = 0, 1, \dots, (n-1) \quad (\text{Eq. 2.62})$$

$C_{m, cyl}$ est le couple moteur relatif à un seul cylindre. Il est la résultante des couples créés par les forces de la pression des gaz, de la gravité, de l'inertie et les forces centrifuges des bielles et pistons en mouvement. Il a la forme suivante (Détails Annexe C) :

$$C_{m, cyl}(\theta) = \underbrace{g \times f_1(\theta)}_{\text{couple des forces de gravité}} + \underbrace{P_{gaz}(\theta) \times f_2(\theta)}_{\text{couple des forces de Pression}} + \underbrace{\ddot{\theta} \times f_3(\theta)}_{\text{couple des forces d'inertie}} + \underbrace{\dot{\theta}^2 \times f_4(\theta)}_{\text{couple des forces centrifuges}} \quad (\text{Eq. 2.63})$$

où :

$$f_1(\theta) = \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \cdot \frac{R^2 \cdot \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} + (m_b + m_p) \cdot R \cdot \sin \theta \quad (\text{Eq. 2.64})$$

$$f_2(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} R \sin \theta \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (\text{Eq. 2.65})$$

$$f_3(\theta) = \left[\begin{aligned} & - (m_p + m_b) R^2 \sin^2 \theta - \frac{R^2 L_1^2}{L^2} m_b \cos^2 \theta \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} - \frac{R^2 I_b \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \end{aligned} \right] \quad (\text{Eq. 2.66})$$

$$f_4(\theta) = \left[\begin{aligned} & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) R^2 \frac{\sin(2\theta)}{2} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \cos \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin^3 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^{1.5}} \\ & - \frac{R^2 \cdot I_b \cdot \sin(2\theta) \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \sin^2 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \cos^2 \theta}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \end{aligned} \right] \quad (\text{Eq. 2.67})$$

2.2.2.2- Résolution de l'équation différentielle

On va proposer la résolution de l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin (Eq. 2.55) suivant les trois démarches suivantes :

- Directement à partir de la pression instantanée qui intervient dans le couple moteur C_{moteur} défini par (Eq. 2.63).

- En remplaçant le couple instantané de la pression des gaz dans (Eq. 2.63) par sa valeur moyenne sur un cycle moteur, cette valeur est égale à $PMI \cdot V_{cylindree} / 4\pi$.
- A partir de l'accélération angulaire moyennée sur un cycle moteur.

2.2.2.2.1- Pression instantanée

La résolution directe de (Eq. 2.55) exige l'évaluation de la pression instantanée des gaz $P_{gaz}(\theta)$ qui intervient dans $C_{m, cyl}(\theta)$ (Eq. 2.63) et de $C_{frott, organes}$.

Pour connaître la valeur instantanée de la pression des gaz $P_{gaz}(\theta)$ à l'intérieur des cylindres, on a deux choix :

- Soit calculer la pression en faisant appel à des codes de calcul spécialisés comme SimCycle ou GTpower. Ce choix n'est pas possible à cause du temps très long que prennent les codes de calcul pour converger vers une solution, du nombre de cycles moteur engendré par un trajet dynamique et du pas de discrétisation utilisé, de l'ordre de 1 degré vilebrequin (par exemple une vitesse de rotation égale à 1200 tr/mn, correspond à un pas de temps égal à 0.14 ms).
- Soit construire un modèle analytique de la pression instantanée. On peut s'inspirer du travail de [51] qui a présenté un modèle de la pression instantanée formé d'une série de Fourier dont les amplitudes et les angles de phases sont fonctions de la charge et de la vitesse de rotation du vilebrequin. Cette approche nécessite plusieurs essais expérimentaux pour construire un tableau des amplitudes et angles de phases représentant tout le domaine de fonctionnement du moteur. Ensuite les amplitudes et les angles de phases relatifs à un point spécifique de fonctionnement sont obtenus par interpolation ou sont calculés d'après des formes polynomiales obtenues par régression des données issues des essais expérimentaux. La précision du modèle est aussi déterminée par le nombre des harmoniques utilisés pour le construire, [51] propose l'utilisation de 15 à 25 harmoniques. Cette approche accélère le pas de temps utilisé jusqu'à quelques degrés de vilebrequin, on ne peut pas aller plus vite vu la variation brutale de la pression lors de la combustion. Par suite cette démarche aussi est jugée inacceptable pour une étude dynamique du fonctionnement du moteur.

D'après (Eq. 2.57), le couple $C_{frott, organes}$ peut se déduire d'un modèle semi-empiriques de la PMF pris dans la littérature, comme la formulation de Millington et Hartles (1968) ou de Guichaoua et al (1984) :

$$Millington\ et\ Hartles \rightarrow PMF = \frac{\varepsilon - 4}{14.5} + 4.83 \cdot 10^{-4} \cdot N + 0.103 \cdot \left(\frac{V_p}{5.05} \right)^2 \quad (Eq. 2.68)$$

ε est le rapport volumétrique de compression, N est la vitesse de rotation en tr/mn et V_p est la vitesse de piston (Annexe C).

$$Guichaoua\ et\ al \rightarrow PMF = 1.03 + 0.62 \cdot 10^{-3} \cdot N - 0.11 \cdot 10^{-6} \cdot N^2 \quad (Eq. 2.69)$$

Les paramètres utilisés comme coefficients ou exposants dans l'équation de la PMF peuvent être mieux adaptés au moteur par identification à partir des données expérimentales (par la méthode des moindres carrés par exemple).

En conclusion, la résolution directe de (Eq. 2.55) nécessite l'utilisation d'un pas de temps très petit (de l'ordre de 0.14 ms). Celui-ci va provoquer l'alourdissement du temps d'optimisation sans apporter aucun intérêt à la solution du problème, puisque le contrôle du moteur réel se fait à une échelle beaucoup plus grande (0.1 à 1s).

2.2.2.2.2- Remplacement du couple instantané des forces de pression des gaz par sa valeur moyenne sur un cycle moteur

Pour éviter le problème du pas temporel très petit, on a pensé à remplacer le couple instantané des forces de pression des gaz dans l'équation (Eq. 2.63) par sa valeur moyenne sur un cycle

moteur qui est déduite de la Pression Moyenne Indiquée (PMI) : $P_{gaz} \cdot f_2(\theta) \rightarrow \frac{PMI \cdot V_{cylindrée}}{4 \cdot \pi}$.

Ensuite en remplaçant le couple moteur (Eq. 2.63) et le couple des frottements internes et d'entraînement des organes auxiliaires (Eq. 2.57) par leurs valeurs dans (Eq. 2.55), l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin devient :

$$\left(J_{vilebrequin} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3(\theta + \theta_i) \right) \cdot \ddot{\theta} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{(PMI - PMF) \cdot V_{cylindrée}}{4\pi} \\ + g \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_1(\theta + \theta_i) + \dot{\theta}^2 \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_4(\theta + \theta_i) - C_r \end{array} \right\} \quad (Eq. 2.70)$$

Cette démarche introduit bien sûr un écart entre la vitesse calculée en utilisant la pression instantanée et celle calculée en utilisant la PMI (Annexe D). L'erreur est de moins en moins importante lorsqu'on augmente l'inertie du moteur et devient complètement négligeable lorsqu'on prend en considération l'inertie totale du véhicule. La résolution de l'équation différentielle nécessite la construction d'un modèle de la PMI et PMF ou directement de la PME en fonction des différents paramètres du moteur. Ce modèle peut avoir la forme d'une équation polynomiale semi-empirique ou d'une cartographie multidimensionnelle où la valeur de la PME relative à un point de fonctionnement sera calculée par interpolation.

En conclusion, (Eq. 2.70) est toujours dépendante de la position angulaire du vilebrequin. Par suite le pas de discrétisation nécessaire pour résoudre l'équation différentielle ne doit pas dépasser un seuil limite (de l'ordre de 20-30 degrés) à partir duquel la résolution de (Eq. 2.70) commence à engendrer des erreurs de calcul considérables qui peuvent conduire à la divergence de la solution. Ce pas de temps ainsi que la forme de la courbe de vitesse obtenue vont alourdir et compliquer la résolution du problème d'optimisation.

2.2.2.2.3- Accélération angulaire moyennée sur un cycle moteur

En moyennant l'équation différentielle (Eq. 2.57) sur un cycle moteur, on obtient l'équation (Eq. E.32) (Annexe E). En remplaçant dans cette dernière équation (PMI-PMF) par PME, (Eq. E.32) devient :

$$(J_{vil} - I_{pieces}) \cdot \ddot{\theta} = V_{cylindrée} \cdot PME / 4\pi - C_r \quad (Eq. 2.71)$$

où $\{I_{pieces}\}$ et $\{V_{cylindrée} \cdot PME / 4\pi\}$ sont respectivement le moment d'inertie des bielles et pistons et le couple effectif du moteur moyennés sur un cycle moteur. L'équation (Eq. E.23) permet alors de déduire directement la vitesse de rotation du vilebrequin à la fin du cycle moteur à partir de l'accélération moyennée et de la vitesse initiale.

Cette approche nécessite l'utilisation d'un pas de temps variable égal à la durée du cycle (par exemples 0.05 s pour N=1200 tr/mn, 0.02 s pour N=3000 tr/mn). Les valeurs de la PME seront calculées à partir des modèles construits identiquement au paragraphe 2.2.2.2.2.

Cette démarche est caractérisée par un pas de temps assez grand pour être utilisée dans une étude dynamique du mouvement du vilebrequin. Mais ce pas est très grand pour avoir une convergence des équations différentielles du turbocompresseur et des collecteurs d'admission et d'échappement, donc il faut le réduire. Elle exige aussi l'utilisation d'un pas de temps variable en fonction de la vitesse de rotation et d'une commande par escalier du moteur

puisque tous les paramètres de contrôle du moteur (Pression d'injection, début d'injection...) sont identiques dans tous les cylindres sur un cycle moteur.

En comparant (Eq. 2.71) avec (Eq. 2.60), on remarque qu'elles ont la même forme et qu'elles ne diffèrent que par l'inertie des bielles et des pistons en mouvement qui est négligée dans (Eq. 2.60), vu que la puissance effective du moteur peut être exprimée de deux manières équivalentes :

$$P_e = \begin{cases} \eta_e \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} \\ C_{\text{effectif}} \cdot \omega = \frac{PME \cdot V_{\text{cylindree}}}{4\pi} \cdot \omega \end{cases} \quad (\text{Eq. 2.72})$$

En conclusion, (Eq. 2.71) peut être utilisée dans un problème d'optimisation, elle est indépendante de θ et elle a un pas de temps assez grand pour ne pas engendrer l'alourdissement du calcul.

2.2.3- Modèle physique retenu pour le mouvement du vilebrequin

En comparant les avantages et inconvénients des différents modèles, en particulier le modèle en fonction du rendement global (Eq. 2.60) et le modèle en fonction de l'accélération angulaire moyennée (Eq. 2.71), on peut faire les remarques suivantes :

La première équation est indépendante de la position angulaire du vilebrequin, elle a une base physique solide et elle n'exige pas un pas de temps et une commande spéciale.

La deuxième équation nécessite un pas de temps variable incompatible avec les exigences de la résolution des équations différentielles relatives aux autres blocs.

D'où, on va adopter l'équation (Eq. 2.60) pour décrire le mouvement du vilebrequin du moteur M1.

2.3- Modèles physiques des polluants

Le processus de production et d'émissions des polluants est un phénomène très complexe, non linéaire et pas totalement compris jusqu'aujourd'hui. Il dépend de plusieurs facteurs (la position angulaire du vilebrequin, l'avance à l'injection, la pression d'injection, la vitesse de rotation, la température et pression maximum et instantanée des gaz dans la chambre de combustion, la concentration des différents composants...). La plupart des modèles des polluants décrits dans la littérature exige un maillage assez fin de la chambre de combustion, l'écriture des équations de la conservation de masse et d'énergie relatives à chaque volume infinitésimal. En plus elle nécessite la conception et la résolution, en parallèle, des modèles de combustion et d'échanges de chaleur avec l'environnement pour calculer les valeurs de la température et de la pression instantanées et l'évolution des différents composants du mélange à l'intérieur des cylindres.

2.3.1- Modèles physico-chimiques complexes

La précision et la complexité des modèles des polluants dépendent des modèles utilisés pour décrire la combustion et les phénomènes de formation et d'oxydation des polluants dans la chambre de combustion. Les modèles de combustion peuvent être classés en trois catégories :

- Modèles Zéro-Dimensionnels à une seule zone.
- Modèles Multi-Dimensionnels [19], codes CFD (computational fluid dynamics).
- Modèles Quasi-Dimensionnels à plusieurs zones [38] [21].

Derrière les modèles de combustion viennent les modèles de polluants décrits par de très nombreuses équations de cinétiques chimiques. La complexité des équations et le temps de

résolution restent un énorme obstacle à leur utilisation dans un problème d'optimisation dynamique des moteurs Diesel.

2.3.2- Modèles semi-empiriques

A côté de ces modèles complexes, il existe des modèles semi-empiriques. Ainsi l'opacité peut être modélisée par le modèle établi par [30] [48] :

$$Op = (a + b \cdot w + c \cdot w^2) \cdot \left(\frac{\dot{m}_{ei}}{\dot{m}_f} \right)^{d \cdot w + e} \quad (\text{Eq. 2.73})$$

En essayant plusieurs variantes de (Eq. 2.73), nous avons trouvé un modèle plus précis obtenu en introduisant des exposants différents d'une part sur le débit de fuel et d'autre part sur le débit d'air :

$$Op = m_1 \cdot w^{m_2} \cdot m_{ei}^{m_3 \cdot w + m_4} \cdot m_f^{m_5 \cdot w + m_6} \quad (\text{Eq. 2.74})$$

$m_i, i=1...6$ sont des paramètres identifiés par la méthode de moindres carrés à partir des données expérimentales.

2.4- Modèle global du moteur

Le modèle global du moteur est donc décrit par les six équations différentielles obtenues aux paragraphes 2.1 et 2.2 et décrivant les cinq blocs constituant le moteur, soit :

$$(\text{Collecteur d'admission}) \rightarrow \frac{dP_a}{dt} = \frac{r \cdot \gamma_a}{V_a} (\dot{m}_c \cdot T_{c, ech} - \dot{m}_{ei} \cdot T_a) \quad (\text{Eq. 2.7})$$

$$(\text{Collecteur d'échappement}) \rightarrow \frac{dP_e}{dt} = \frac{r \cdot \gamma_e}{V_e} ((\dot{m}_{ei} + \dot{m}_f) \cdot T_{eo} - \dot{m}_t \cdot T_e) \quad (\text{Eq. 2.15})$$

$$(\text{Collecteur d'admission}) \rightarrow \frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_a = \dot{m}_c - \dot{m}_{ei} \quad (\text{Eq. 2.11})$$

$$(\text{Collecteur d'échappement}) \rightarrow \frac{dm_e}{dt} = \dot{m}_e = \dot{m}_{ei} + \dot{m}_f - \dot{m}_t \quad (\text{Eq. 2.18})$$

$$(\text{Mouvement du vilebrequin}) \rightarrow J_{vil} \cdot w \cdot \frac{dw}{dt} = \eta_e \cdot \dot{m}_f \cdot P_{ci} - C_r \cdot w \quad (\text{Eq. 2.60})$$

$$(\text{Turbocompresseur}) \rightarrow \frac{dw_{tc}}{dt} = \frac{1}{I_{tc} w_{tc}} \left(\eta_m \cdot \dot{m}_t \cdot C_{pe} \cdot T_e \cdot \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right) \cdot \eta_t \right. \\ \left. - \dot{m}_c \cdot C_{pa} \cdot T_0 \cdot \left(\pi_c^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_c} \right) \quad (\text{Eq. 2.54})$$

Les entrées du système moteur sont \dot{m}_f et C_r .

La pollution est décrite par l'opacité (Eq. 2.73).

Le paramètre de contrôle du système est GV qui caractérise la position des ailettes de la turbine.

Les variables d'état principales du moteur sont $\{w, P_a, m_a, P_e, m_e \text{ et } w_{tc}\}$. La détermination de l'évolution de ces variables au cours du temps revient donc à résoudre simultanément le système d'équation différentielle décrit précédemment.

Toutes les autres variables ($T_e, T_a, \eta_c, \eta_t, \lambda, \eta_e, \dots$) sont reliées à ces variables d'état par les équations semi-empiriques ((Eq. 2.1) \rightarrow (Eq. 2.60) et (Eq. 2.74)).

Les données expérimentales utilisées pour élaborer les modèles sont collectées sur un banc d'essais comprenant : un moteur Diesel six cylindres équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable dont les caractéristiques sont reportées dans le tableau 2.1, un frein à courants de Foucault, des capteurs de pression, température, des débitmètres, un opacimètre AVL 438 pour mesurer l'intensité des fumées et un système d'acquisition rapide des données.

Moteur Diesel ID suralimenté	M1
Nombre de cylindres	6
Course	145 mm
Alésage	120 mm
Taux de compression	17/1
Puissance Maximum	260 KW à 2400 tr/mm
Couple Maximum	1580 N.m. à 1200 tr/mm
Pression relative de suralimentation	2 bar

Tableau 2.1 : Caractéristiques du moteur M1

L'identification des 76 paramètres des équations (Eq. 2.10, 2.16, 2.20, 2.21, 2.30, 2.33, 2.38, 2.44, 2.46, 2.59, 2.74), à partir des données expérimentales, a permis de tracer l'évolution des variables représentées sur les figures 2.3 à 2.14.

2.5- Validation des modèles physiques en valeurs moyennes en régime dynamique

Après identification des paramètres, les modèles sont exploités en simulations. Pour les mêmes entrées, débit de fuel et couple résistant, et pour les mêmes valeurs de la géométrie variable de la turbine, nous comparons les sorties de ces modèles aux mesures réalisées sur le banc d'essais dynamiques. Nous avons choisi deux essais dont les résultats sont décrits sur les figures 2.15 et 2.16. Les simulations sont en excellent accord avec les mesures expérimentales.

2.6- Conclusion

Nous avons élaboré un modèle physique complet du système moteur. Ce modèle permet de déterminer l'évolution au cours du temps des valeurs des différentes variables moteur (Figures 2.3 à 2.13). Ensuite nous avons proposé un modèle semi-empirique de l'opacité en fonction du débit d'air et fuel et de la vitesse de rotation (Figure 2.14). Au total, ces modèles comportent 76 paramètres identifiés à partir des données expérimentales par la méthode des moindres carrés. Les simulations réalisées à l'aide de ces modèles sont en excellent accord avec des essais dynamiques faits sur un banc d'essais dynamiques (Figures 2.15 et 2.16).

Au chapitre 5, ces modèles vont être intégrés dans un problème d'optimisation dynamique pour chercher la position optimale de la géométrie variable de la turbine qui maximise la puissance effective du moteur tout en minimisant l'opacité sur un trajet dynamique.

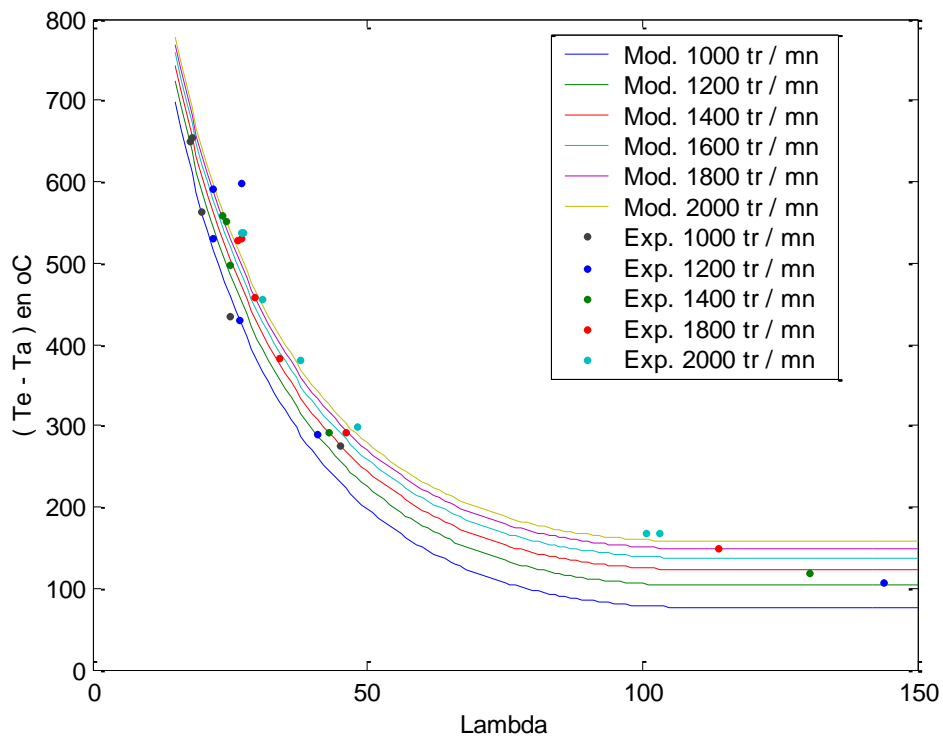


Figure 2.3 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.16) et les données expérimentales à différentes vitesses angulaires du vilebrequin.

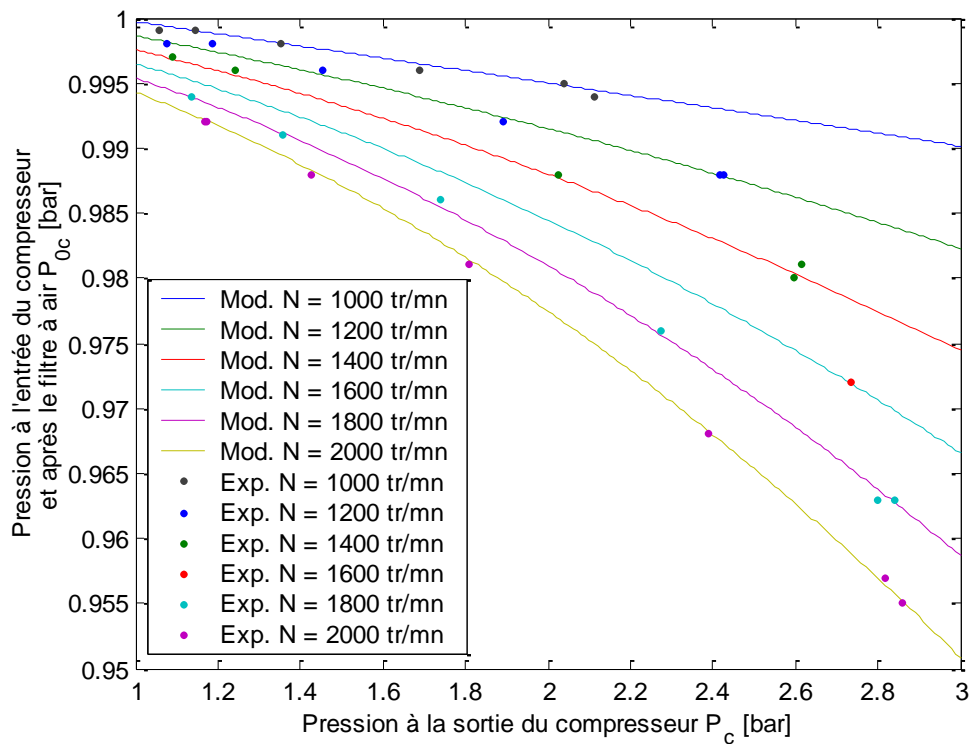


Figure 2.4 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.20) et les données expérimentales à différentes vitesses angulaires du vilebrequin.

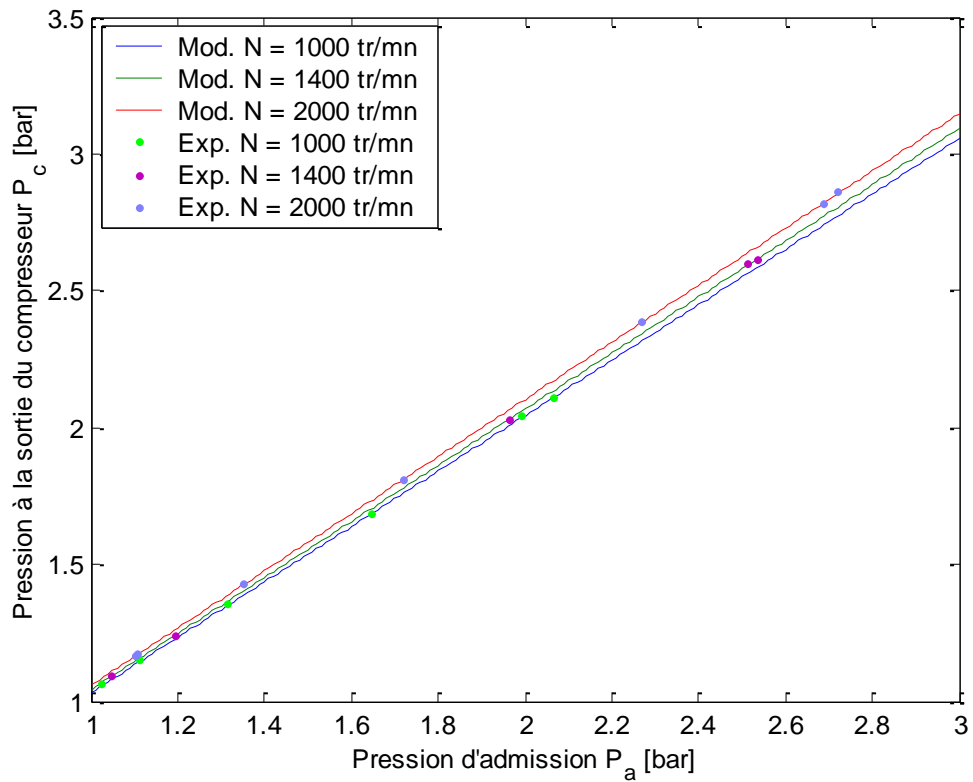


Figure 2.5 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.21) et les données expérimentales à différentes vitesses angulaires du vilebrequin.

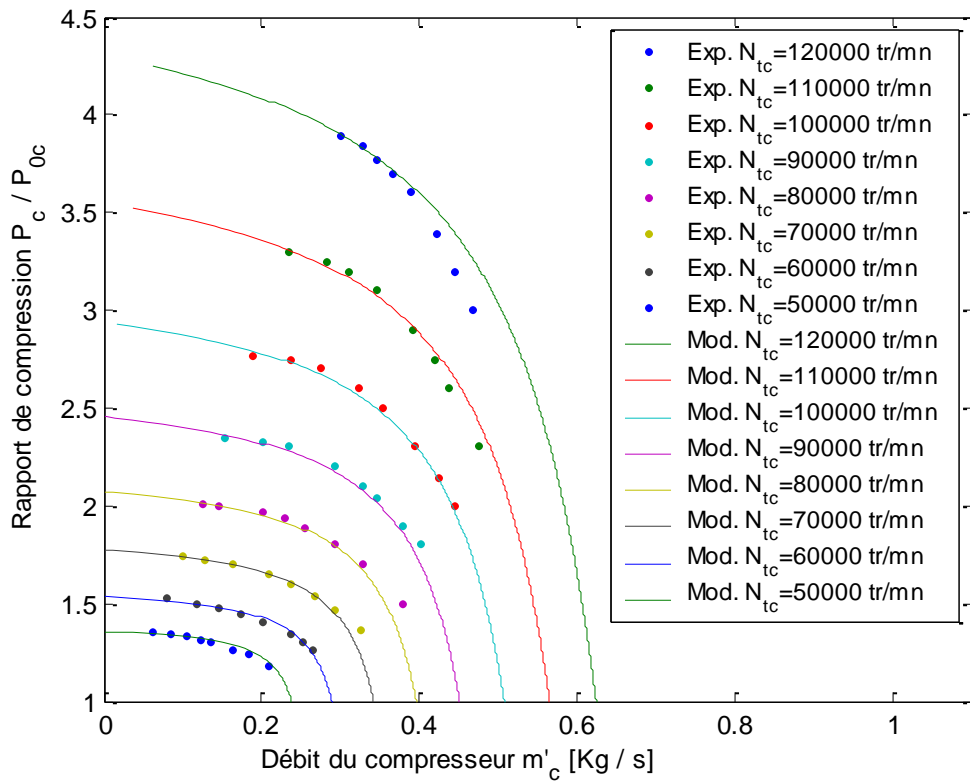


Figure 2.6 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.26) et les données expérimentales à différentes vitesses angulaires du turbocompresseur.

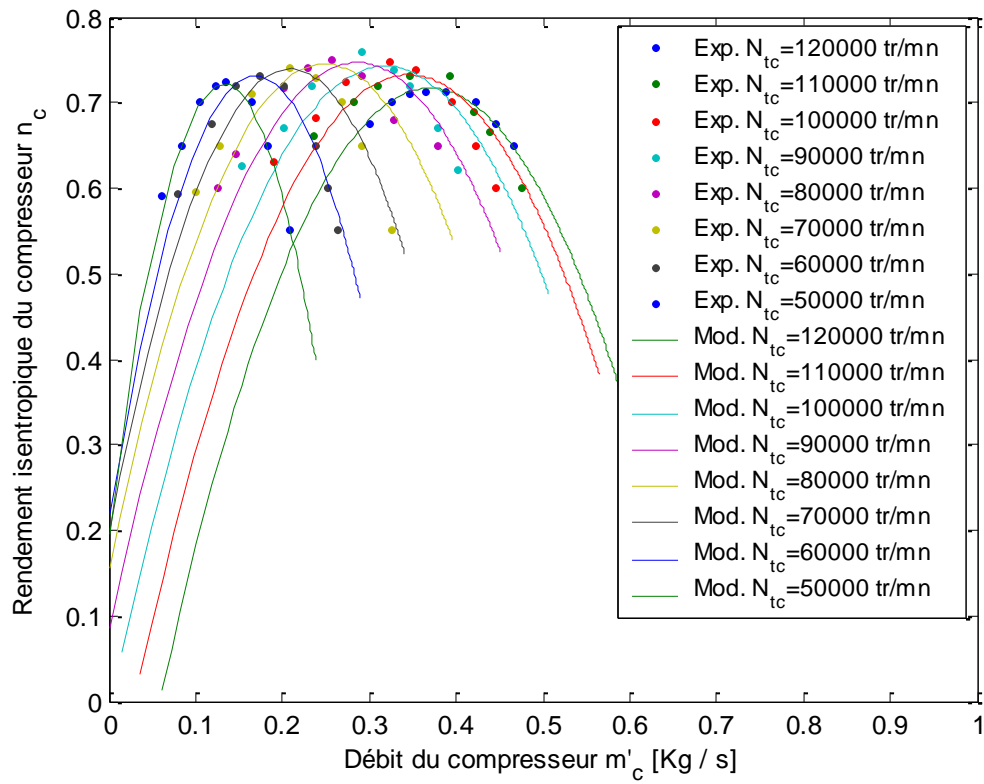


Figure 2.7 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.32) et les données expérimentales à différentes vitesses angulaires du turbocompresseur.

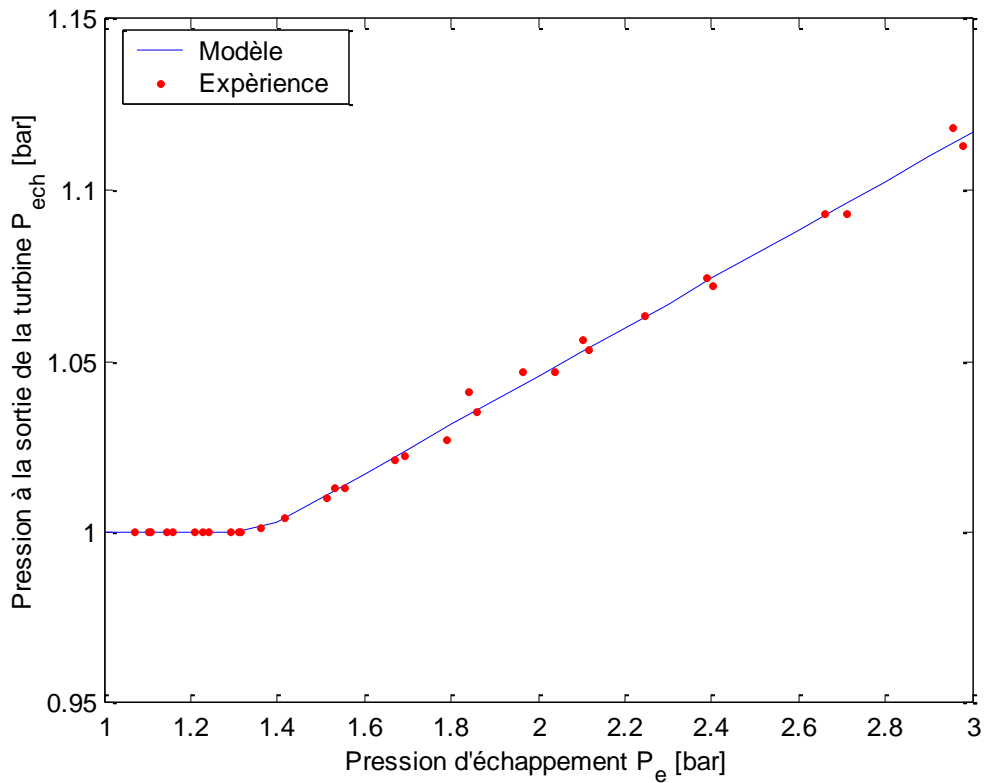


Figure 2.8 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.38) et les données expérimentales.

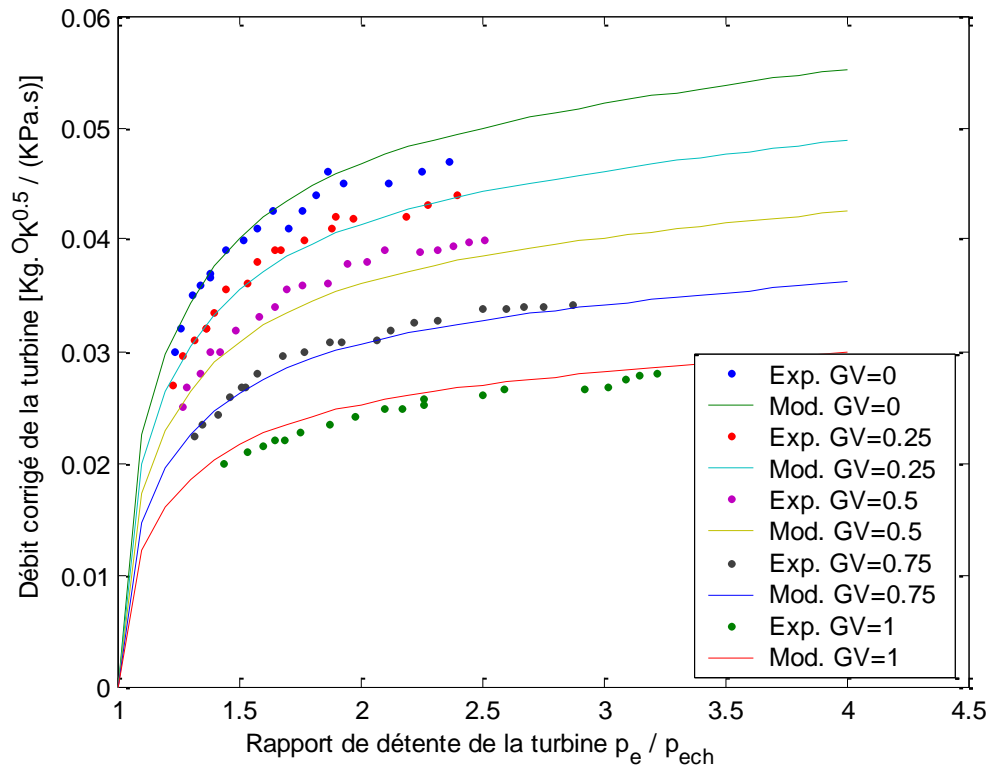


Figure 2.9 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.44) et les données expérimentales à différentes positions de la géométrie variable.

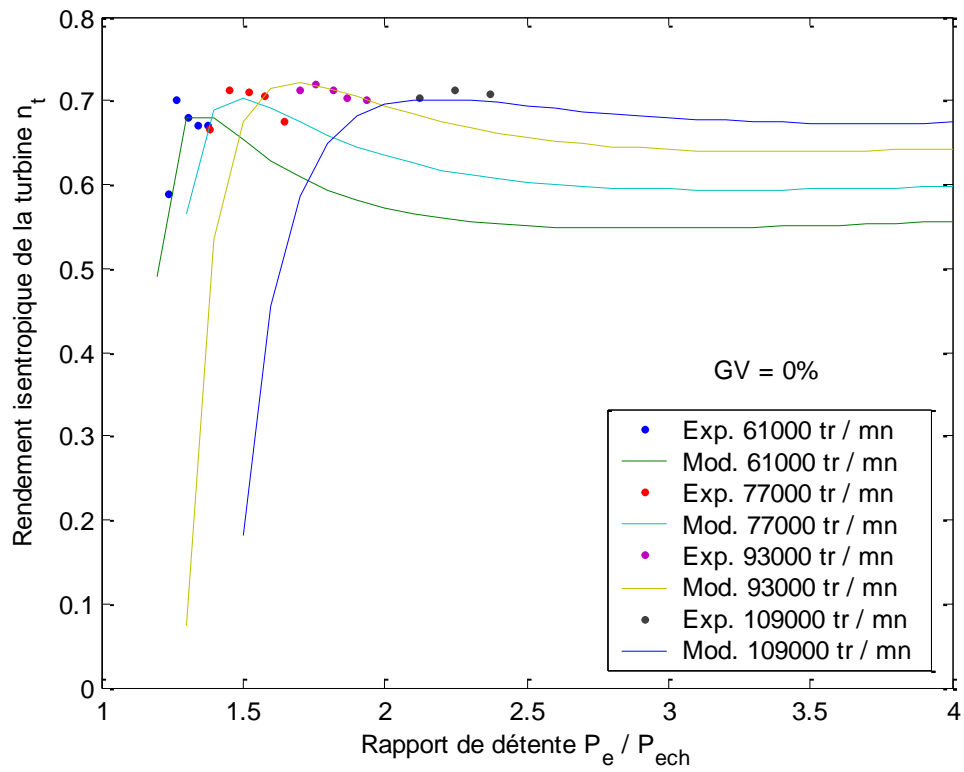


Figure 2.10 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.45) et les données expérimentales pour une ouverture fixe de la géométrie variable égale à 0 %.

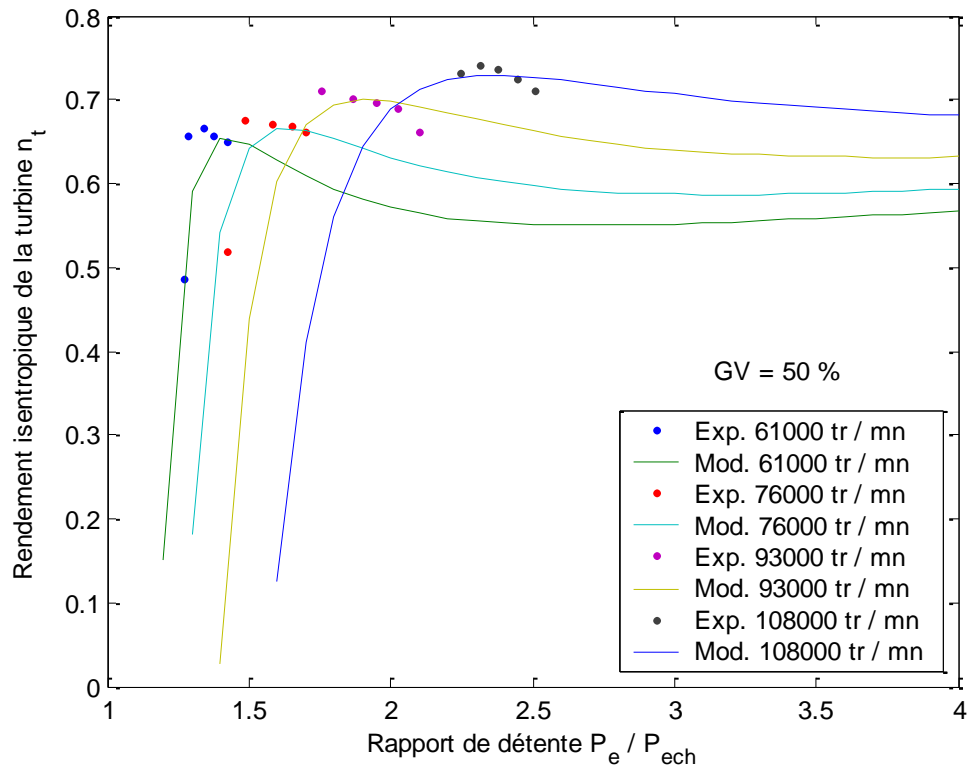


Figure 2.11 : Comparaison entre les résultats (Eq. 2.45) et les données expérimentales pour une ouverture fixe de la géométrie variable égalé à 50 %.

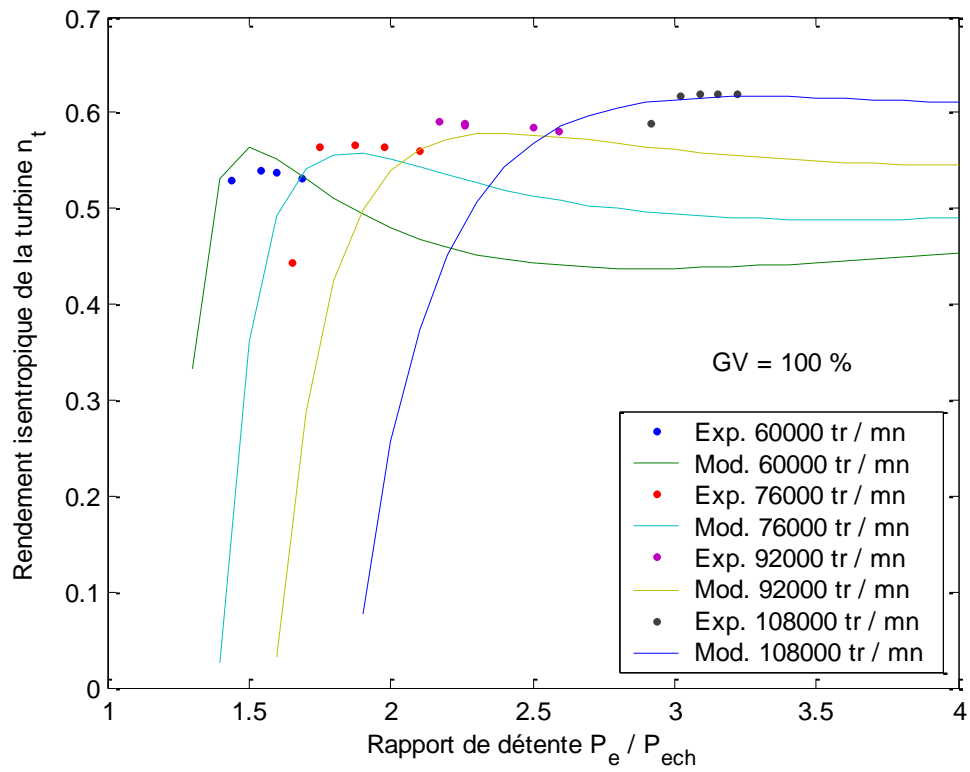


Figure 2.12 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.45) et les données expérimentales pour une ouverture fixe de la géométrie variable égalé à 100 %.

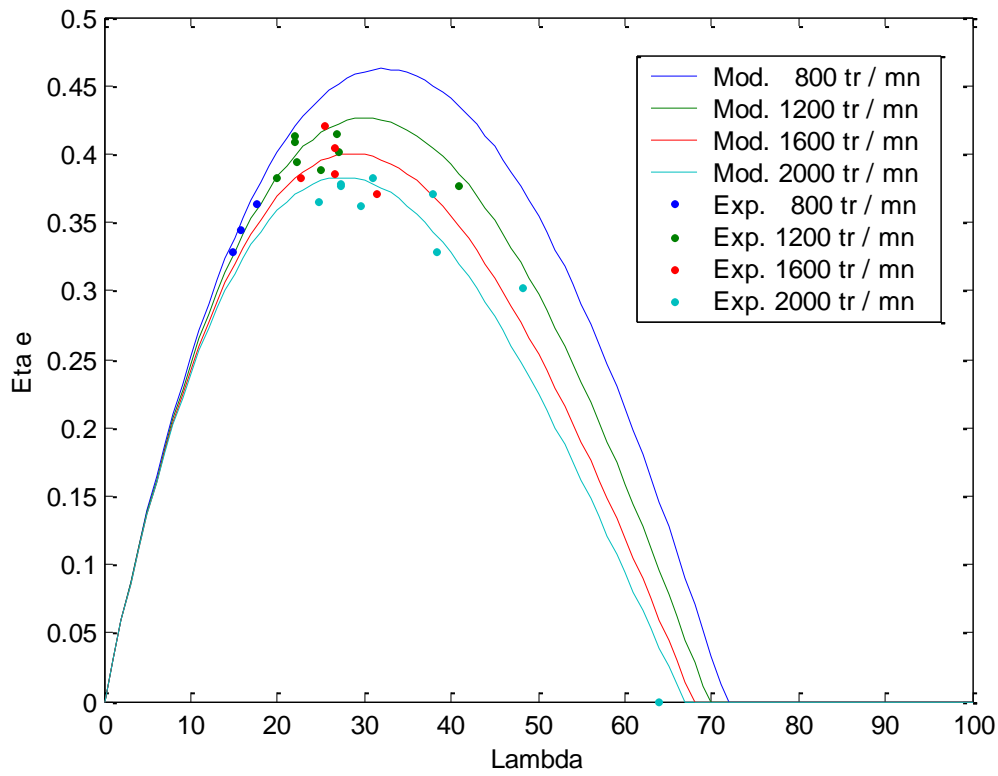


Figure 2.13 : Comparaison entre les résultats de (Eq. 2.59) et les données expérimentales pour différentes vitesses angulaires du vilebrequin.

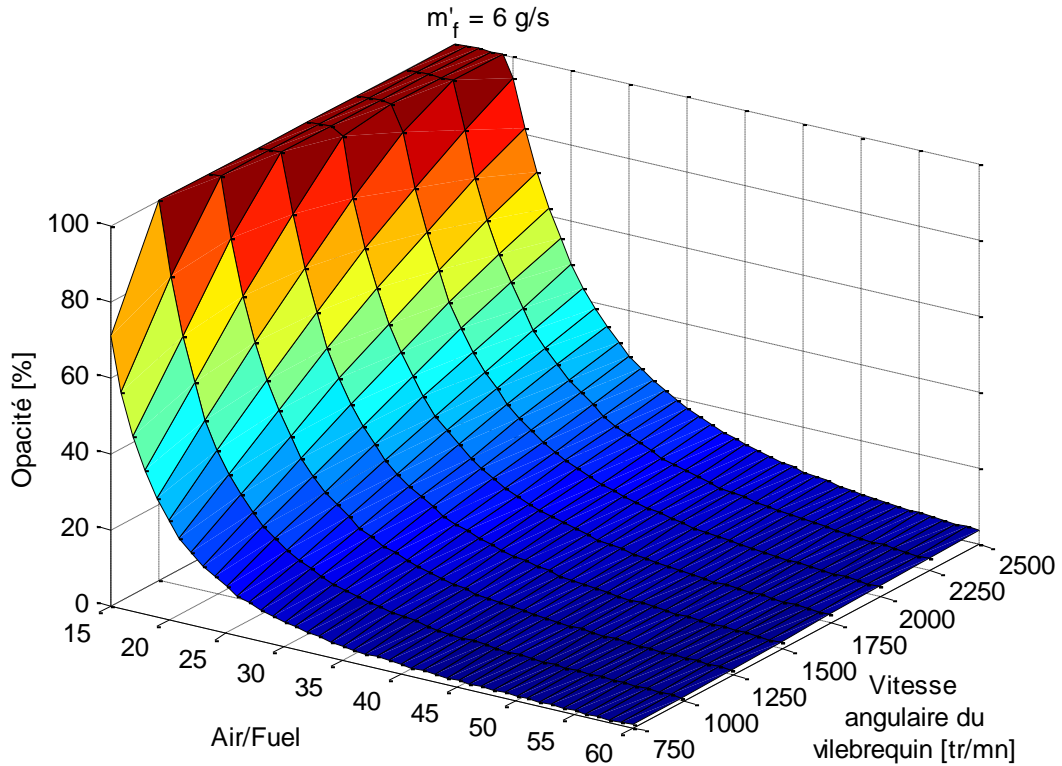


Figure 2.14 : Variation de l'opacité (Eq. 2.74) en fonction du rapport air/fuel et de la vitesse de rotation du vilebrequin pour un débit fixe de gazole égal à 6 g/s.

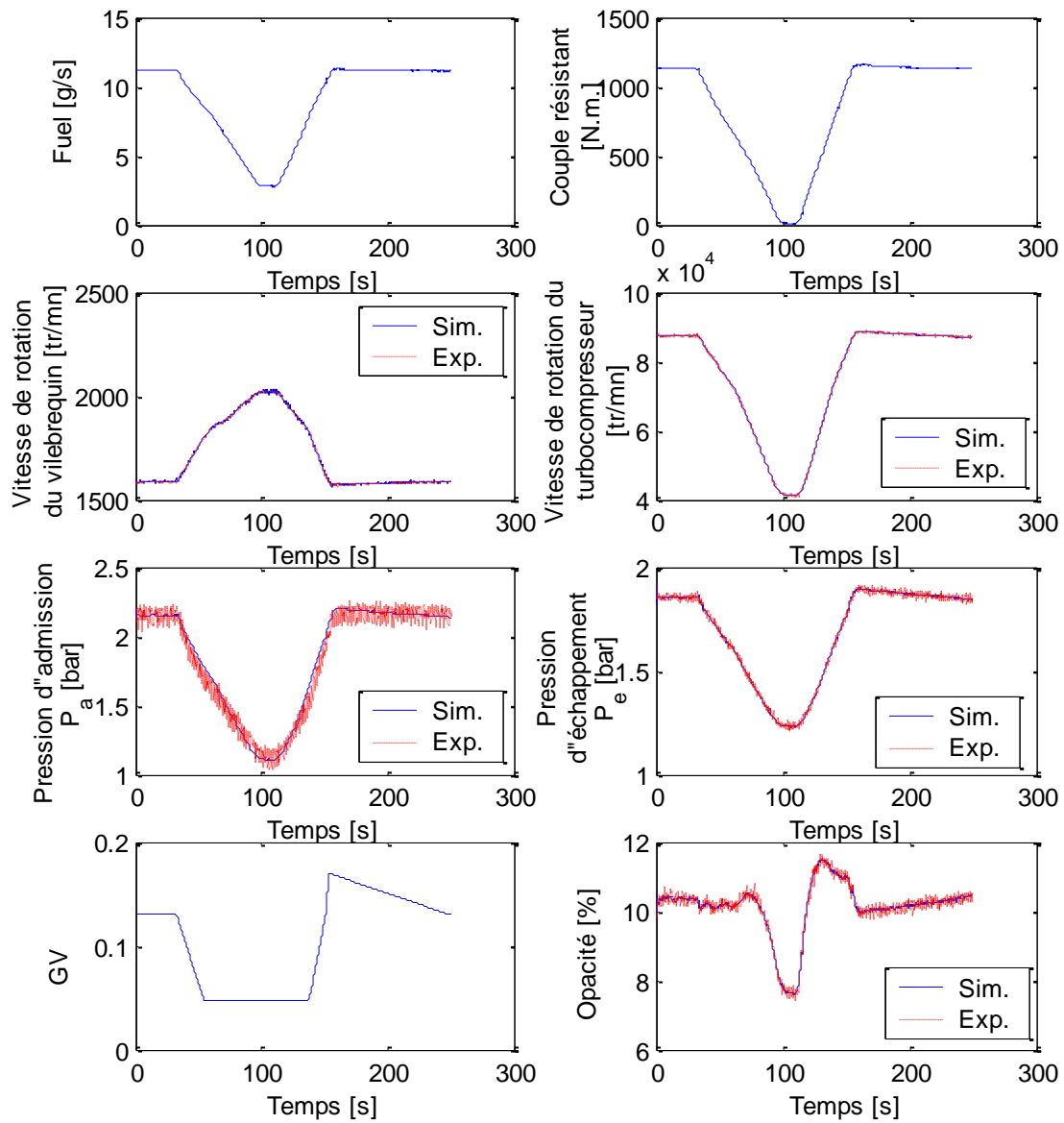


Figure 2.15 : Essai 1 : Comparaison entre les résultats des modèles physiques du moteur M1 et les données expérimentales mesurées sur un banc d'essais dynamiques.
Entrées : Débit fuel et Couple résistant. Paramètre de contrôle : Position GV.
Validation des modèles physiques par comparaison avec les données expérimentales

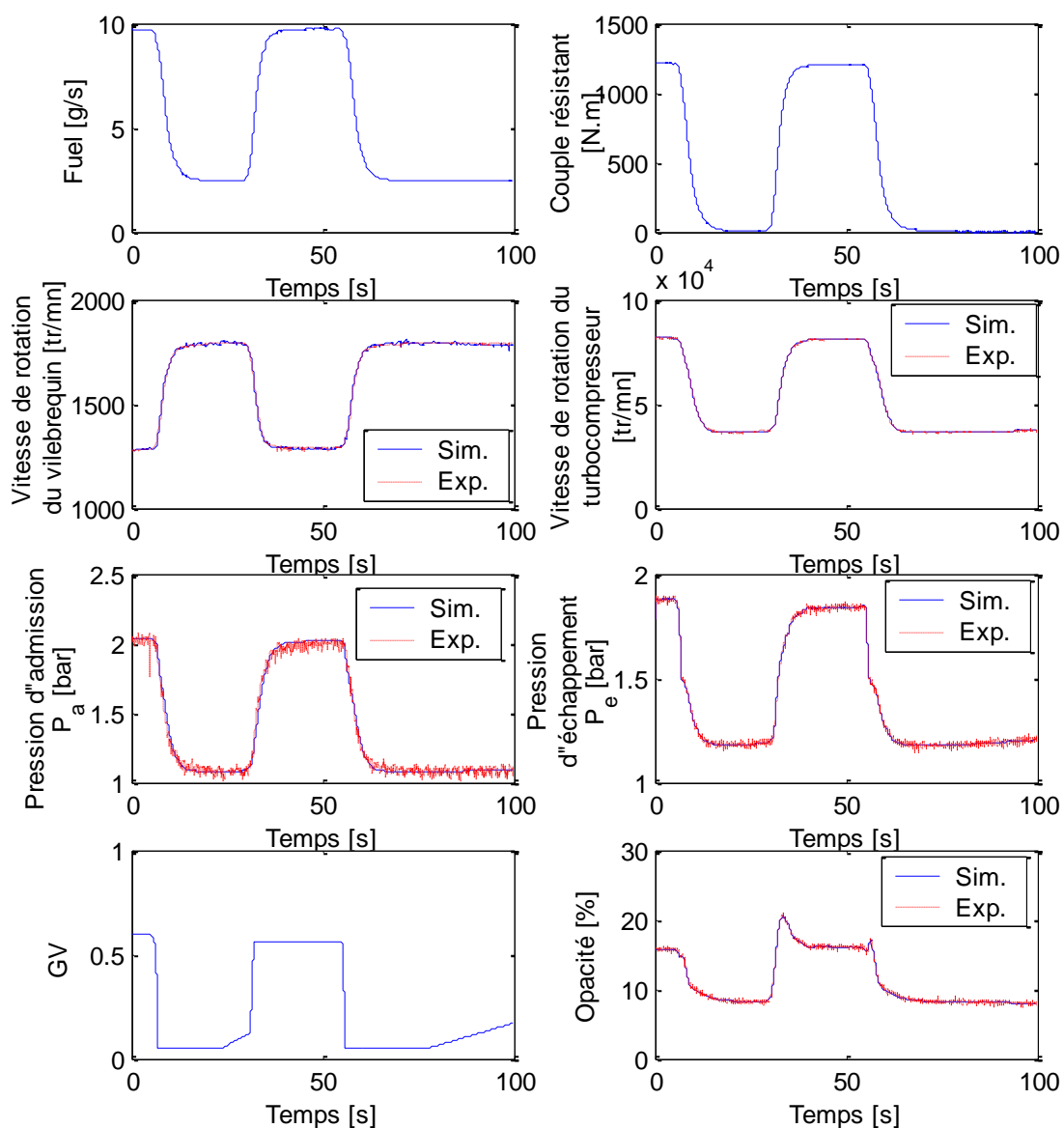


Figure 2.16 : Essai 2 : Comparaison entre les résultats des modèles physiques du moteur M1 et les données expérimentales mesurées sur un banc d'essais dynamiques.
Entrées : Débit fuel et Couple résistant. Paramètre de contrôle : Position GV.
Validation des modèles physiques par comparaison avec les données expérimentales

Chapitre 3 Modèles neuronaux

La modélisation du système moteur en valeurs moyennes détaillée au chapitre 2 a permis la description, avec une bonne précision, du système moteur. Nous avons aussi proposé l'utilisation d'une expression empirique pour modéliser l'opacité. Mais malheureusement cette approche reste limitée et manque de capacité et de précision pour modéliser des polluants plus complexes comme les NO_x , surtout lorsque le moteur est soumis à une charge dynamique.

Les causes de la formation et de l'oxydation des polluants sont mal connues. Cette difficulté ainsi que la dépendance des modèles physiques à la connaissance exacte des caractéristiques géométriques du système à modéliser nous ont poussé à trouver une solution qui soit moins complexe, qui nécessite le minimum d'informations et qui n'exige pas une compréhension et interprétation des phénomènes étudiés. C'est là que se placent les modèles de représentation et spécialement les modèles boîte noire des réseaux de neurones. Leurs applications sont nombreuses dans le domaine automobile, par exemples : [45] a exploité les réseaux de neurones pour modéliser les émissions du moteur Diesel, [50] pour prédire le débit d'air, [53], pour décrire le couple indiqué...

Dans ce chapitre, après avoir donné quelques principes généraux sur les réseaux de neurones, nous élaborons des modèles à réseaux de neurones pour le mouvement du vilebrequin et les émissions d'un moteur M2.

3.1- Les réseaux de neurones

Depuis une vingtaine d'années, ces réseaux ont fait l'objet de multiples études vu leur capacité à résoudre des problèmes non linéaires et très complexes à multiple entrées et sorties, par simple apprentissage à partir des exemples. Ils ont beaucoup d'avantages qui font d'eux un outil puissant d'approximation des fonctions et une méthode simple de modélisation des systèmes non linéaires [8] [34]. Les caractéristiques les plus intéressantes qui correspondent à notre sujet d'étude sont :

- Approximation des fonctions non linéaires.
Les réseaux de neurones sont un outil très puissant pour modéliser les phénomènes complexes, non linéaires et mal compris ou interprétés, ce sont les cas des phénomènes de formation et d'oxydation des polluants dans le moteur Diesel.
- Approximation des fonctions dans un domaine précis.
Parfois, on a besoin seulement de modéliser la réponse d'un système quand il est sollicité dans une partie limitée de son espace d'entrées comme par exemple le cas de la modélisation des polluants émis d'un véhicule testé sur le cycle NEDC (Figure 3.1). Les réseaux de neurones permettent d'éviter la modélisation du système sur tout son domaine de définition et de viser seulement la zone souhaitée minimisant ainsi la quantité de données expérimentales nécessaires à la modélisation.
- Dépassement du manque d'informations.
On n'a pas toujours accès aux différentes parties du système à modéliser pour connaître toutes ses caractéristiques géométriques comme l'inertie du turbocompresseur, la forme de la chambre de combustion ou la loi de levée des soupapes d'admission et d'échappement... ou pour prendre des mesures des variables intermédiaires nécessaires à la modélisation du système par une approche physique comme la température des gaz à la sortie des soupapes d'échappement, la pression d'échappement... Le principal avantage des réseaux de neurones est qu'ils relient les entrées aux sorties sans avoir besoin de connaître des informations supplémentaires sur les variables intermédiaires du système.

- Liberté de choix des entrées du modèle.
Parfois, on n'a pas accès à toutes les variables du système pour pouvoir les mesurer et les utiliser dans la modélisation. Les réseaux de neurones offrent une liberté exceptionnelle sur le choix des entrées des modèles permettant ainsi la substitution d'une variable non mesurable ou dont les mesures sont erronées par une autre plus accessible ou plus précise sans avoir besoin d'apporter des changements sur l'architecture du réseau.

3.1.1- Architecture des réseaux de neurones

Les réseaux de neurones se composent d'éléments simples (neurones) fonctionnant en parallèle. Le fonctionnement de ces éléments est inspiré de celui du système nerveux biologique. Comme dans la nature, la fonction du réseau est déterminée en grande partie par les connections liant les différents éléments. Par exemple pour décrire le fonctionnement d'un système dynamique, il suffit de créer des connections supplémentaires liant les éléments à la sortie du réseau aux éléments intermédiaires. Une fois que les liaisons entre les différents éléments bien définies, le réseau peut être formé pour exécuter une fonction particulière en ajustant les valeurs des connections (poids et biais) entre les éléments.

Parmi les nombreuses architectures neuronales prises de la littérature, le perceptron multicouche est le modèle neuronal le plus populaire et le plus utilisé pour faire la régression fonctionnelle des réponses des systèmes continus. La figure 3.2 montre un schéma détaillé d'un neurone perceptron :

$$y = f\left(\sum_i x_i \cdot p_i + b\right) \quad (\text{Eq. 3.1})$$

y est la sortie, c'est la réponse du neurone perceptron, x_i sont les entrées, p_i sont les poids, ce sont les facteurs de pondération des entrées, b est le biais et f est la fonction d'activation. Cette fonction peut prendre plusieurs formes dont les plus utilisées sont : La tan-sigmoid, la log-sigmoid, la fonction linéaire (Figure 3.3 a, b et c).

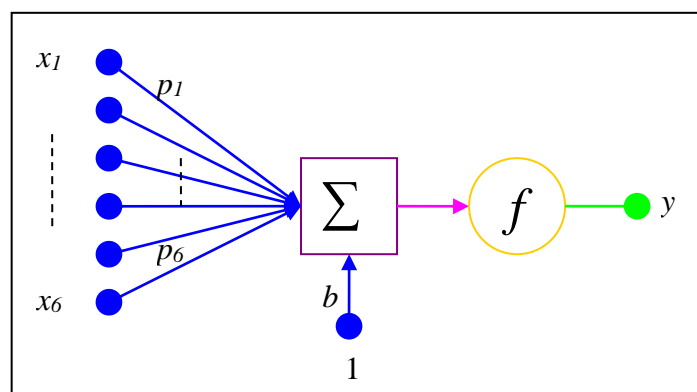


Figure 3.2 : Schéma descriptif d'un neurone perceptron à 6 entrées

En général, toute fonction bornée suffisamment régulière peut être approximée dans un domaine fini de l'espace de ses variables, par un réseau de neurones perceptron à trois couches comportant une couche d'entrée, une couche de neurones cachés possédant tous la même fonction d'activation, et une couche de sortie portant une fonction d'activation linéaire. Ces réseaux ont l'avantage d'avoir une architecture très simple (Figure 3.4), ils sont aussi flexibles à l'augmentation du nombre des entrées utilisées, et ils ont déjà montré leur capacité à décrire les systèmes complexes et non linéaires dans plusieurs domaines et sur des sujets divers. D'où tous les modèles neuronaux qu'on va construire auront la même architecture, trois couches avec une seule couche cachées.

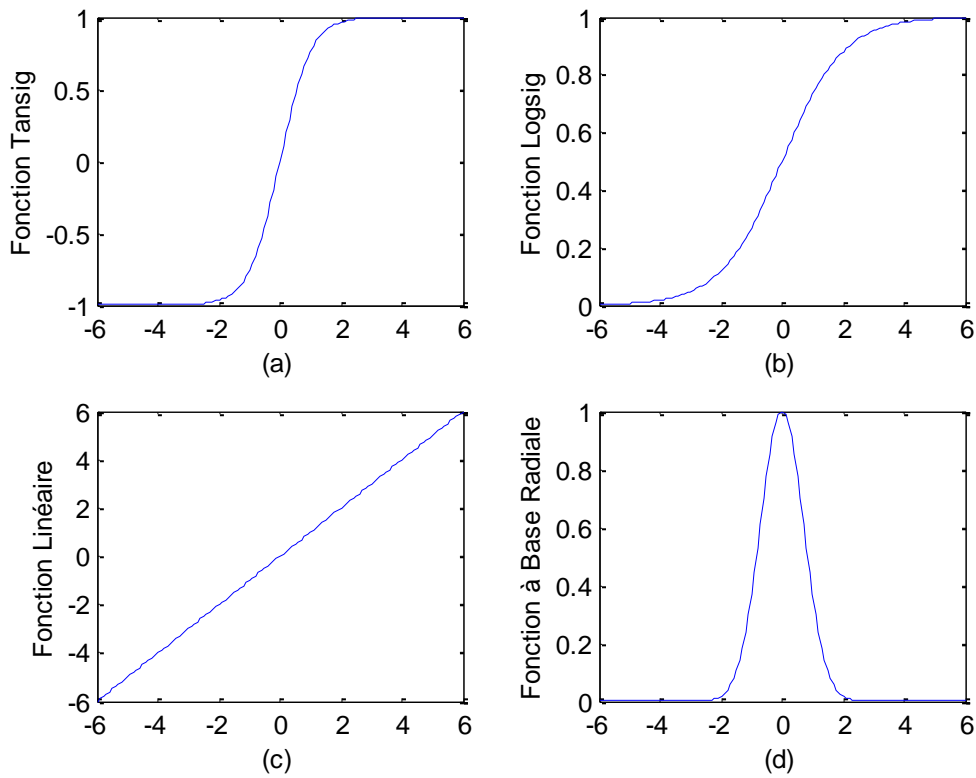


Figure 3.3 : Fonctions d'activation : (a) Tansig, (b) Logsig, (c) Linéaire et (d) Base Radiale.

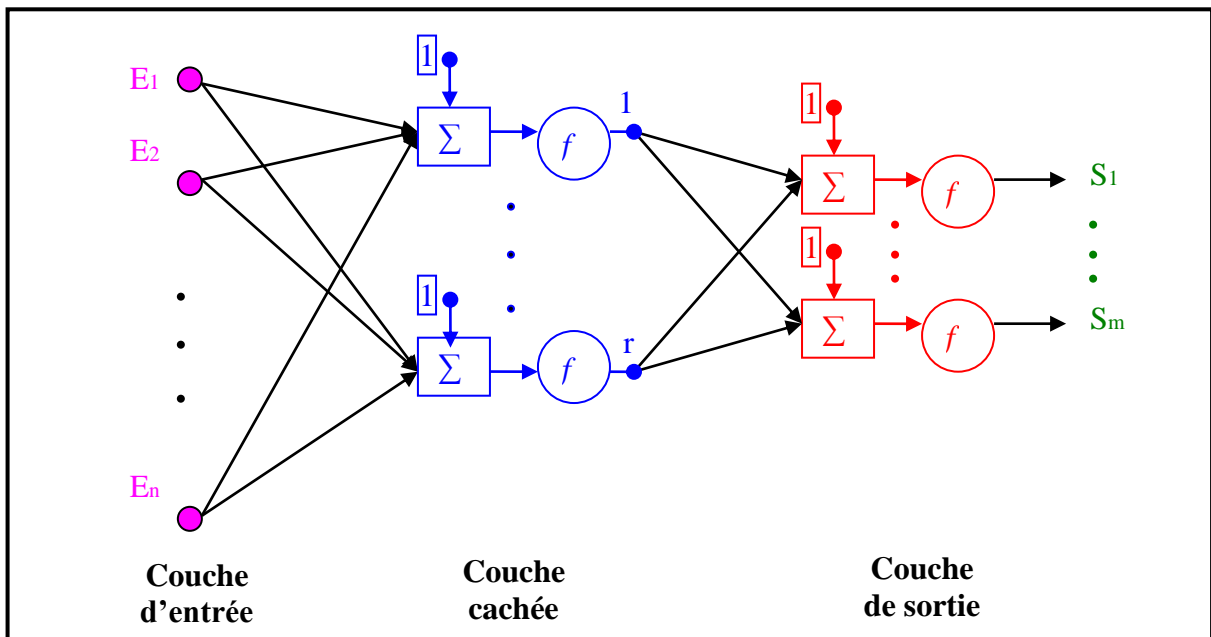


Figure 3.4 : Schéma descriptif d'un réseau de neurones à trois couches : une couche d'entrée à n entrées, une couche cachée à r neurones et une couche de sortie à m sorties.

Certains travaux antérieurs [26] [14] [15] [16] [23] ont considéré l'utilisation de l'algorithme LOLIMOT (Local Linear Model Trees) qui est basé sur les fonctions à base radiale (Figure 3.3.d) pour modéliser les émissions du moteur. Ces réseaux divisent le domaine de variation des entrées en des hyper-rectangles qui sont caractérisés par une moyenne et un écart type proportionnel à leur taille et qui constituent les zones locales où les neurones sont actifs. Donc chaque neurone représente un modèle local linéaire dans une zone caractérisée par une

moyenne et un écart type et les valeurs finales de la sortie qu'on souhaite modéliser constituent la somme des contributions de toutes les zones. Ces modèles ont les inconvénients suivants qui compliquent le problème d'optimisation où ils doivent être intégrés et alourdissent le temps nécessaire à sa résolution :

- Ils sont basés sur des modèles linéaires alors que les systèmes à modéliser sont non linéaires et très complexes d'où la nécessité de l'augmentation de nombre des hyper-rectangles.
- L'augmentation du nombre des entrées entraîne aussi une croissance exponentielle du nombre des zones hyper-rectangles à créer et par la suite de la taille des réseaux construits.

3.1.2- Initialisation

Toutes les entrées et sorties des réseaux sont redimensionnées pour avoir des variables variant entre -1 et 1 (Figure 3.5) afin de rendre le réseau plus efficace et avoir de meilleurs résultats. Cette phase est très importante pour rendre les réseaux indifférents aux unités de variables utilisées et à la différence en valeur entre elles (par exemple pression d'échappement $P_e = 2 \cdot 10^5 Pa$ et avance à l'injection $Av_{inj} = 11^\circ DV$). Nous allons aussi utiliser l'algorithme de Nguyen-Widrow pour initialiser les poids et biais. Cet algorithme attribue aléatoirement des valeurs initiales aux poids et biais afin de distribuer la région active de chaque neurone d'une manière approximativement uniforme à travers l'espace de la couche d'entrées.

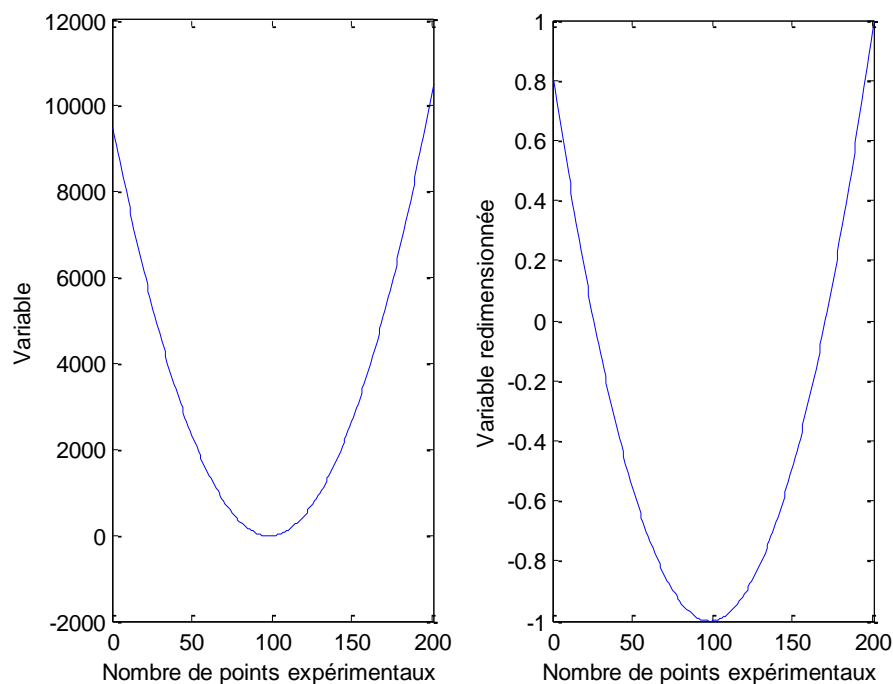


Figure 3.5 : Redimensionnement entre -1 et 1 des variables utilisées comme entrées et sorties.

3.1.3- Fonction de performance

Après l'initialisation des poids et biais du réseau, l'ajustement de leur valeur se fait d'une manière à minimiser un critère désiré reflétant la bonne prédiction du réseau, ce critère s'appelle la fonction de performance et le processus de minimisation correspondant s'appelle l'apprentissage du réseau. La fonction de performance est en général la moyenne des carrés des erreurs entre les sorties du réseau et les données d'apprentissage. Mais lorsque les

données d'apprentissage utilisées ne sont pas assez abondantes, lorsqu'elles sont bruitées ou lorsqu'elles ne représentent pas tout le domaine de variation des variables d'entrées, cette fonction ne permet pas de donner de bons résultats pour de nouvelles entrées éloignées de celles utilisées durant l'apprentissage, c'est ce qu'on appelle la généralisation des résultats du réseau. Alors pour améliorer la généralisation, il faut rajouter un autre terme à la fonction qui devient la somme pondérée des moyennes des carrés des erreurs et des carrés des poids et biais du réseau. Ce nouveau terme a pour effet de diminuer la valeur des poids et biais et par suite d'obtenir des fonctions plus régulières (smoother function) et d'éviter le surapprentissage.

$$f = \frac{\gamma}{N} \cdot \sum_{i=1}^N e_i^2 + \frac{1-\gamma}{m} \cdot \sum_{j=1}^m p_j^2 \quad (\text{Eq. 3.2})$$

γ est le facteur de pondération de la moyenne des carrés d'erreurs, il est compris entre 0 et 1. N est le nombre des couples {Entrées, Sorties} constituant les données d'apprentissage et m est le nombre des paramètres (poids et biais) du réseau. La valeur de γ égale à 1 fournit l'erreur minimale mais le modèle sera peu robuste. La valeur de γ est obtenu par essais/erreurs en partant de 1 et en la réduisant jusqu'à obtenir un modèle satisfaisant et robuste. Le modèle est satisfaisant lorsque la moyenne des carrés des erreurs entre les données d'apprentissage et les sorties est inférieure à une valeur désirée. La robustesse du modèle est mesurée par sa capacité à prédire correctement les sorties lorsqu'il est soumis à des entrées éloignées de celles utilisées durant la phase d'apprentissage.

3.1.4- Algorithme d'apprentissage

L'algorithme d'apprentissage utilisé pour ajuster les valeurs des poids et biais est l'algorithme de rétropropagation. Il est la généralisation de la règle d'apprentissage de Widrow-Hoff pour les réseaux à plusieurs couches avec des fonctions d'activation différentiables et non linéaires. Le terme « rétropropagation » se réfère à la manière dont le gradient de la fonction de performance est calculée par rétropropagation de l'erreur depuis la couche de sorties jusqu'à la couche d'entrées. Une fois que les composants du gradient sont calculés, on choisit un algorithme d'optimisation tels que l'algorithme de gradient descendant, quasi-Newton, Levenberg-Marquardt... pour minimiser la fonction de performance. Les algorithmes quasi-Newton et Levenberg-Marquardt sont les plus performants.

3.1.5- Conditions d'arrêt de l'apprentissage

Le processus d'apprentissage du réseau peut être interrompu pour plusieurs raisons dont les plus importantes sont :

- Le dépassement du seuil fixé sur la moyenne des carrés d'erreurs entre la sortie du réseau et les données d'apprentissage. Dans ce cas, la précision du réseau est satisfaisante et le réseau est prêt à remplacer le système à modéliser.
- Le dépassement du seuil fixé sur le module du gradient. Quand le module du gradient de la fonction de performance est inférieur à une valeur fixée à l'avance, l'évolution des poids et biais devient négligeable, alors le processus d'apprentissage est interrompu et le réseau retient les poids et biais ajustés lors de la dernière époque.
- Le dépassement du seuil fixé sur le nombre d'époques. Par définition, une époque est le calcul des résultats du réseau pour toutes les entrées utilisées dans la base d'apprentissage, le calcul de la fonction de performance et des composants de son gradient et l'ajustement des poids et biais du réseau en se basant sur l'information fournie par le gradient. Donc le nombre d'époques correspond au nombre de fois que

les poids et biais sont ajustés. Quand le nombre d'époques atteint une valeur fixée à l'avance, le processus d'apprentissage est interrompu et le réseau retient les poids et biais ajustés lors de la dernière époque.

3.1.6- Nombre de neurones dans la couche cachée

Le nombre de neurones dans la couche cachée est déterminé par essais/erreurs en construisant plusieurs modèles et choisissant le meilleur suivant un critère désiré. Ce critère peut être l'une des fonctions suivantes :

- Choisir le nombre de neurones le plus petit aboutissant à une erreur finale moyennée inférieure à un seuil fixé entre les données d'apprentissage et les résultats des modèles :

$$\left\{ MIN(nb_{neurones}), avec \left(\frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N e_i^2 \leq Seuil \right) \right\} \quad (Eq. 3.3)$$

$nb_{neurones}$ est le nombre de neurones dans la couche cachée.

- Choisir le réseau qui a le critère d'Erreur de Prédiction Finale (EPF) d'Akaike le plus petit :

$$EPF = \frac{N + nb_{paramètres}}{N - nb_{paramètres}} \cdot \sum_{i=1}^N e_i^2 \quad (Eq. 3.4)$$

$nb_{paramètres}$ est le nombre de paramètres (poids et biais) du réseau.

3.1.7- Nombre de paramètres à déterminer

Un réseau de neurones à trois couches avec $nb_{entrées}$ entrées, $nb_{neurones}$ neurones dans la couche cachée et $nb_{sorties}$ sorties comprend le nombre suivant de paramètres (poids et biais) :

$$nb_{paramètres} = (nb_{entrées} + nb_{sorties} + 1) \times nb_{neurones} + nb_{sorties}$$

3.2- Modèles des émissions gazeuses et du mouvement du vilebrequin

On va utiliser les réseaux de neurones pour modéliser les émissions et la vitesse de rotation du vilebrequin d'un moteur Diesel M2 installé sur un véhicule et testé sur le cycle NEDC. Les valeurs expérimentales des variables du moteur sont enregistrées grâce aux capteurs qui sont déjà installés sur le véhicule et utilisés par le calculateur principal (ECU) pour contrôler le fonctionnement du moteur et améliorer sa performance. Les émissions instantanées du moteur sont enregistrées grâce à des appareils de mesure spéciaux installés en parallèle des sacs d'accumulation sur le banc à rouleaux. Les données expérimentales disponibles du moteur M2 sont toutes limitées aux essais sur le cycle NEDC. Donc à priori ces modèles seront fiables et précis sur le cycle et on peut s'attendre à une détérioration de la capacité de leur prédiction en s'éloignant des données utilisées durant l'apprentissage. L'objectif est de chercher les paramètres de contrôle optimaux à appliquer aux actionneurs du moteur dans un cas particulier (cycle NEDC) afin de réduire la pollution au minimum sur le cycle et d'aider les constructeurs automobiles à respecter les réglementations prévues par Euro V en 2008. Cette approche montre aussi la capacité des réseaux de neurones à concevoir des modèles valables dans une zone précise à laquelle on s'intéresse en restreignant les données expérimentales utilisées à la zone considérée.

3.2.1- Données expérimentales

Les essais ont été réalisés sur le banc d'essais de Delphi Diesel Systems, Technical Center Blois. Nous avons participé à leur définition.

3.2.1.1- Caractéristiques du moteur M2

Le moteur M2 est un petit moteur Diesel d'automobile de cylindrée 1.55 l. Il a un taux de compression égal à 18 et répond aux normes Euro III. Il est équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable, un système de recyclage des gaz d'échappement, un système d'injection Common Rail 1600bar Delphi et un catalyseur d'oxydation.

3.2.1.2- Banc dynamique à rouleaux

Le véhicule est installé dans une cellule isolée et maintenue à une température entre 20 et 30 °C, où il doit rester au repos pendant au moins six heures avant le début de l'essai. Le banc d'essais comprend (Figure 3.5) :

- Un banc à rouleaux recevant les roues motrices du véhicule. Les rouleaux entraînent un axe qui reçoit des volants d'inertie simulant la masse du véhicule essayé. Un frein est installé au bout d'arbre des rouleaux afin de simuler la résistance à l'avancement du véhicule (frottements des pneus et résistances de l'air).
- Un moniteur de conduite ou écran installé en face du conducteur pour qu'il puisse suivre la progression du cycle de conduite choisi sous forme d'un graphique vitesse en fonction du temps. La vitesse réelle du véhicule à l'instant considéré est illustrée sous forme d'un point lumineux que le conducteur est engagé à faire coïncider avec le graphique à tout instant avec une intervalle de tolérance égale à ± 2 Km/h (Figure 3.6).
- Un système de prélèvement des gaz d'échappement :
 - a. Une partie des gaz est dirigée vers un tunnel où les gaz sont dilués avec l'air de sorte à avoir toujours une valeur constante du débit (Constant Volume Sampling CVS). Ensuite un prélèvement est envoyé vers les appareils de mesure instantanée et un autre est dirigé vers les sacs d'accumulation pour pouvoir calculer, après la fin du cycle, les masses moyennes émises en g/Km des différents polluants pendant l'essai complet. La fréquence d'acquisition des appareils de mesure instantanée est égale à 1 Hz.
 - b. Les particules émises sont mesurées, différemment des autres polluants, par trois filtres à particules qui marquent trois phases différentes du cycle : le premier ECE, les trois ECE qui suivent et le cycle EUDC. La masse émise des particules est la différence de la masse du filtre avant et après chaque phase.
 - c. Les gaz réglementés sont le monoxyde de carbone (CO), les hydrocarbures imbrûlés (HC), le monoxyde d'azote (NO), et les particules (PM).

L'analyse des données expérimentales et la confirmation de la validité des mesures constituent une phase critique et très importante avant l'élaboration des modèles des émissions. Ainsi, il faut éliminer les anomalies et veiller à ce que le comportement des polluants reflète bien ce qui se passe réellement dans le moteur et par suite qu'il soit bien justifié.

Afin d'enrichir la base d'apprentissage des réseaux et d'améliorer la capacité prédictive des modèles, les essais sur le cycle NEDC sont réalisés en effectuant des modifications sur les cartographies de base (cf paragraphe 1.2.2.1.1) utilisées par l'ECU pour contrôler le moteur.

Ces cartographies sont modifiées en ajoutant ou retranchant une quantité constante ou aléatoire sur leur contenu, à plusieurs reprises, pendant le cycle.

Après chaque essai, la base d'apprentissage est élargie, les poids et biais des réseaux de neurones sont réinitialisés et puis ajustés en se servant de la nouvelle base. Ensuite un test de sensibilité doit être effectué afin de vérifier que l'évolution des variables modélisées varie bien dans le bon sens en fonction de la variation des différentes entrées du modèle. Le tableau 3.1 montre les résultats du test de sensibilité fait sur quelques entrées des modèles des émissions (cf paragraphe 3.2.2.1). Ce test revient à augmenter/diminuer toutes les valeurs d'une entrée spécifique figurant dans la base d'apprentissage et analyser l'influence de cette variation sur les valeurs prédites des réseaux et si ceci est en accord avec ce qui se passe vraiment sur un moteur réel. Après vérification du test de sensibilité, la prédiction des modèles est testée sur un nouvel essai sur le cycle NEDC non inclus dans la base d'apprentissage. Après sept essais effectués sur le cycle NEDC, on a construit des modèles satisfaisants des polluants qui sont positifs au test de sensibilité et qui ont montré une bonne précision lorsqu'ils sont testés sur un nouvel essai. Nous disposons donc des données expérimentales issues de sept essais sur le cycle NEDC (en total 4622 points) pour construire les modèles à réseaux de neurones et un essai de validation.

Emissions	Débit d'air frais (+ 20 %)	Avance à l'injection Main (+ 5 °V)	Débit Pilot (+ 50 %)	Débit total (+ 10 %)
CO ₂	↓	↓	↓	↑
NO _x	↑	↑	↓	↑
Opacité	↓	↓	↑	↑

Tableau 3.1 : Test de sensibilité des réseaux de neurones

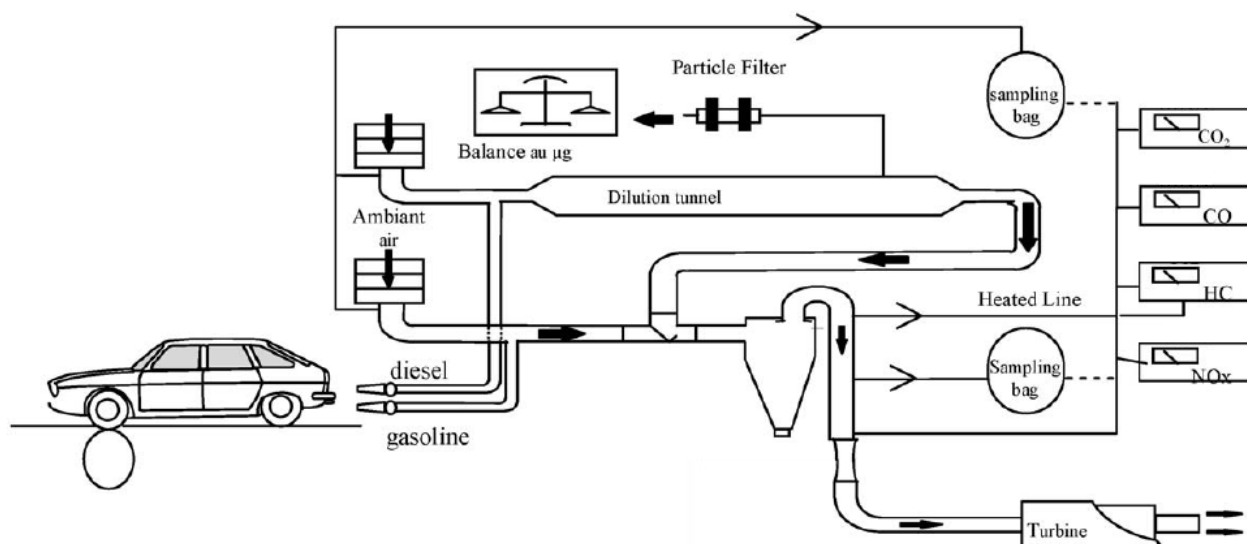


Figure 3.5 : Schéma de l'installation de mesure des polluants

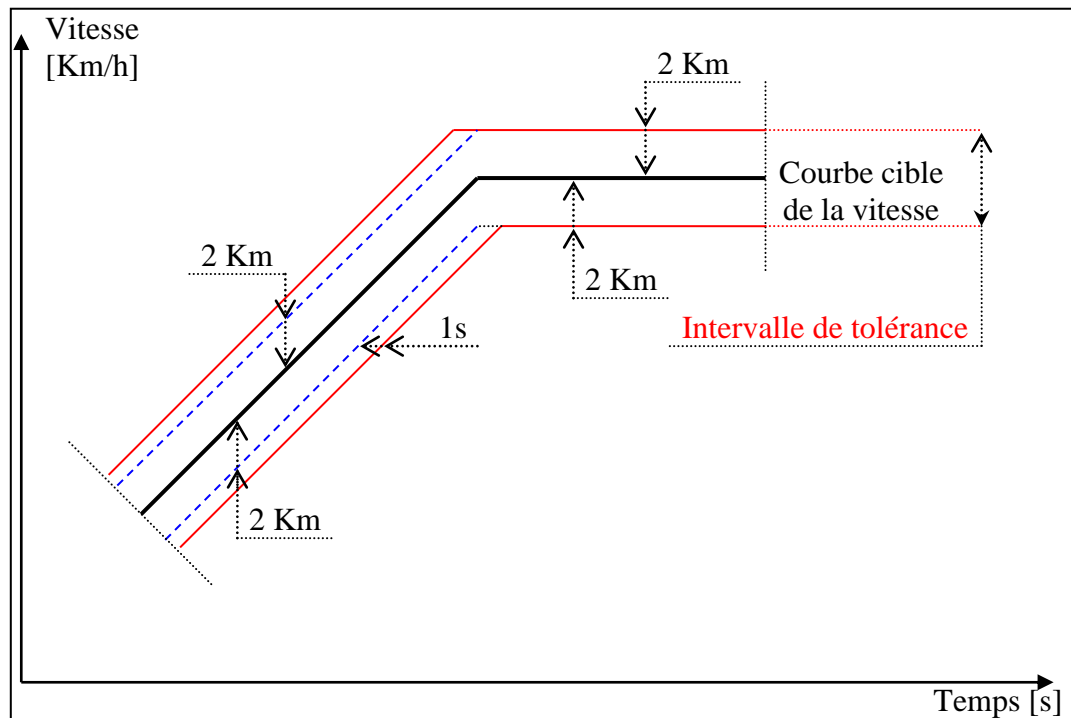


Figure 3.6 : Intervalle de tolérance entre la vitesse réelle du véhicule et sa courbe cible sur le cycle NEDC.

3.2.1.3- Paramètres de contrôle

Sur le moteur M2, la quantité du gazole injectée sur un cycle moteur est répartie sur deux injections élémentaires, une injection préliminaire appelée Pilot suivi de l'injection principale appelée Main.

Le moteur est contrôlé par six paramètres :

- Le débit d'air frais entrant dans les cylindres.
- La pression de suralimentation.
- L'avance à l'injection Main.
- Le débit Pilot.
- L'avance à l'injection Pilot.
- La pression d'injection du gazole.

La figure 3.7 montre les mesures expérimentales de quelques variables choisies parmi les données collectées sur le banc à rouleaux et effectuées sur le cycle NEDC, ces variables sont : Rapport de la boîte de vitesse, température de l'eau de refroidissement, vitesse de rotation du moteur, vitesse des rouleaux, vitesse du véhicule, débit d'air frais, débit total du fuel. La figure 3.8 décrit les mesures des émissions enregistrées : HC, CO, Opacité, Oxyde d'azote et Dioxyde de carbone.

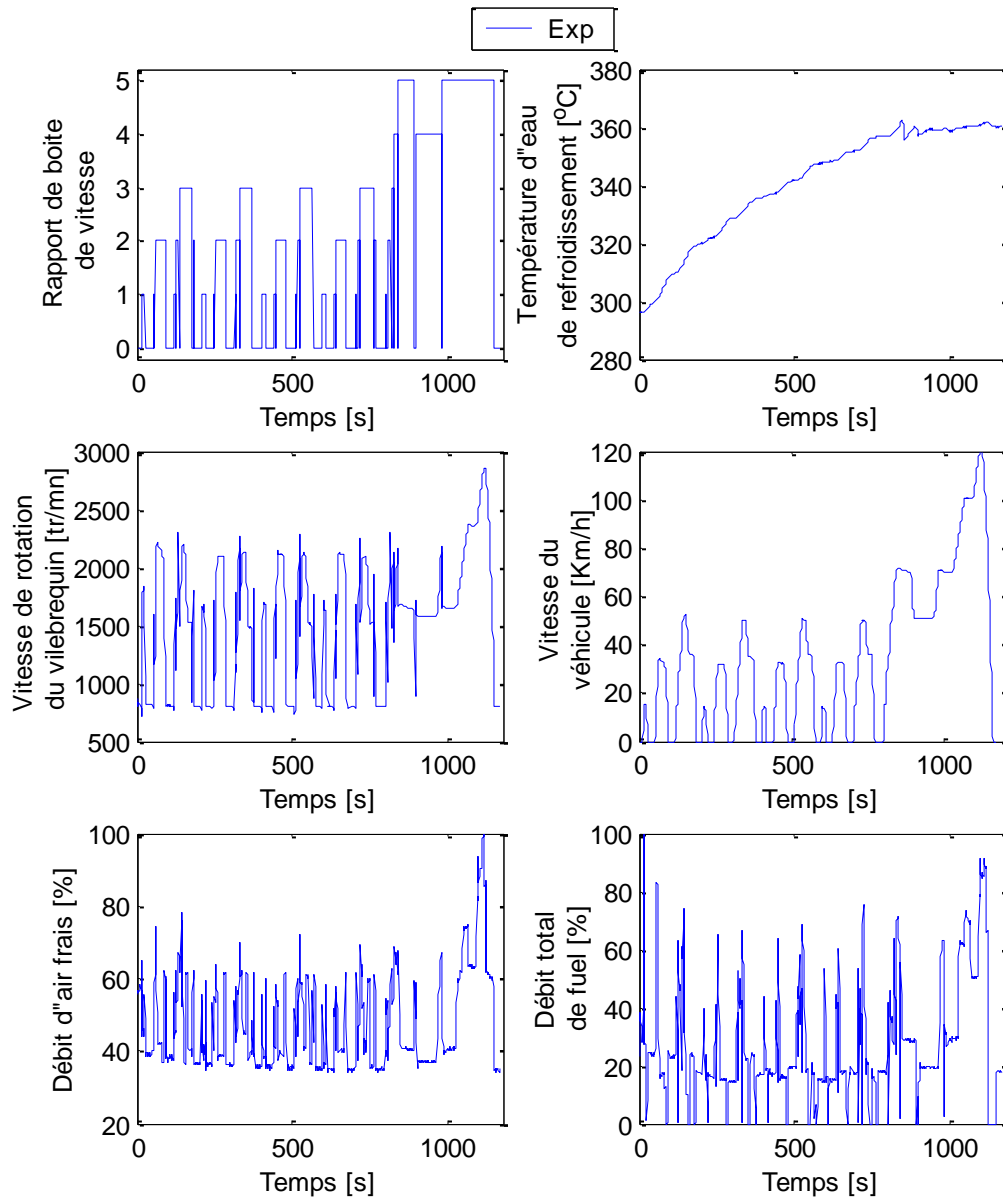


Figure 3.7 : Exemples des données expérimentales collectées sur le cycle NEDC avec le moteur M2.

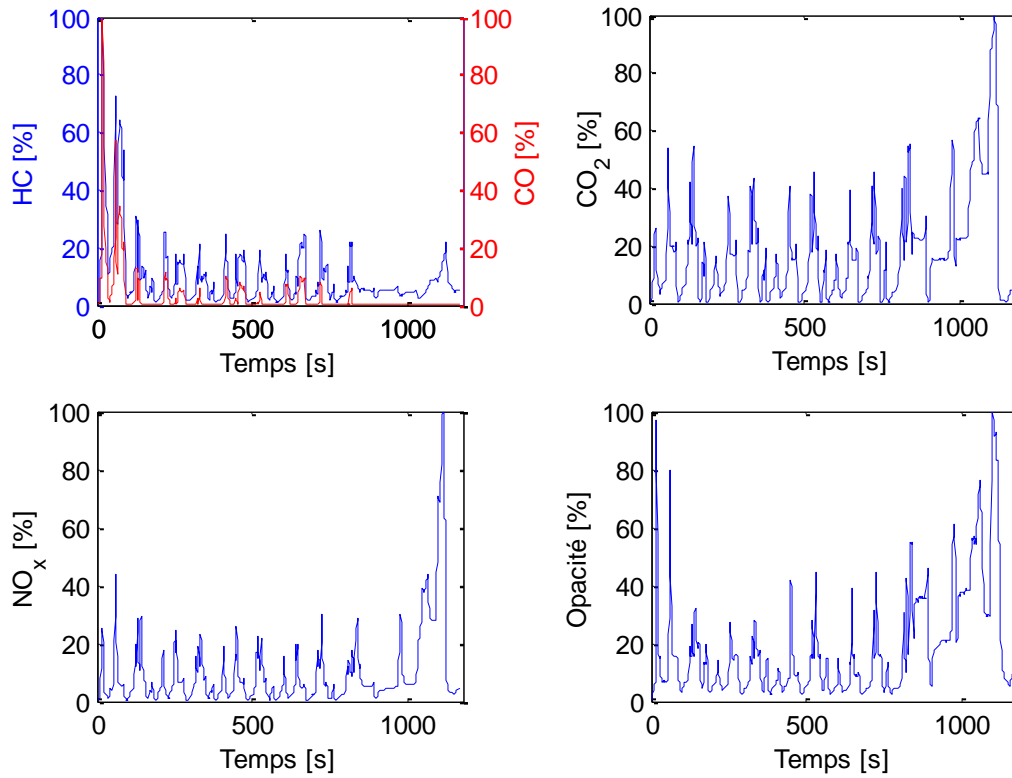


Figure 3.8 : Mesures des émissions effectuées sur le cycle NEDC avec le moteur M2 [Delphi].

3.2.2- Modèles des émissions gazeuses

Les entrées des modèles des émissions sont nécessairement les variables du moteur qui ont une certaine influence sur elles. En analysant les données expérimentales disponibles, on a trouvé que les émissions du moteur sont sensibles aux neuf variables suivantes : les six paramètres de contrôle, le débit total du fuel, la vitesse de rotation du vilebrequin et la température de l'eau de refroidissement. Par suite ces variables seront retenues comme entrées. La durée du cycle NEDC est de 1180 s. Le pas de discrétisation utilisé est égal à 1s. Cette décision est liée à la fréquence d'acquisition des appareils de mesure instantanée (1 Hz) pour éviter l'interpolation des données expérimentales et a donné de bons résultats (cf paragraphe 3.2.2.3).

De plus on a remarqué que l'influence des ces variables s'étend sur plusieurs secondes c'est-à-dire si on prend les émissions à l'instant actuel t_n , avec $n = (k+1) \dots 1180$, on remarque qu'elles sont fonction des entrées à différents instants $t_n, t_{n-1}, \dots, t_{n-k}$. De même les émissions sont prises aux instants t_{n-1}, \dots, t_{n-l} . Ceci peut être justifié par la distance parcourue par les gaz avant d'être analysés ainsi que par l'accumulation d'une partie des émissions dans le système d'échappement. Ce choix était nécessaire pour avoir un bon modèle prédictif et en même temps, respecter le test de sensibilité du modèle en fonction de la variation de ses entrées qui est décrit au paragraphe 3.2.1.2.

Durant la phase d'apprentissage, les émissions aux instants t_{n-1}, \dots, t_{n-l} utilisées comme entrées des réseaux de neurones sont les valeurs obtenues expérimentalement. Ensuite, dans la phase d'exploitation, les valeurs des émissions seront prédites en utilisant comme entrées des modèles, les valeurs des émissions estimées aux instants précédents t_{n-1}, \dots, t_{n-l} .

3.2.2.1- Entrées

Les entrées du modèle sont :

- | | |
|---|--|
| ▪ Les six paramètres de contrôle | aux instants t_n, \dots, t_{n-k} |
| ▪ Le débit total du gazole | aux instants t_n, \dots, t_{n-k} |
| ▪ La vitesse de rotation | aux instants t_n, \dots, t_{n-k} |
| ▪ La température d'eau de refroidissement | aux instants t_n, \dots, t_{n-k} |
| ▪ Les émissions | aux instants t_{n-l}, \dots, t_{n-l} |

n, k et l sont des entiers.

3.2.2.2- Sorties

Les émissions gazeuses modélisées sur le moteur M2 sont les dioxydes de carbone, les oxydes d'azote et l'opacité. Le monoxyde de carbone et les hydrocarbures ne sont pas modélisés car le véhicule est équipé d'un catalyseur d'oxydation et les valeurs mesurées après le système de post-traitement sont négligeables. D'où les sorties sont :

- | | |
|-------------------------|-------------------|
| ▪ Le dioxyde de carbone | à l'instant t_n |
| ▪ Les oxydes d'azote | à l'instant t_n |
| ▪ L'opacité | à l'instant t_n |

3.2.2.3- Validation

Les figures (3.8, 3.9 et 3.10) offrent une comparaison entre les résultats des modèles et les mesures expérimentales correspondantes collectées sur le banc à rouleaux respectivement pour le CO₂, les NO_x et l'opacité. Les résultats sont en bon accord avec l'expérience. Le coefficient de corrélation de la régression linéaire entre les résultats des modèles et l'expérience varie entre 88 et 97 %.

On note que le coefficient de corrélation de régression linéaire entre deux variables A et B est donné par la formule suivante :

$$r = \frac{\sum_{i=1}^N \{(A_i - \bar{A}) \cdot (B_i - \bar{B})\}}{\sigma_A \cdot \sigma_B \cdot (N-1)} \quad (\text{Eq. 3.5})$$

Où :

N est la taille (nombre de points) des variables A ou B.

\bar{A} et σ_A sont respectivement le moyen et l'écart type de A.

\bar{B} et σ_B sont respectivement le moyen et l'écart type de B.

3.2.3- Modèle du mouvement du vilebrequin

Les données expérimentales (essais statiques sur toute la plage de fonctionnement moteur) nécessaires pour la construction d'un modèle physique du mouvement du vilebrequin basé sur la loi de la dynamique ne sont pas disponibles sur le moteur M2. Ceci nous a amené à construire un modèle à base de réseaux de neurones. Les données d'apprentissage utilisées sont les sept essais sur le cycle NEDC qui ont servi dans l'élaboration des modèles des émissions. On a trouvé par essais/erreurs et en comparant plusieurs modèles à réseaux de neurones que la vitesse de rotation du vilebrequin à un instant t_i est sensible à la variation des six paramètres de contrôle, du débit total du gazole, de la vitesse de rotation du vilebrequin, du rapport engagé de la boîte de vitesse, du rapport de réduction entre les roues et le moteur et

du couple résistant appliqué à différents instants. On a aussi adopté un pas de discrétisation égal à 0.5s puisqu'il offre la plus petite erreur entre les sorties du modèle et les données expérimentales.

3.2.3.1- Entrées

Les entrées du modèle sont :

- Les six paramètres de contrôle à l'instant (t_n, \dots, t_{n-j})
- Le débit total du gazole à l'instant (t_n, \dots, t_{n-j})
- La vitesse de rotation du vilebrequin à l'instant $(t_{n-1}, \dots, t_{n-j})$
- La température d'eau de refroidissement à l'instant (t_n, \dots, t_{n-j})
- Le rapport de boîte de vitesse à l'instant (t_n, \dots, t_{n-j})
- Le rapport de réduction entre les roues et le moteur à l'instant (t_n, \dots, t_{n-j})
- Le couple résistant à l'instant $(t_{n-2}, \dots, t_{n-j})$

j est un entier.

Le couple résistant (Figure 3.11) appliqué au moteur n'est pas mesuré, il est recalculé d'après la formule suivante déduite de la première loi de la dynamique appliquée aux roues motrices du véhicule (Annexe G, (Eq. G.19)) :

$$C_r = \frac{K_i}{\eta_{mec}} \cdot \left\{ \left(M_{vehicule} \cdot R_{roue}^2 + 2 \cdot J_{roue} \right) \cdot K_i \cdot \ddot{\theta}_{vil} + R_{roue} \cdot \left[F_0 + F_1 \cdot 3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil} + F_2 \cdot \left(3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil} \right)^2 \right] \right\} \quad (\text{Eq. 3.6})$$

η_{mec} est le rendement mécanique de transmission supposé constant, K_i est le rapport de réduction entre les roues et le moteur, J_{roue} et R_{roue} sont respectivement l'inertie et le rayon des roues, $M_{vehicule}$ est la masse du véhicule et F_0, F_1 et F_2 sont les coefficients de la force de frottements appliquée par les rouleaux sur les roues pour reproduire l'effet du frottement réel roues-route. L'accélération angulaire $\ddot{\theta}_{vil}(t_i)$ est approximée par la formule suivante déduite du développement de Taylor tronqué au premier ordre :

$$\ddot{\theta}_{vil}(t_i) = \frac{\dot{\theta}_{vil}(t_{i+1}) - \dot{\theta}_{vil}(t_i)}{t_{i+1} - t_i} \quad (\text{Eq. 3.7})$$

L'équation (Eq. 3.6) sous forme discrétisée s'écrit donc :

$$C_{r(n)} = \frac{K_i}{\eta_{mec}} \cdot \left\{ \left(M_{vehicule} \cdot R_{roue}^2 + 2 \cdot J_{roue} \right) \cdot K_i \cdot \frac{\dot{\theta}_{vil(n+1)} - \dot{\theta}_{vil(n)}}{h} + R_{roue} \cdot \left[F_0 + F_1 \cdot 3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil(n)} + F_2 \cdot \left(3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil(n)} \right)^2 \right] \right\} \quad (\text{Eq. 3.8})$$

Donc pour calculer le couple résistant à l'instant t_n , on a besoin de connaître la valeur de la vitesse de rotation du vilebrequin à l'instant t_{n+1} , ceci justifie l'utilisation comme entrées du modèle du mouvement du vilebrequin, du couple résistant jusqu'à l'ordre $n-2$.

3.2.3.2- Sortie

La sortie du modèle est :

- Vitesse de rotation du vilebrequin à l'instant t_n

3.2.3.3- Validation

La figure 3.12 montre les résultats du modèle sur un cycle complet ainsi que les données expérimentales fournies par le capteur de vitesse. Le modèle reproduit la forme générale de la

courbe de vitesse mais la précision n'est pas très bonne, surtout lors de changement de rapport de boîte de vitesse.

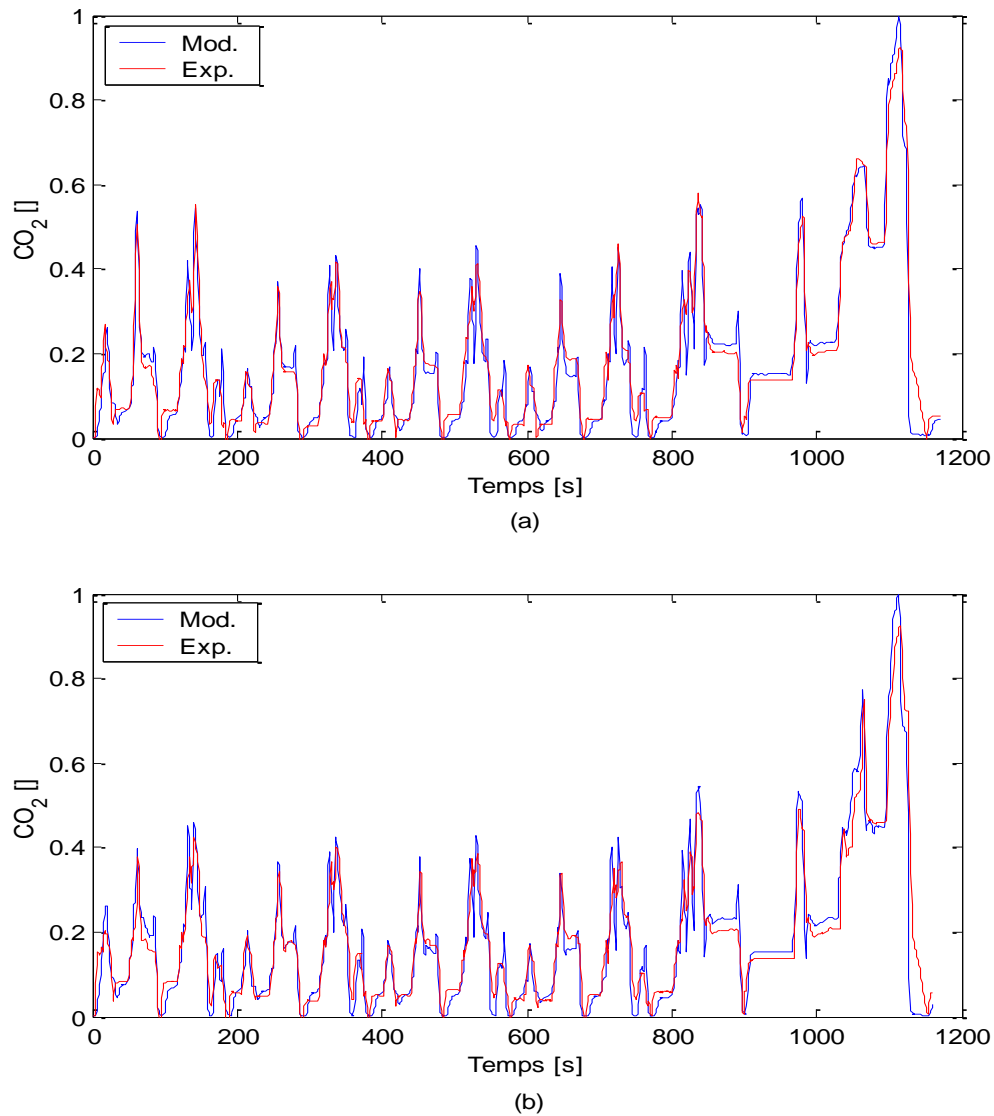


Figure 3.8 : Modélisation des CO₂ sur un cycle complet.

(a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 96.7 % (Eq. 3.5)).

(b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 94.9%).

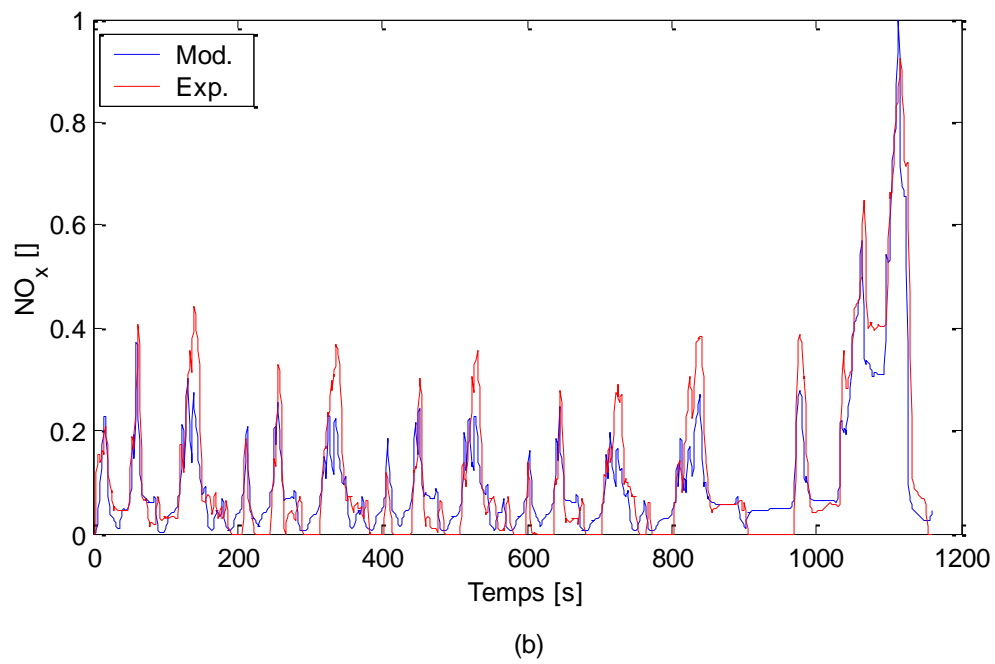
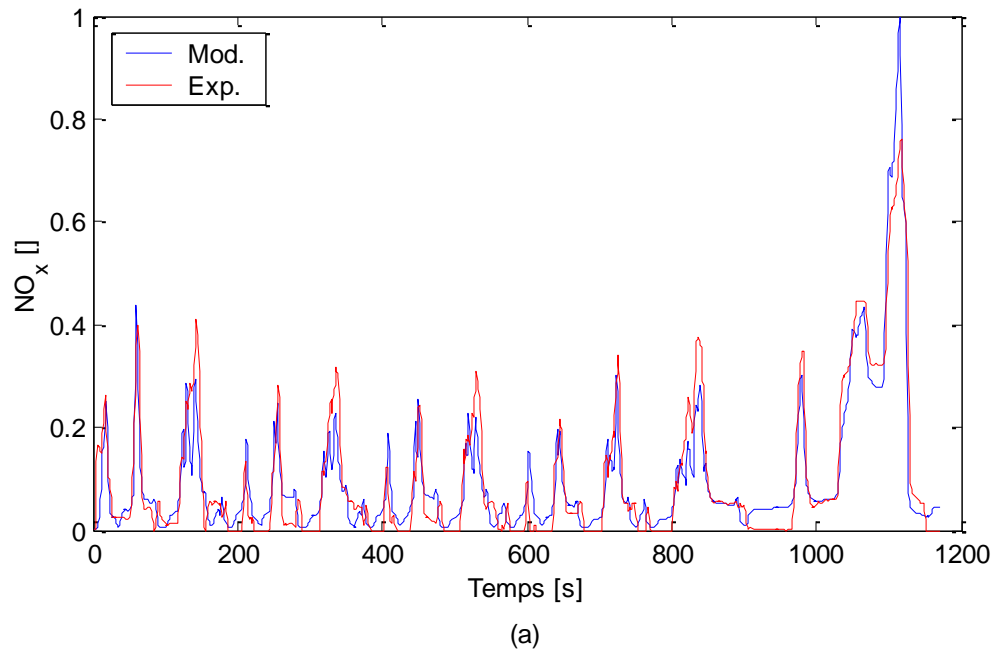


Figure 3.9: Modélisation des NO_x sur un cycle complet.
 (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 92.4 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 91.2 %).

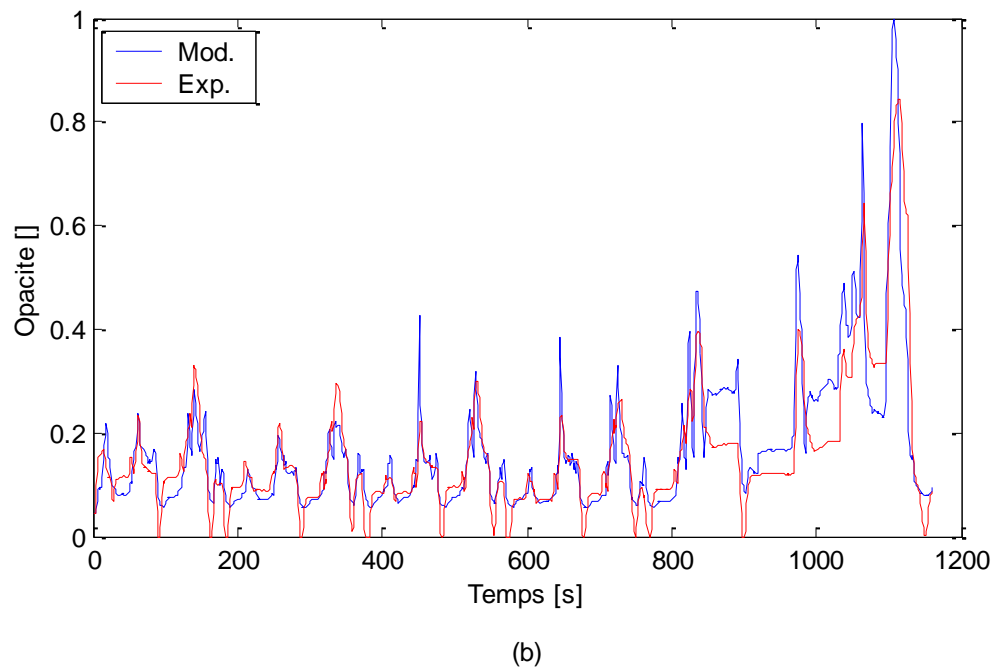
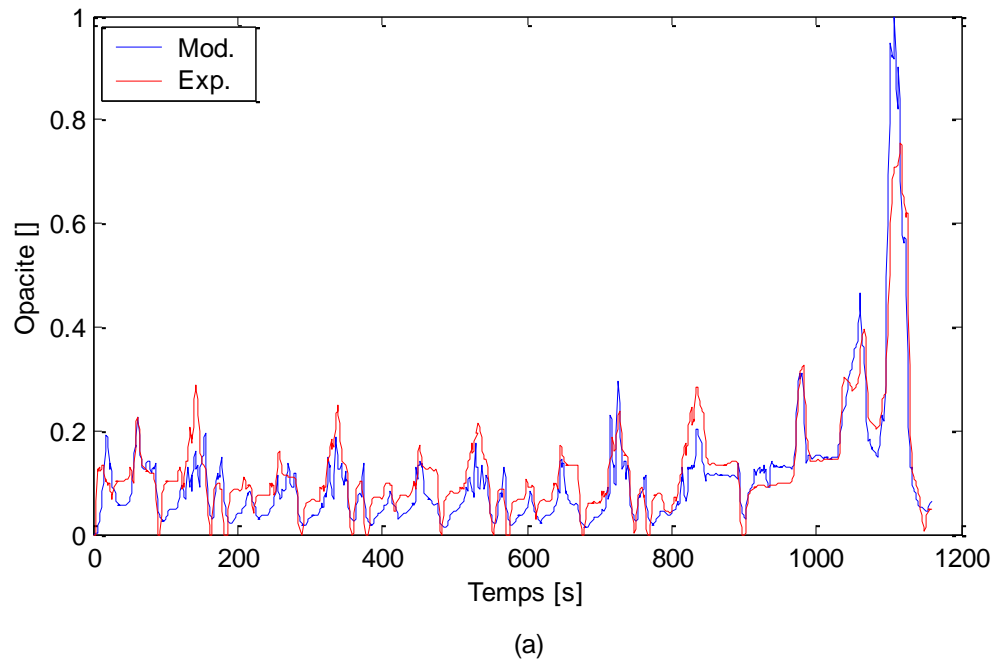


Figure 3.10 : Modélisation de l'opacité sur un cycle complet.
 (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 91.2 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 88.3 %).

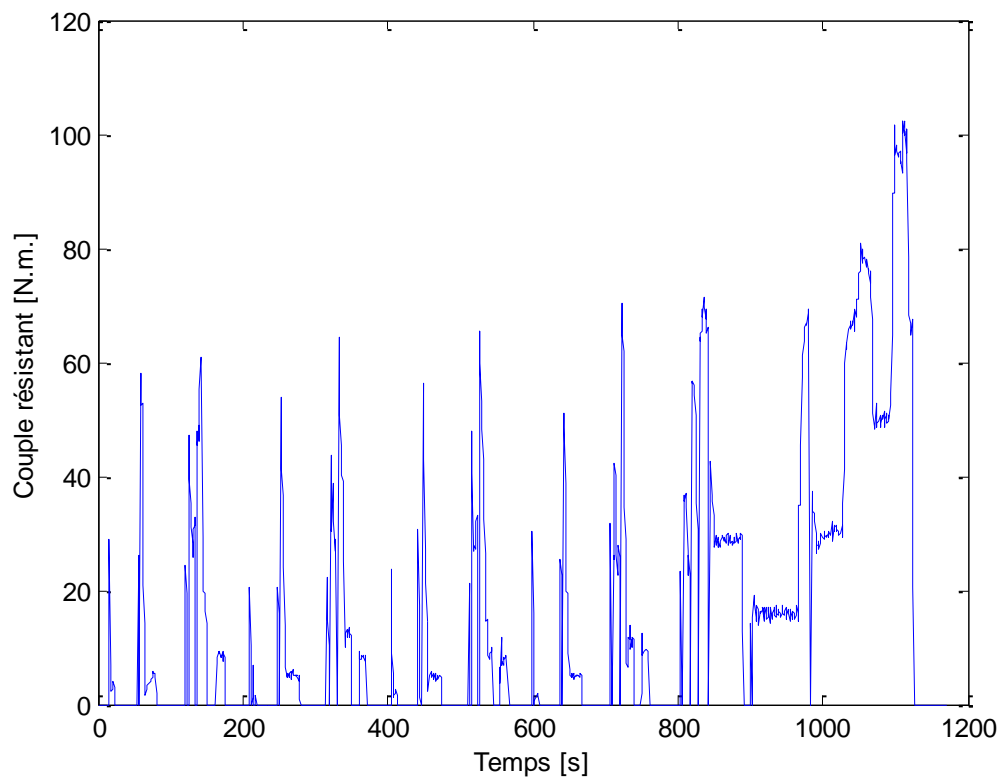


Figure 3.11 : Couple résistant appliqué à l'axe du vilebrequin

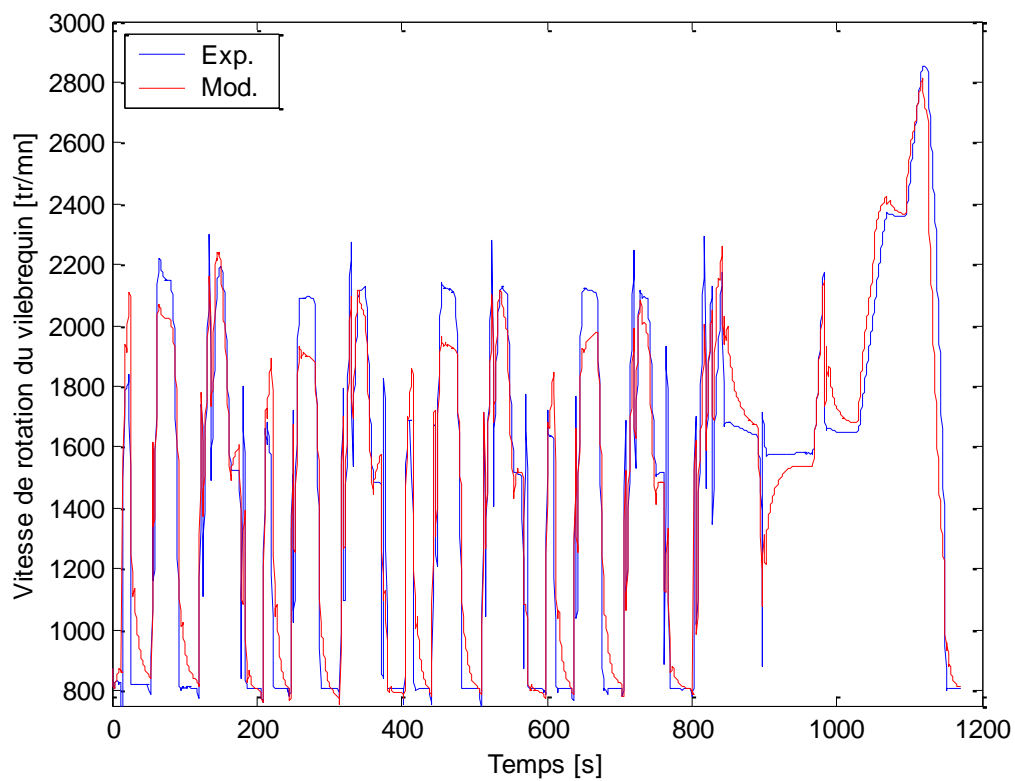


Figure 3.12 : Comparaison entre les résultats du modèle neuronal et l'expérience.
Coefficient de corrélation 95.9 %.

3.3- Conclusion

Les résultats de ce chapitre confirment que les réseaux de neurones offrent un outil bien adapté pour la modélisation des émissions du moteur, là où les modèles physiques sont encore insuffisants et plus compliqués à mettre en oeuvre.

En revanche le modèle de vilebrequin à réseaux de neurones manque de précision. Cet écart est dû à une insuffisance et un manque d'information dans les données d'apprentissage plutôt qu'à une inadaptation ou un défaut de l'outil.

Chapitre 4 Modèles mixtes physiques et réseaux de neurones

Dans le chapitre 2, on a présenté une approche physique pour modéliser le fonctionnement et l'opacité du moteur M1. Dans le chapitre 3, on a présenté une approche basée sur les réseaux de neurones pour modéliser le mouvement du vilebrequin et les émissions du moteur M2. Dans ce chapitre, nous proposons une approche mixte qui regroupe les avantages des modèles physiques et des réseaux de neurones tout en évitant leurs inconvénients et qui sera appliquée à un moteur M3 (Figure 4.1). Les modèles physiques permettent de décrire avec une grande précision l'évolution du mouvement du vilebrequin alors que les réseaux de neurones sont particulièrement bien adaptés à la prédiction des émissions gazeuses (Polluants et CO_2).

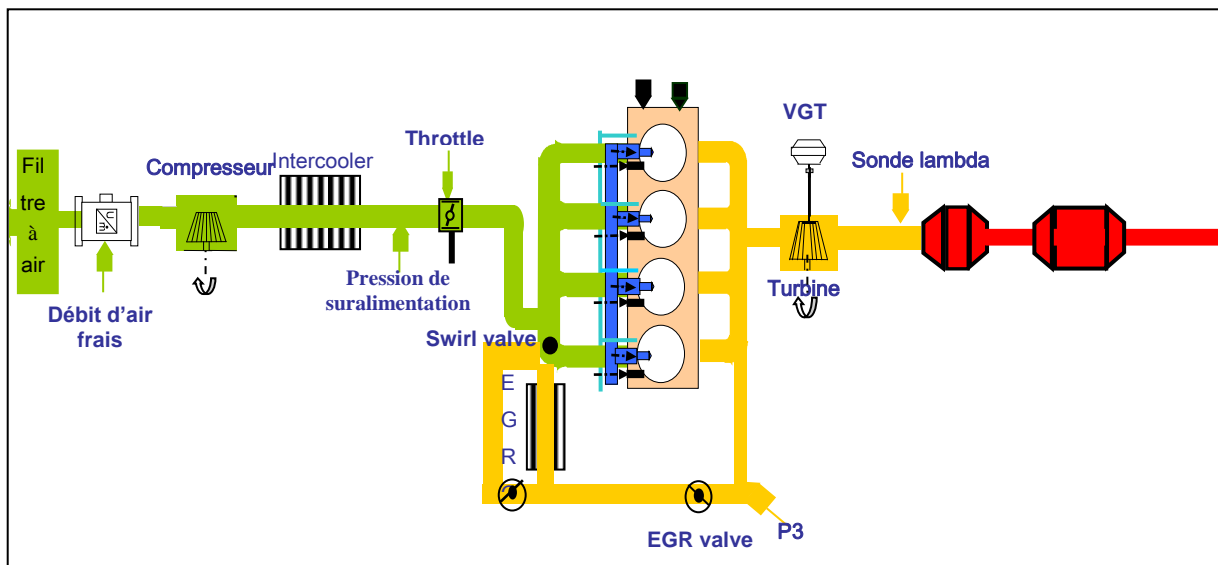


Figure 4.1 : Description du moteur M3 [Delphi]

4.1- Caractéristiques du moteur M3

Le moteur M3 est un moteur Diesel d'automobile, de taille moyenne, de quatre cylindres de cylindrée 2.2 l. Il a un taux de compression inférieur à 17 et répond aux normes Euro V. Il est équipé d'un turbocompresseur à géométrie variable, un système de recyclage des gaz d'échappement, un système d'injection Common Rail 1600bar DELPHI et un catalyseur d'oxydation. Il est contrôlé par douze paramètres (Tableau 4.1, Figure 4.2) :

- | | |
|---------------------------------|----------------|
| 1. Débit Pilot 1 | (Q_{pilot1}) |
| 2. Avance à l'injection Pilot 1 | (T_{pilot1}) |
| 3. Débit Pilot 2 | (Q_{pilot2}) |
| 4. Avance à l'injection Pilot 2 | (T_{pilot2}) |
| 5. Avance à l'injection Main | (T_{main}) |
| 6. Débit After | (Q_{after}) |
| 7. Début d'injection After | (T_{after}) |
| 8. Pression d'injection | (P_{rail}) |
| 9. Pression de suralimentation | (P_{boost}) |
| 10. Débit d'air frais | (Air) |
| 11. Position Swirl | $(Swirl)$ |
| 12. Position Throttle | $(Throttle)$ |

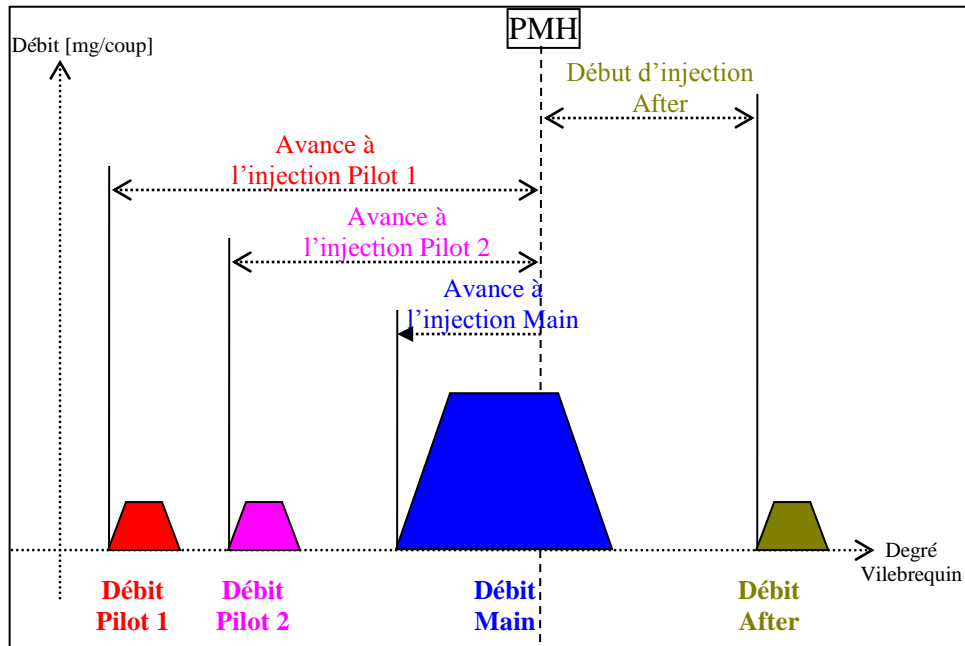


Figure 4.2 : Schéma descriptif de la position et du début des différentes injections sur un cycle moteur par rapport au Point Mort Haut (PMH).

Min	Paramètres	Max
0 [mg/coup]	Débit Pilot 1	4 [mg/coup]
0 [°V]	Avance à l'injection Pilot 1	40 [°V]
-5 [°V]	Avance à l'injection Main	15 [°V]
200 [bar]	Pression d'injection	1600 [bar]
97 [KPa]	Pression de suralimentation	200 [KPa]
200 [mg/coup]	Débit d'air frais	800 [mg/coup]

Tableau 4.1 : Bornes inférieures et supérieures de la variation de certains paramètres de contrôle du moteur M3.

4.2- Mouvement du vilebrequin

La première loi de la dynamique appliquée au vilebrequin (Eq. 2.55) s'écrit :

$$J_{vil} \cdot \frac{dw}{dt} = C_{moteur} - C_{frott,organes} - C_r \quad (\text{Eq. 4.1})$$

$$(\text{Eq. 2.57}) \rightarrow C_{frott,organes} = \frac{PMF \cdot V_{cylindrée}}{4 \cdot \pi} \quad (\text{Eq. 4.2})$$

En utilisant une forme moyennée du couple moteur obtenue de la même façon que le couple de frottement moyenné (Eq. 2.57), on peut écrire :

$$C_{moteur} = \frac{PMI \cdot V_{cylindrée}}{4 \cdot \pi} \quad (\text{Eq. 4.3})$$

Par définition la PMI est le travail des forces de pression sur un cycle moteur. De la même façon on définit la PMI-HP (PMI haute pression) et la PMI-BP (PMI basse pression).

La PMI-HP décrit le travail moteur des pressions des gaz entre la fermeture de la soupape d'admission et l'ouverture de la soupape d'échappement (Compression – Combustion).

La PMI-BP décrit le travail résistant des pressions des gaz entre l'ouverture de la soupape d'échappement et la fermeture de la soupape d'admission (Echappement – Admission).

$$\rightarrow PMI = PMI_HP - PMI_BP \quad (\text{Eq. 4.4})$$

$$\rightarrow PME = PMI - PMF = PMI_HP - PMI_BP - PMF \quad (\text{Eq. 4.5})$$

D'où l'équation (Eq. 4.1) s'écrit :

$$J_{vil} \cdot \frac{dw}{dt} = \frac{PME \cdot V_{cylindree}}{4 \cdot \pi} - C_r \quad (\text{Eq. 4.6})$$

Le couple résistant est décrit par l'équation (Eq. 3.6) :

$$C_r = \frac{K_i}{\eta_{mec}} \cdot \left\{ \left(M_{vehicule} \cdot R_{roue}^2 + 2 \cdot J_{roue} \right) \cdot K_i \cdot \ddot{\theta}_{vil} \right. \\ \left. + R_{roue} \cdot \left[F_0 + F_1 \cdot 3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil} + F_2 \cdot \left(3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{vil} \right)^2 \right] \right\} \quad (\text{Eq. 4.7})$$

Donc la détermination du mouvement du vilebrequin revient à créer un modèle de la PME ou des modèles séparés de la PMI-HP, PMI-BP et PMF. Nous avons choisi la dernière démarche puisque des mesures expérimentales de la PMI-HP sur le cycle NEDC sont disponibles sur le banc à rouleaux et elles seront utilisées comme un outil de validation du modèle de la PMI-HP construit.

4.2.1- Modèle de la PMI-HP

A partir des essais spécifiques faits sur deux points de fonctionnement du moteur et caractérisés par un balayage d'un paramètre de contrôle en fixant tous les autres paramètres, on a pu déterminer les paramètres de contrôle influents sur la PMI-HP et la forme générale de la fonction liant ces paramètres à la PMI-HP. Les paramètres influents sont au nombre de dix :

- Le débit Pilot 1.
- L'avance à l'injection Pilot 1.
- Le débit Pilot 2.
- L'avance à l'injection Main.
- Le débit After.
- Le débit d'air frais.
- La position throttle.
- Le débit Main.
- Le débit total de fuel.
- La vitesse de rotation du vilebrequin.

La PMI-HP a la forme suivante :

$$PMI - HP = a_{01} \cdot \left[a_{02} + \left\{ \begin{array}{l} Q_{total} \times \dots \\ f_1(Q_{main}, T_{main}) \times \dots \\ \dots f_2(Q_{pilot1}, T_{pilot1}) \times \dots \\ \dots f_3(Q_{pilot2}) \times \dots \\ \dots f_4(Q_{after}) \end{array} \right\} \right] \times f_5(N) \times f_6(Air) \times f_7(Throttle) \quad (\text{Eq. 4.8})$$

Avec :

$$f_1(Q_{main}, T_{main}) = \left(1 + a_{03} \cdot Q_{main} + a_{04} \cdot \frac{T_{main} + a_{05}}{T_{main}^2 + a_{06}} \right) \quad (\text{Eq. 4.9})$$

$$f_2(Q_{pilot1}, T_{pilot1}) = (1 + a_{07} \cdot Q_{pilot1} + a_{08} \cdot T_{pilot1}) \quad (\text{Eq. 4.10})$$

$$f_3(Q_{pilot2}) = (1 + a_{09} \cdot Q_{pilot2}) \quad (\text{Eq. 4.11})$$

$$f_4(Q_{after}) = (1 + a_{10} \cdot Q_{after}) \quad (\text{Eq. 4.12})$$

$$f_5(N) = (1 + a_{11} \cdot N + a_{12} \cdot N^2) \quad (\text{Eq. 4.13})$$

$$f_6(\text{Air}) = (1 + a_{13} \cdot \text{Air} + a_{14} \cdot \text{Air}^2 + a_{15} \cdot \text{Air}^3) \quad (\text{Eq. 4.14})$$

$$f_7(\text{Throttle}) = (1 + a_{16} \cdot \text{Throttle} + a_{17} \cdot \text{Throttle}^2 + a_{18} \cdot \text{Throttle}^3) \quad (\text{Eq. 4.15})$$

$a_i, i = 01, \dots, 18$ sont des coefficients identifiés par la méthode des moindres carrés à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques. Nous disposons de 430 points de fonctionnement moteur répartis sur toute la plage de son fonctionnement.

La forme particulière du modèle empirique de la *PMI-HP* (séparation des paramètres dans différentes fonctions et multiplication des fonctions) permet de prendre en compte séparément l'effet de la variation de chaque paramètre sur la variable à modéliser. De plus elle permet de vérifier si cet effet est en accord avec les observations faites sur les essais de balayage du paramètre sur deux points de fonctionnement du moteur en fixant les autres paramètres. Notons qu'on va utiliser la même approche pour modéliser la *PMI-BP* et la *PMF*.

La figure 4.3 montre une comparaison entre les résultats du modèle de la *PMI-HP* et les données expérimentales. Les valeurs prédites par le modèle sont en excellent accord avec l'expérience (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 99%).

Les figures 4.4→4.12 montrent la variation de la *PMI-HP* en fonction de quatre paramètres (Vitesse de rotation, Débit d'air frais, Débit Main et Débit Pilot 1) parmi les dix retenus, les autres paramètres sont fixés aux conditions standards.

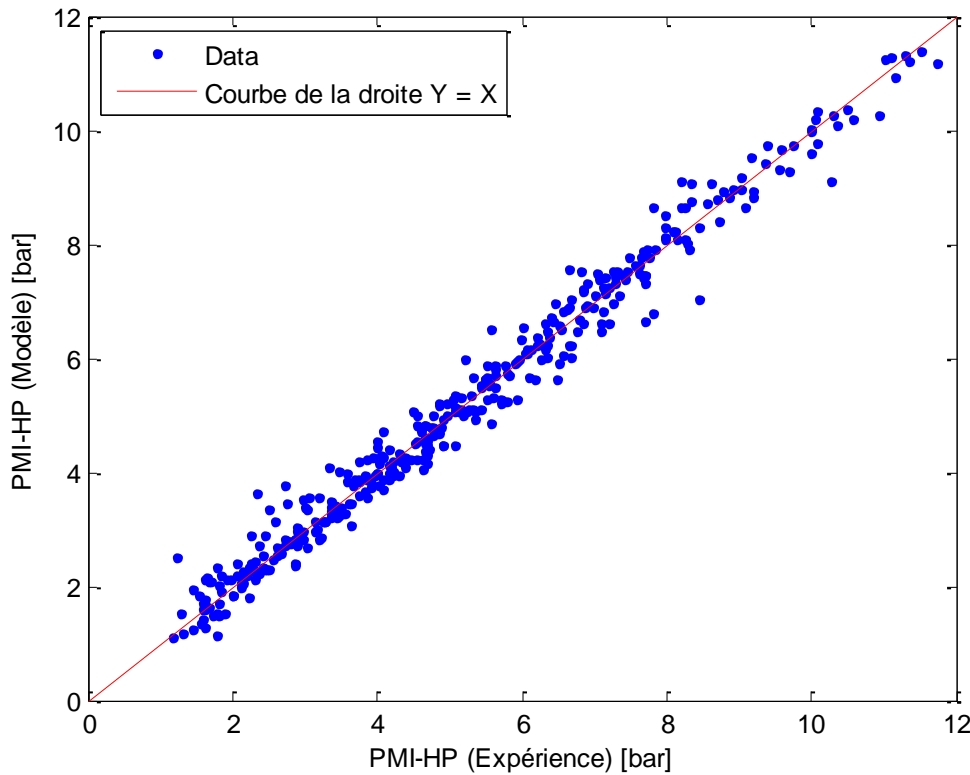


Figure 4.3 : Comparaison entre les résultats du modèle de la *PMI-HP* (Eq. 4.8) et les données expérimentales (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 99.016 %).

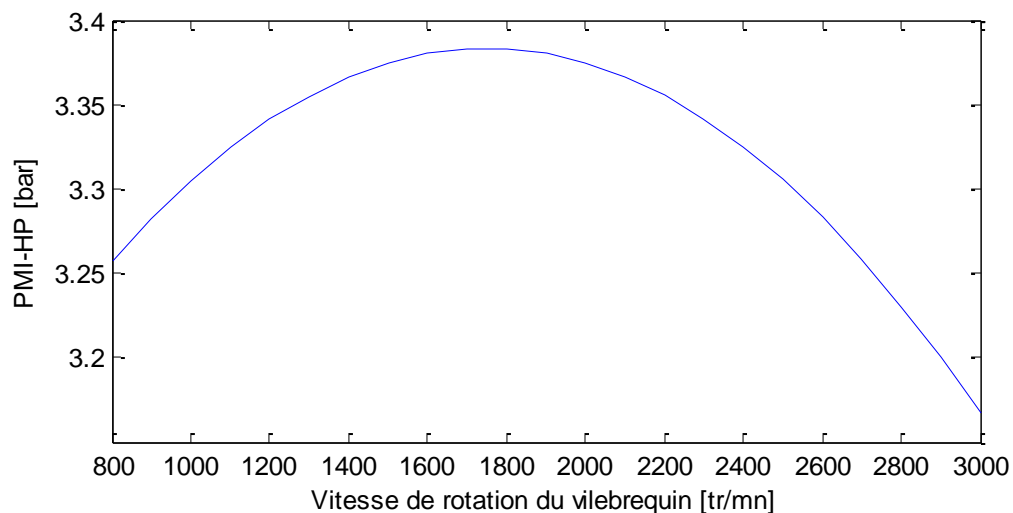


Figure 4.4 : Variation de la PMI-HP calculée d'après le modèle (Eq. 4.8) en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

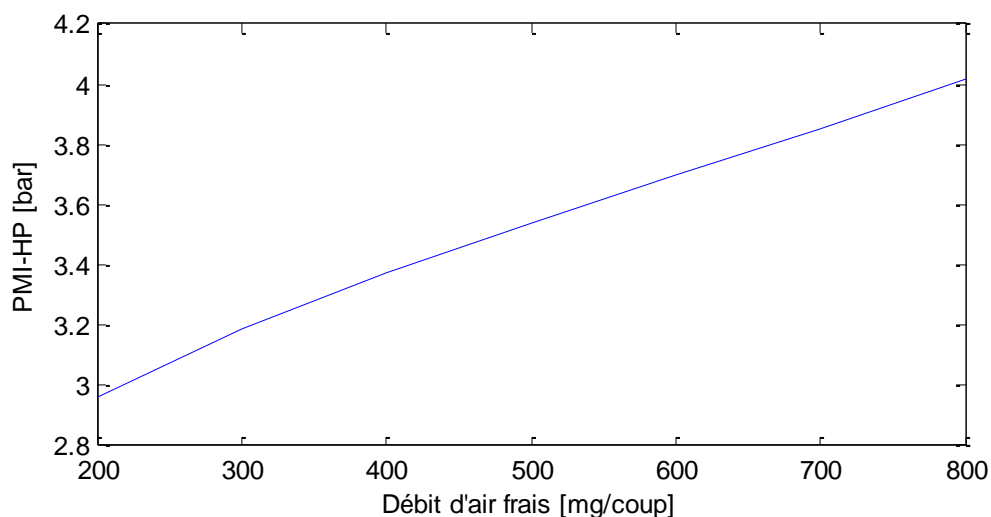


Figure 4.5 : Variation de la PMI-HP calculée d'après le modèle (Eq. 4.8) en fonction du débit d'air frais, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

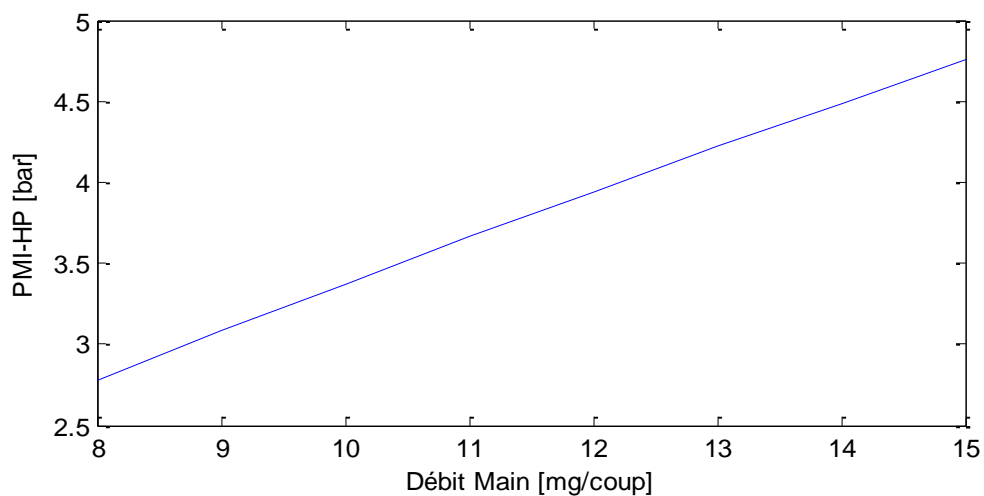


Figure 4.9 : Variation de la PMI-HP calculée d'après le modèle (Eq. 4.8) en fonction du débit Main, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

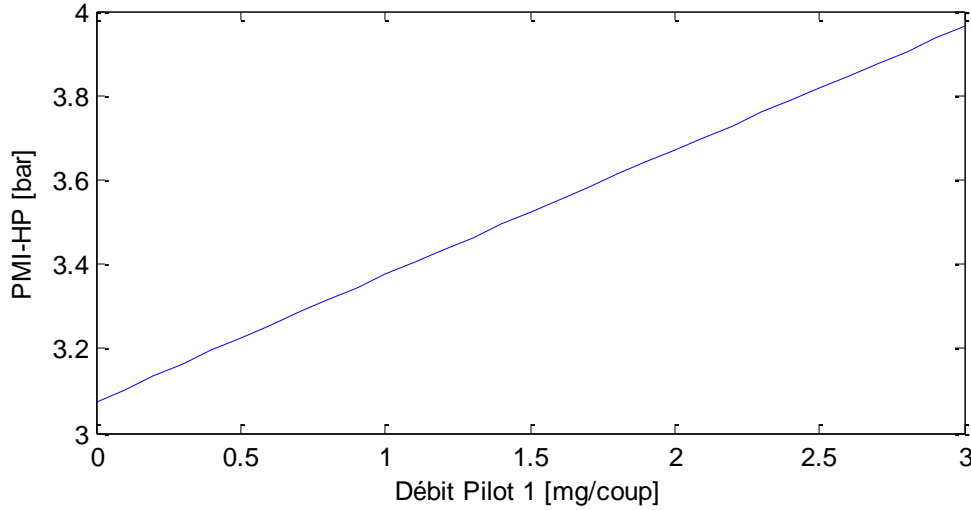


Figure 4.10 : Variation de la PMI-HP calculée d'après le modèle (Eq. 4.8) en fonction du débit Pilot 1, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

4.2.2- Modèle de la PMI-BP

A partir des essais spécifiques faits sur deux points de fonctionnement du moteur et caractérisés par un balayage d'un paramètre de contrôle en fixant tous les autres paramètres, on a pu déterminer les paramètres de contrôle influents sur la PMI-BP et la forme générale de la fonction liant ces paramètres à la PMI-BP. Les paramètres influents sont au nombre de quatre :

- Pression de suralimentation.
- Position swirl.
- Position throttle.
- Vitesse de rotation du vilebrequin.

La PMI-BP a la forme suivante :

$$PMI - BP = b_{01} \cdot \{b_{02} + f_1(N) \cdot f_2(P_{boost}) \cdot f_3(Swirl) \cdot f_4(Throttle)\} \quad (\text{Eq. 4.16})$$

Avec :

$$f_1(N) = (1 + b_{03} \cdot N) \quad (\text{Eq. 4.17})$$

$$f_2(P_{boost}) = (1 + b_{04} \cdot P_{boost}) \quad (\text{Eq. 4.18})$$

$$f_3(Swirl) = (1 + b_{05} \cdot Swirl^2) \quad (\text{Eq. 4.19})$$

$$f_4(Throttle) = (1 + b_{06} \cdot (Throttle - 100)^2) \quad (\text{Eq. 4.20})$$

$b_i, i = 01, \dots, 06$ sont des coefficients identifiés par la méthode des moindres carrés à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques. Nous disposons de 430 points de fonctionnement moteur répartis sur toute la plage de son fonctionnement.

La figure 4.13 montre une comparaison entre les résultats du modèle de la PMI-BP et les données expérimentales. Les valeurs prédites par le modèle sont en excellent accord avec l'expérience (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 96.5%).

Les figures 4.14→4.17 montrent la variation de la PMI-BP en fonction de deux paramètres (Vitesse de rotation et Position Throttle) parmi les quatre retenus, les autres paramètres sont fixés aux conditions standards.

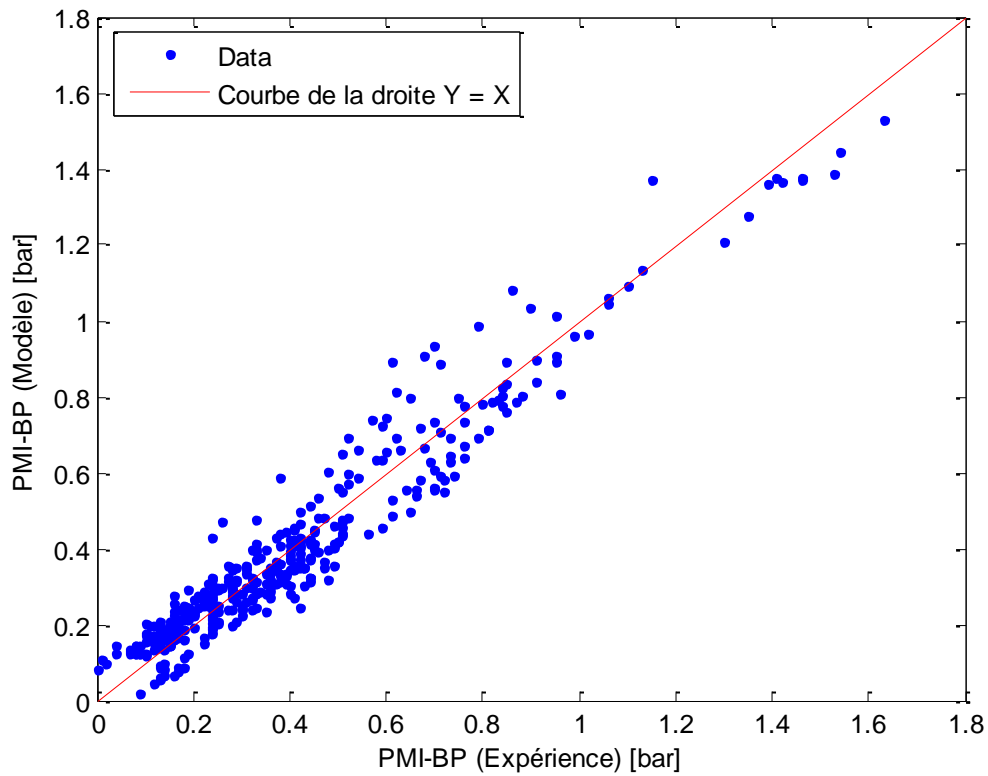


Figure 4.13 : Comparaison entre les résultats du modèle de la PMI-BP (Eq. 4.16) et les données expérimentales (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 96.52 %).

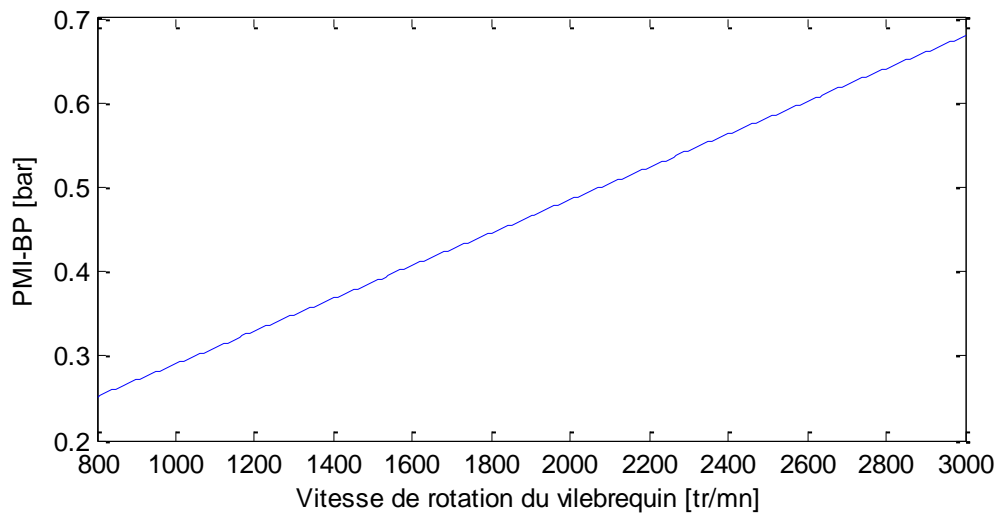


Figure 4.14 : Variation de la PMI-BP calculée d'après le modèle (Eq. 4.16) en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

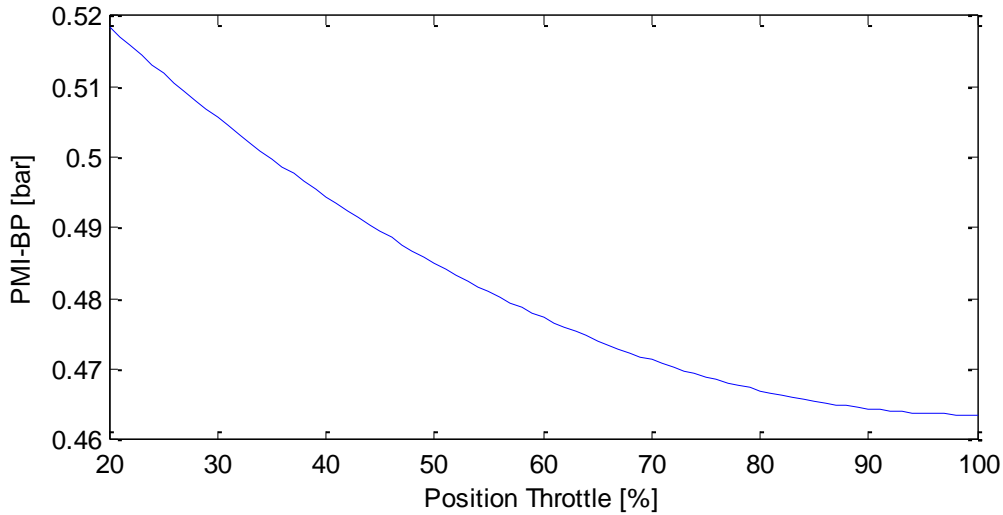


Figure 4.17 : Variation de la PMI-BP calculée d'après le modèle (Eq. 4.16) en fonction de la position Throttle, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

4.2.3- Modèle de la PMF

A partir des essais spécifiques faits sur deux points de fonctionnement du moteur et caractérisés par un balayage d'un paramètre de contrôle en fixant tous les autres paramètres, on a pu déterminer les paramètres de contrôle influents sur la PMF et la forme générale de la fonction liant ces paramètres à la PMF. Les paramètres influents sont au nombre de quatre :

- Pression d'injection P_{rail} .
- Débit d'air frais.
- Vitesse de rotation du vilebrequin.
- Température d'huile.

La PMF a la forme suivante :

$$PMF = c_{01} \cdot f_1(T_{huile}) \cdot f_2(N) \cdot f_3(Air) \cdot f_4(P_{rail}) \quad (\text{Eq. 4.21})$$

Avec :

$$f_1(T_{huile}) = \left(1 + \frac{c_{02}}{T_{huile} - c_{03}} \right) \quad (\text{Eq. 4.22})$$

$$f_2(N) = (1 + c_{04} \cdot N + c_{05} \cdot N^2) \quad (\text{Eq. 4.23})$$

$$f_3(Air) = (1 + c_{06} \cdot Air + c_{07} \cdot Air^2) \quad (\text{Eq. 4.24})$$

$$f_4(P_{rail}) = (1 + c_{08} \cdot P_{rail}^2) \quad (\text{Eq. 4.25})$$

$c_i, i = 01, \dots, 08$ sont des coefficients identifiés par la méthode des moindres carrés à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques. Nous disposons de 430 points de fonctionnement moteur répartis sur toute la plage de son fonctionnement.

La figure 4.18 montre une comparaison entre les résultats du modèle de la PMF et les données expérimentales. Les valeurs prédites par le modèle sont en excellent accord avec l'expérience (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 95%).

Les figures 4.19→4.22 montrent la variation de la PMF en fonction de deux paramètres (Température d'huile et Vitesse de rotation) parmi les quatre retenus, les autres paramètres sont fixés aux conditions standards.

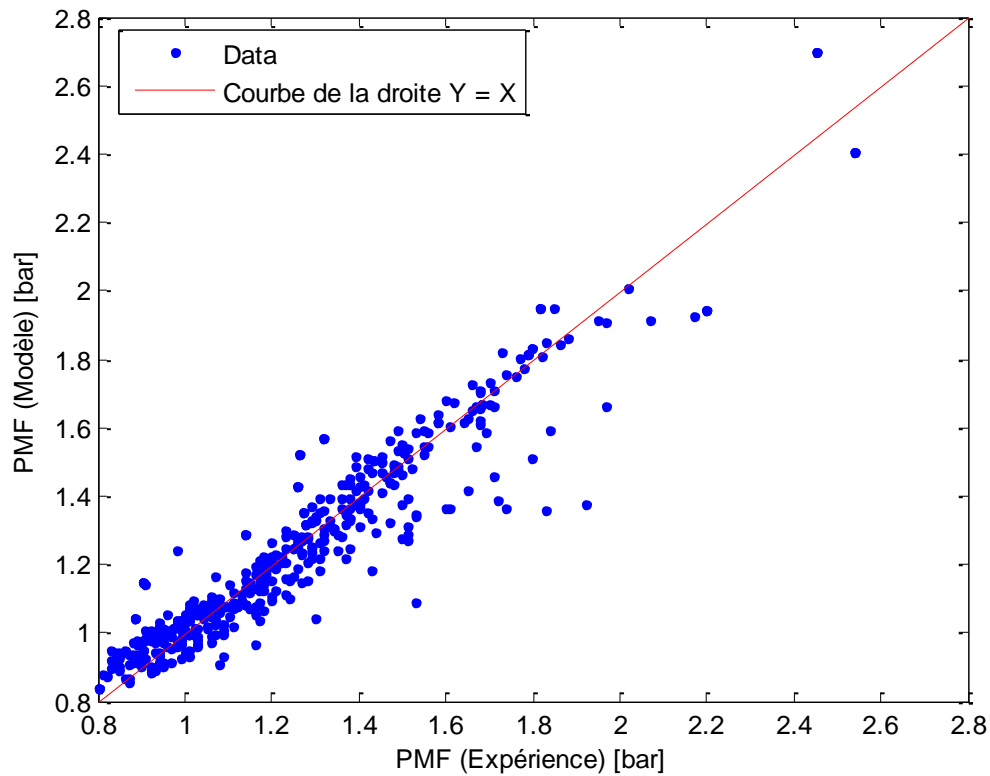


Figure 4.18 : Comparaison entre les résultats du modèle de la PMF (Eq. 4.21) et les données expérimentales (Coefficient de corrélation de régression linéaire égal à 95 %).

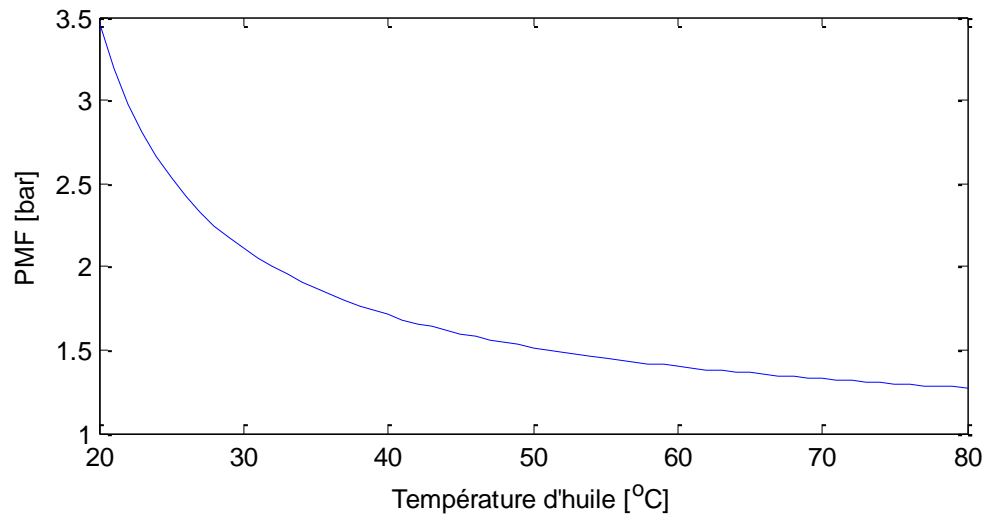


Figure 4.19 : Variation de la PMF calculée d'après le modèle (Eq. 4.21) en fonction de la température d'huile, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

4.2.4- Résultats

La figure 4.23 montre une comparaison entre les résultats du modèle de la PMI-HP et les données expérimentales collectées sur le banc à rouleaux sur le cycle NEDC.

Les figures 4.24 et 4.25 montrent l'évolution de la PMI-BP et PMF calculée par les modèles correspondants au cours du cycle.

La vitesse du véhicule est déterminée à partir de la vitesse de rotation du vilebrequin par la formule suivante (Annexe G, (Eq. G.8)) :

$$V_{vehicule} = R_{roue} \cdot K_i \cdot w \quad (\text{Eq. 4.26})$$

Les figures 4.26 et 4.27 montrent une comparaison entre les évolutions de la vitesse de rotation du vilebrequin et la vitesse du véhicule déduites des équations (Eq. 4.6), (Eq. 4.7) et (Eq. 4.26) et des modèles de la PMI-HP, PMI-BP et PMF (Eq. 4.8), (Eq. 4.16) et (Eq. 4.21) et les valeurs mesurées sur le banc à rouleaux.

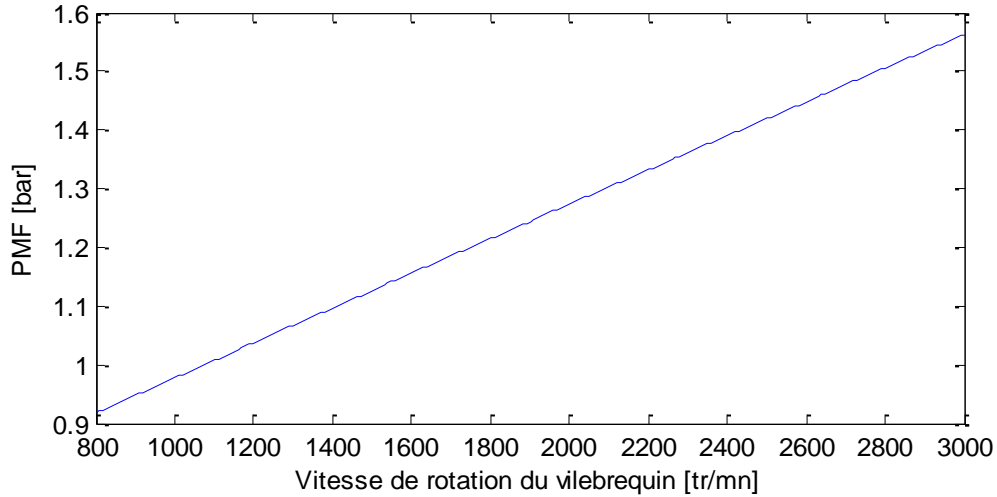


Figure 4.20 : Variation de la PMF calculée d'après le modèle (Eq. 4.21) en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin, les autres paramètres du modèle sont aux conditions standards.

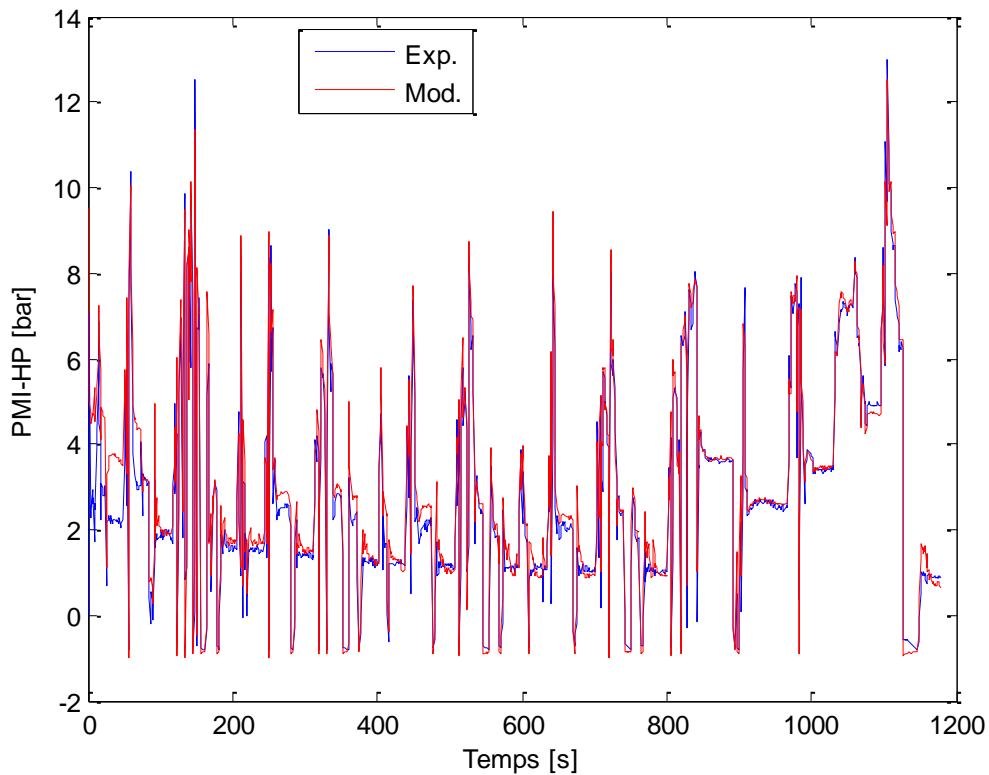


Figure 4.23 : Comparaison entre les valeurs calculées par le modèle (Eq. 4.8) et la PMI-HP mesurées sur le banc à rouleaux au cours du cycle NEDC. (Coefficient de corrélation égal 97 %).

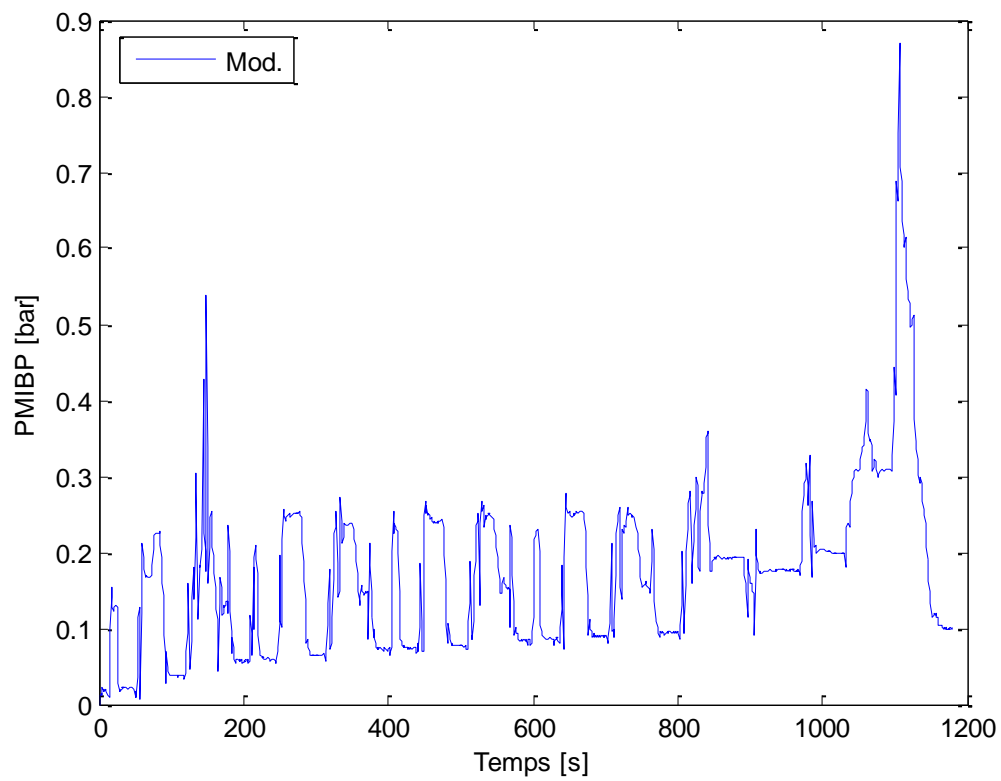


Figure 4.24 : Evolution de la PMI-BP calculée d'après le modèle (Eq. 4.16) au cours du cycle NEDC.

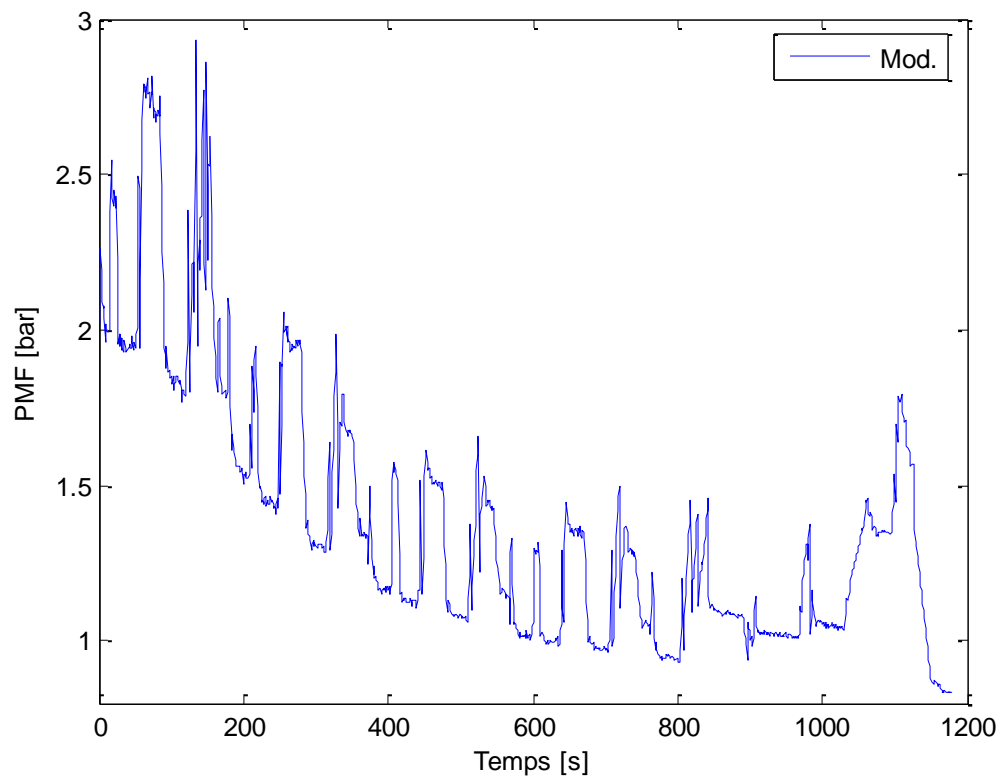


Figure 4.25 : Evolution de la PMF calculée d'après le modèle (Eq. 4.21) au cours du cycle NEDC.

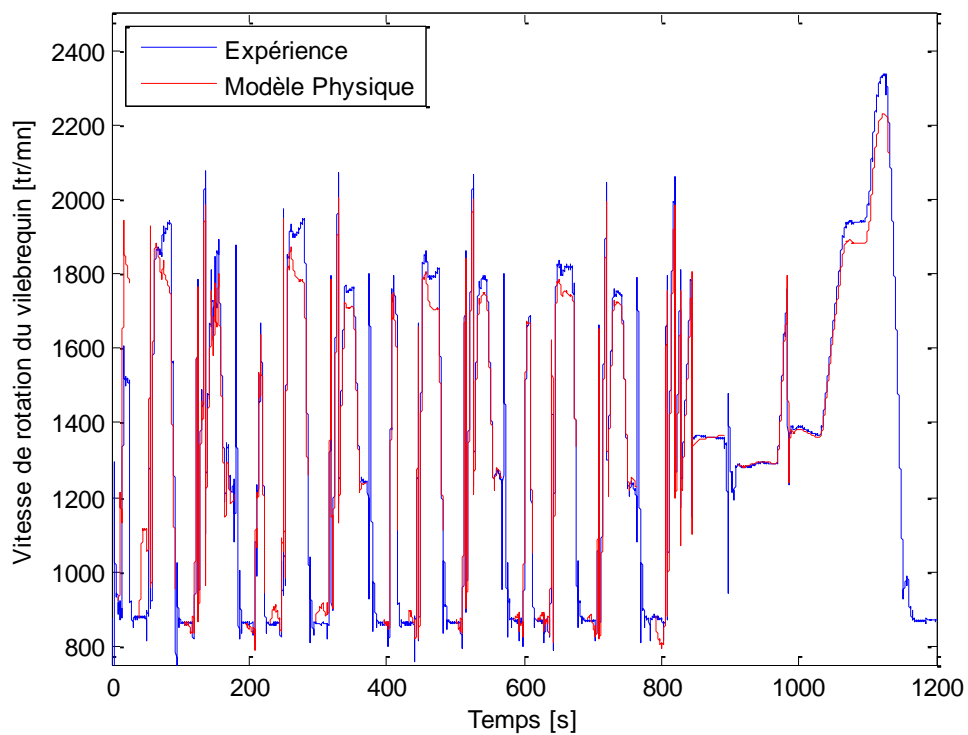


Figure 4.26 : Comparaison entre les valeurs de la vitesse du vilebrequin calculées par le modèle physique du mouvement du vilebrequin (Eq. 4.6) et les valeurs mesurées sur le banc à rouleaux sur le cycle NEDC.

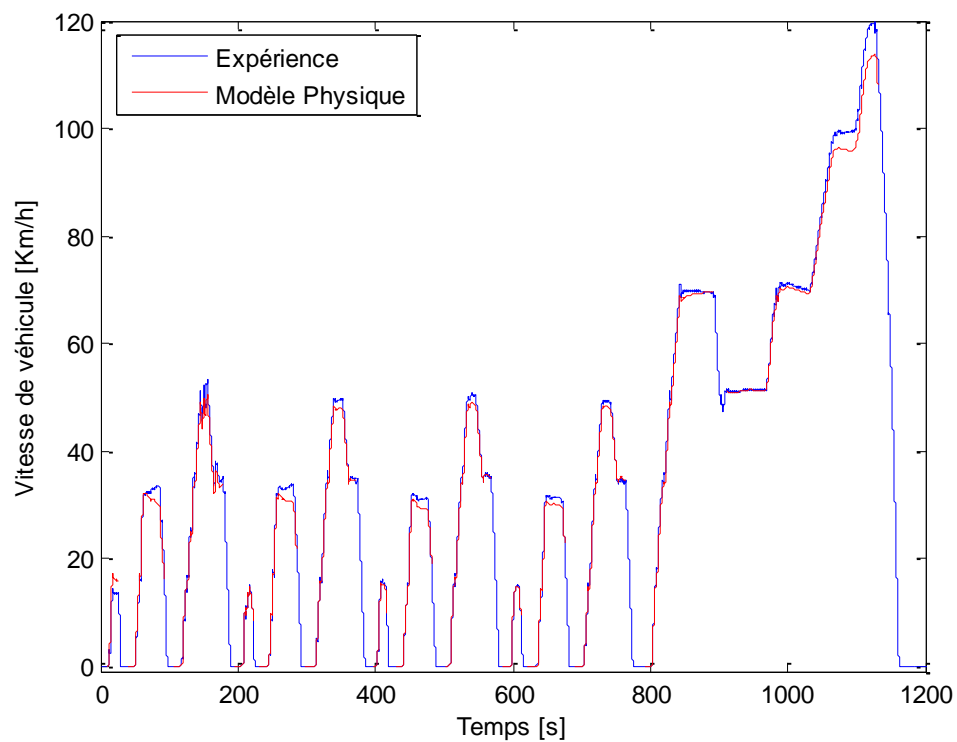


Figure 4.27 : Comparaison entre les valeurs de la vitesse du véhicule calculées par le modèle physique du mouvement du véhicule (Eq. 4.26) et les valeurs mesurées sur le banc à rouleaux sur le cycle NEDC

4.3- Modèles des émissions gazeuses

Le banc d'essais utilisé pour collecter les données expérimentales est le banc à rouleaux décrit au paragraphe 3.2.1.2. Les émissions gazeuses modélisées sur le moteur M3 sont : HC, CO, CO₂, NO_x et Opacité. Les modèles sont basés sur les réseaux de neurones et sont construits de la même manière décrite au paragraphe 3.2.2 à partir des données collectées sur le banc à rouleaux au cours du cycle NEDC et obtenues en variant les valeurs enregistrées dans les cartographies de base comme décrit au paragraphe 3.2.1.2. Les modèles sont faits par Delphi en exploitant les programmes créés à l'ECL pour modéliser les émissions du moteur M2. Les seize entrées des modèles à réseaux de neurones sont :

- Les douze paramètres de contrôle (cf paragraphe 4.1).
- Le débit Main.
- La vitesse de rotation du vilebrequin.
- La température d'eau de refroidissement.
- La température de l'air dans le collecteur d'admission.

Les figures 4.28→4.32 montrent une comparaison entre les valeurs prédites par les modèles et les données expérimentales relatives à deux essais du véhicule testé sur le cycle NEDC ; la première est incluse dans la base d'apprentissage alors que la deuxième est un essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage.

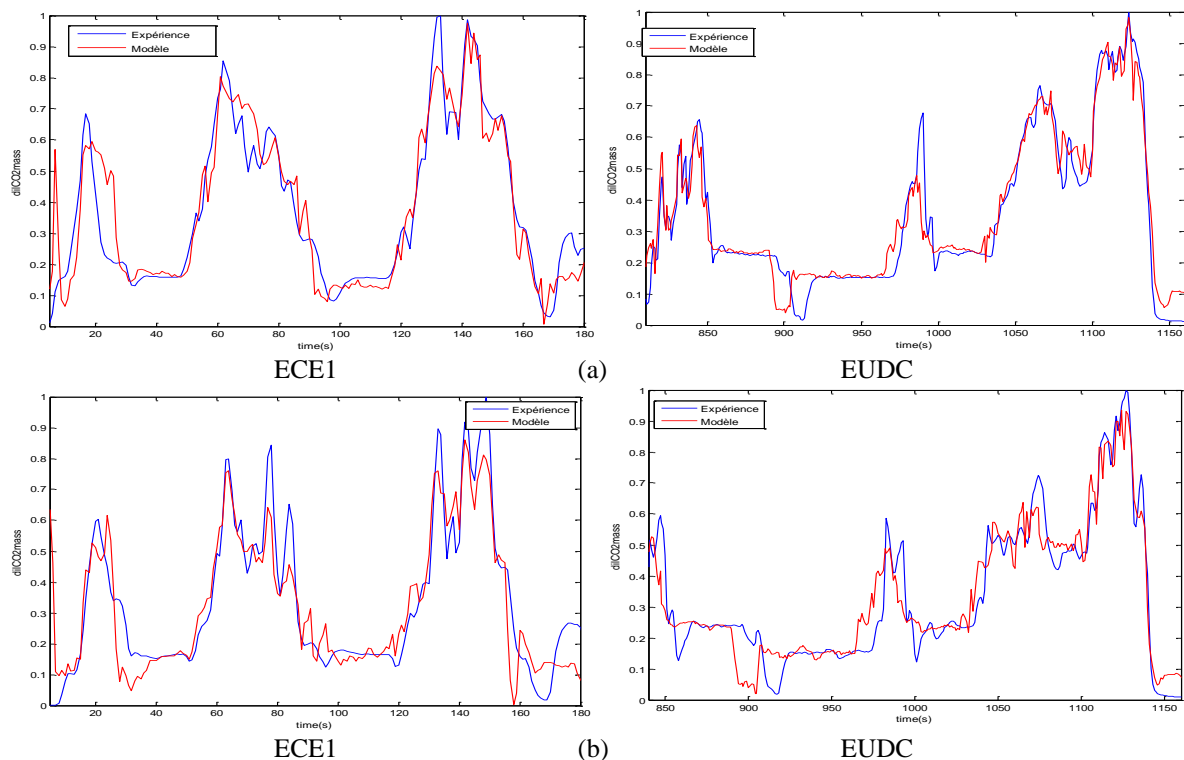


Figure 4.28 : Modélisation des CO₂ sur les cycles ECE1 et EUDC.

- (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 95 % (Eq. 3.5)).
(b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 92 %).

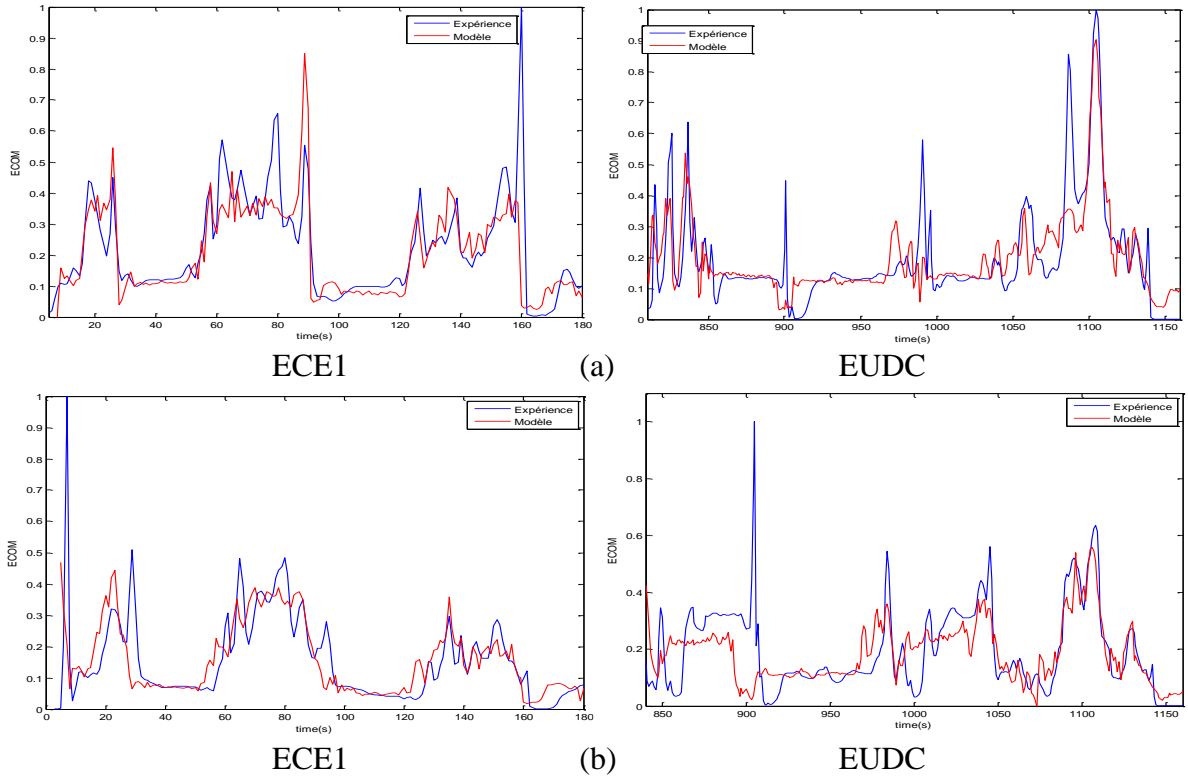


Figure 4.29 : Modélisation des CO sur les cycles ECE1 et EUDC.

- (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 76 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 67 %).

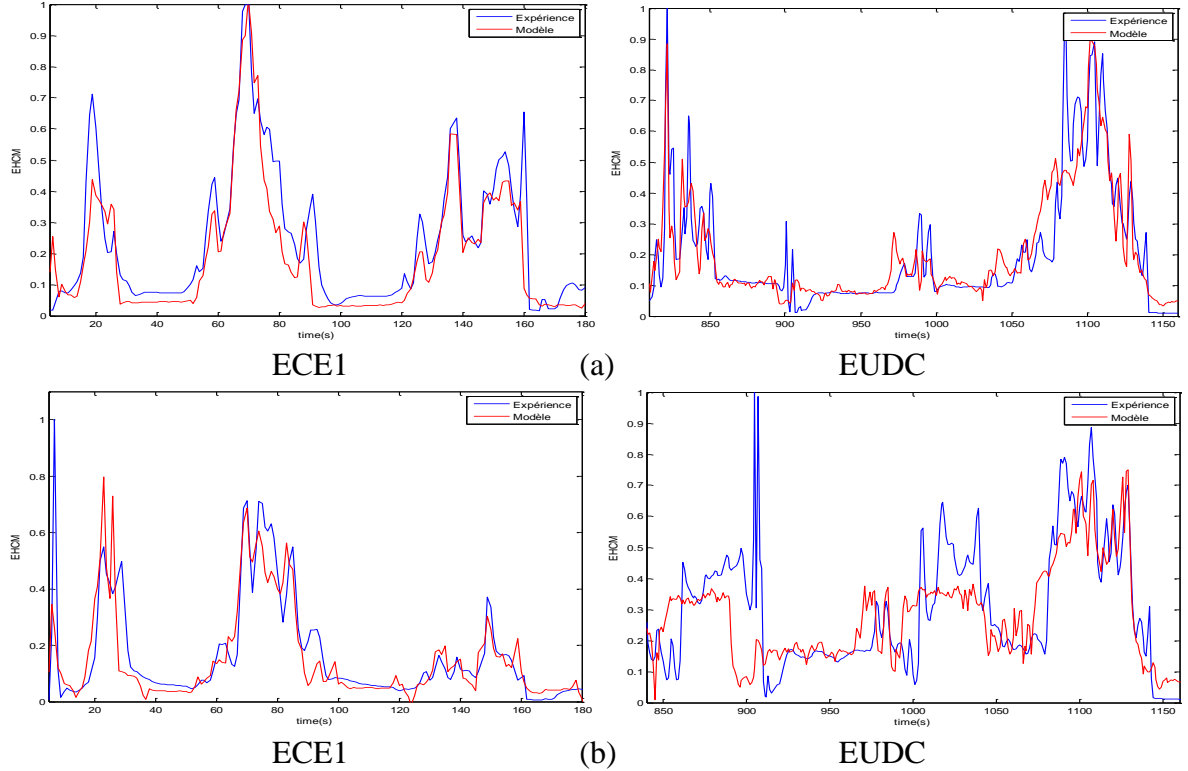


Figure 4.30 : Modélisation des HC sur les cycles ECE1 et EUDC.

- (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 89 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 78 %).

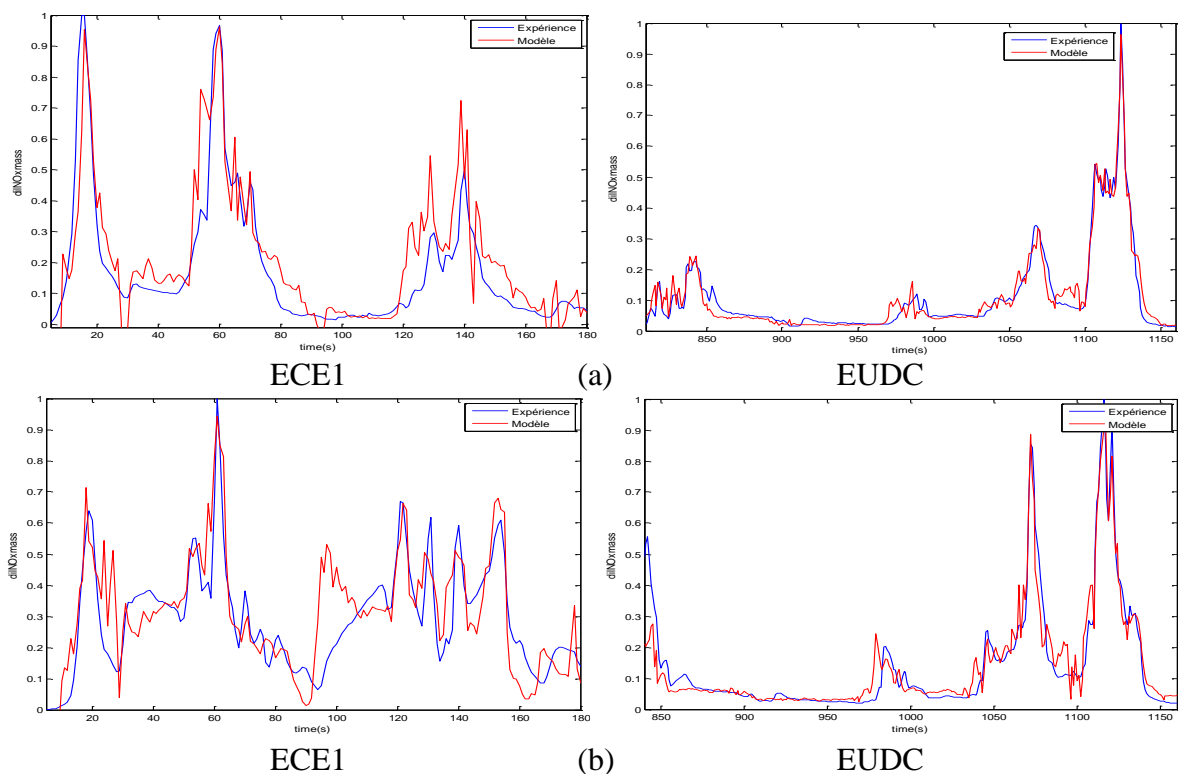


Figure 4.31 : Modélisation des NO_x sur les cycles ECE1 et EUDC.

- (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 86 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 85 %).

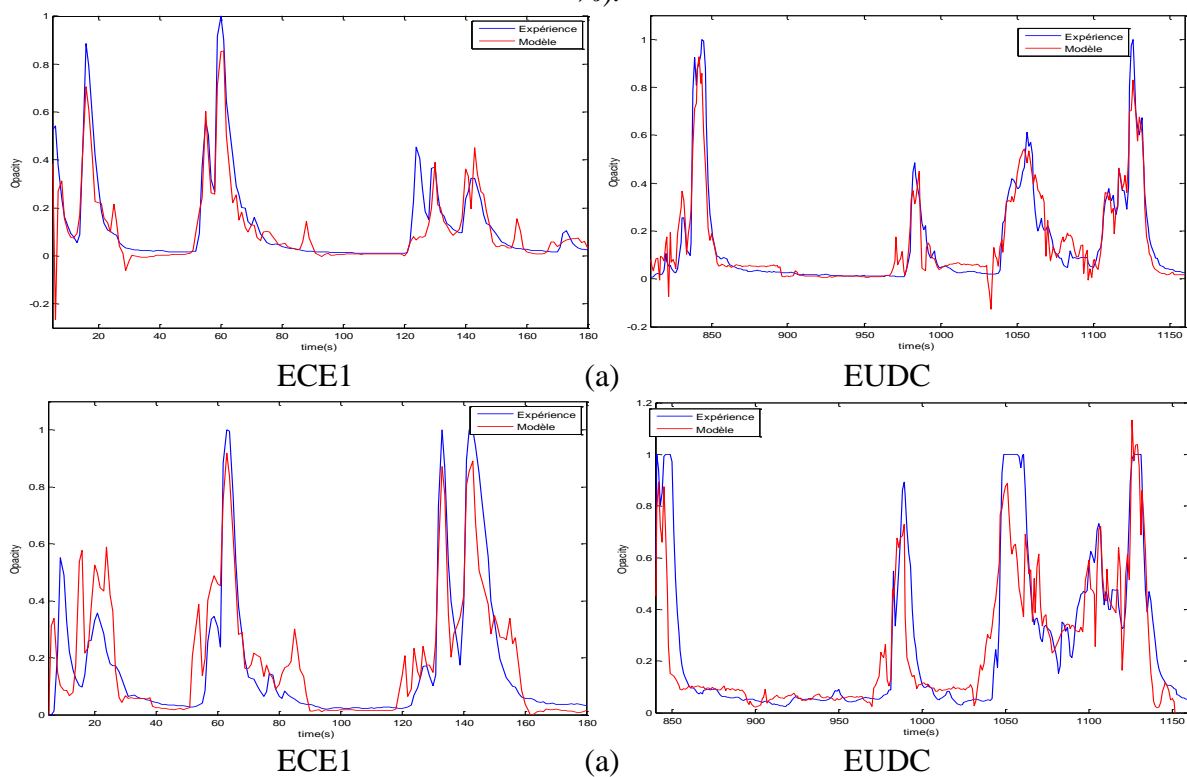


Figure 4.32 : Modélisation de l'opacité sur les cycles ECE1 et EUDC.

- (a) Essai inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 91 % (Eq. 3.5)).
 (b) Essai de validation non inclus dans la base d'apprentissage (Coefficient de corrélation 85 %).

4.4- Conclusion

A partir des résultats de la modélisation faite sur le moteur M3 on peut tirer les conclusions suivantes :

- *Les résultats de la modélisation mixte faite sur le moteur M3 ont permis la validation et la généralisation des modèles physiques et à réseaux de neurones élaborés respectivement sur le moteur M1 et M2 dans les chapitres 2 et 3.*
- *Les modèles physiques ont montré leur capacité à décrire le fonctionnement du moteur et ont permis la reproduction, avec une grande précision, des profils de la vitesse de rotation du vilebrequin et de la vitesse du véhicule.*
- *Malgré le nombre élevé des paramètres de contrôle, les modèles à réseaux de neurones ont permis la reproduction, avec une grande précision, des profils des émissions gazeuses.*
- *L'architecture des réseaux de neurones utilisée a montré son universalité et sa capacité à décrire les émissions des moteurs indépendamment du nombre de ses paramètres de contrôle.*
- *Les modèles mixtes physiques et à réseaux de neurones sont fiables et en même temps précis pour décrire le fonctionnement et les émissions du moteur. Les évolutions de l'état du moteur sont précisément prédites en se basant sur les lois physiques alors que les émissions du moteur doivent être nécessairement décrites par des modèles à réseaux de neurones.*

Chapitre 5 Contrôle non linéaire en temps réel du moteur

Le contrôle moteur est actuellement basé sur les cartographies statiques (voir paragraphe 1.2.2.1). L'ECU en possède une centaine pour pouvoir gérer les actionneurs du moteur, coordonner leurs actions et assurer le bon fonctionnement du moteur. Antérieurement, ce genre de contrôle était suffisamment efficace, mais maintenant avec l'évolution des actionneurs du moteur en nombre, qualité et temps de réponse et également la sévérité croissante des réglementations des polluants, ces méthodes ne sont plus à la hauteur du challenge.

Dans ces dernières années, plusieurs projets de recherche ont été consacrés à l'exploitation des réseaux de neurones dans des algorithmes de contrôle non linéaires du moteur. Dans l'article de [15], l'auteur a proposé d'utiliser un modèle prédictif de l'opacité à réseau de neurones pour optimiser en temps réel les coefficients des correcteurs dynamiques (cf paragraphe 1.2.2.1.3) contrôlant en boucle ouverte l'avance à l'injection et la position d'EGR et de la géométrie variable du turbocompresseur sur un moteur Diesel suralimenté, ces coefficients permettent la minimisation de l'opacité estimée en régime dynamique. Dans l'article de [34], les auteurs ont proposé de modéliser la vitesse de rotation du vilebrequin, la pression d'admission et l'opacité d'un moteur Diesel suralimenté par les réseaux de neurones en se basant sur les relations physiques décrivant le comportement dynamique des variables modélisées, ensuite ils ont exploité ces modèles pour construire un contrôleur neuronal de la position de la pompe d'injection permettant de suivre, en régime transitoire, le profil d'une vitesse de référence, tout en respectant des contraintes faites sur l'opacité.

Notre travail de recherche vise à proposer un contrôle non linéaire en temps réel du moteur à base de réseaux de neurones. Ce chapitre décrit en détails le processus proposé au chapitre 1 pour rechercher automatiquement les paramètres de contrôle optimaux à appliquer au moteur en dynamique et pour intégrer en temps réel les valeurs obtenues sur le calculateur du moteur. Lorsque le moteur fonctionne sous des charges dynamiques il est logique de rechercher directement les paramètres de contrôle optimaux en prenant en compte son comportement dynamique et l'évolution des variables d'état au cours du temps. On propose de minimiser simultanément le cumul des émissions du moteur et de maximiser le cumul de sa puissance effective sur des trajets dynamiques. Les résultats de l'optimisation dynamique serviront à construire des cartographies dynamiques multidimensionnelles du moteur qui viendront remplacer les cartographies statiques bidimensionnelles. Cette approche remplace l'approche classique basée sur l'optimisation expérimentale coûteuse sur des bancs d'essais statiques et dynamiques et soumise au jugement des experts et éventuellement à l'erreur humaine.

Le problème d'optimisation proprement dit est résolu en utilisant soit une méthode déterministe comme la méthode SQP (sequential quadratic problem) ou Quasi-Newton, soit une méthode aléatoire comme l'algorithme génétique. Dans l'état actuel, le problème d'optimisation en dynamique ne peut pas être résolu en temps réel par un processeur intégré au calculateur du moteur à cause de son temps de calcul très lourd. Alors l'optimisation dynamique est faite « Off Line » sur un ordinateur puissant.

L'intégration des cartographies dynamiques dans un algorithme de contrôle sur un moteur réel nécessite une puissance exceptionnelle du calculateur pour pouvoir gérer les cartes multidimensionnelles et une taille assez grande en mémoire. Les résultats de l'optimisation « Off Line » servent donc à construire une large base de données pour faire l'apprentissage d'un contrôleur non linéaire à réseaux de neurones capable de gérer en temps réel, « On Line », les actionneurs du moteur. Ce contrôleur peut ensuite être facilement intégré sur un

calculateur réel et a un temps de réponse assez court pour pouvoir contrôler « On Line » les différents paramètres du moteur.

5.1- Le problème d'optimisation

Tout problème d'optimisation est caractérisé par ses entrées, ses variables d'optimisation, ses contraintes égalités et inégalités et sa fonction objectif.

5.1.1- Entrées

Dans notre étude, nous distinguons deux types de problèmes

1. On souhaite construire un contrôleur global du moteur et on n'est pas intéressé par le suivi d'un profil de vitesse spécifique. Les entrées classiques du problème d'optimisation du moteur sont alors : le couple résistant et le débit total de fuel.
2. On cherche à minimiser les émissions sur un cycle de conduite comme le cycle NEDC, alors la vitesse de rotation est fixée par le suivi du trajet du cycle et le couple résistant est déduit de l'équation (Eq. 3.6) en fonction de la vitesse de rotation du vilebrequin et du rapport de boîte de vitesse lui aussi fixé sur le cycle. Et comme le débit de fuel intervient dans le modèle du mouvement du vilebrequin qui doit satisfaire le suivi de la vitesse fixée sur le cycle, il devient une variable d'optimisation. Donc la seule entrée sera le rapport de boîte de vitesse fixé sur le cycle.

5.1.2- Variables d'optimisation

Le choix des variables dépend essentiellement du problème abordé. Les variables d'optimisation ou les sorties du problème sont formées des paramètres de contrôle et des variables d'état principales du moteur. Les paramètres de contrôle sont différents d'un moteur à un autre suivant les actionneurs utilisés et l'équipement du moteur. On peut citer par exemple l'avance à l'injection, la pression d'injection, la position d'ouverture de la géométrie variable. Les variables d'état principales sont la pression d'admission et d'échappement, la masse d'air dans le collecteur d'admission et de gaz dans le collecteur d'échappement, la vitesse de rotation du turbocompresseur et du vilebrequin (dans le cas où la vitesse du vilebrequin est fixée, elle est remplacée par le débit total du gazole).

5.1.3- Contraintes égalités

Les contraintes égalités sont les équations différentielles gouvernant la dynamique du moteur, les équations décrivant les relations entre les variables d'optimisation et les entrées et les équations attribuant aux variables d'optimisation des valeurs particulières à des instants spécifiques (comme par exemple le suivi de la vitesse fixée sur le cycle NEDC). Ces contraintes mettent en évidence le fait que les variables d'optimisation ne sont pas entièrement libres de varier.

5.1.4- Contraintes inégalités

Les contraintes inégalités sont principalement les valeurs limites inférieures et supérieures des variables d'optimisation imposées par les contraintes physiques, mécaniques et géométriques des actionneurs et des équipements du moteur (ouverture du valve EGR entre 0 et 100 %, pression d'injection entre 200 et 1200 bars par exemple). Il faut ajouter aussi les limites mécaniques d'endommagement des matériels qui exigent une limitation sur les variables

d'état du moteur (vitesse de rotation du vilebrequin et turbocompresseur, pression d'admission et d'échappement, rapport Air/Fuel par exemples).

5.1.5- Fonction objectif

On souhaite construire une fonction qui prend en compte l'effet dynamique des différentes parties du moteur sur son fonctionnement et sur ses émissions. En remarquant que les valeurs des variables d'optimisation à un instant t influent les critères d'optimisation (les polluants) aux instants $t \rightarrow (t+T)$, on a trouvé qu'une fonction rassemblant le cumul (l'intégrale) des critères d'optimisation tout au long d'un trajet dynamique répond bien à notre objectif. Un trajet dynamique est caractérisé par les trois états suivants du moteur :

1. Un état stabilisé du moteur.
2. Une variation des variables d'états du moteur (Pression d'admission et d'échappement, vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur) et de ses émissions suite à un changement d'un ou plusieurs paramètres de contrôle (pression d'injection, avance à l'injection,...) ou des entrées du moteur (débit fuel, couple résistant).
3. Le retour à un état stabilisé du moteur.

Un trajet dynamique peut être par exemple un cycle de conduite comme le cycle NEDC. L'originalité de la méthode proposée repose donc sur la prise en compte sur les résultats d'optimisation :

- de la dynamique du processus tout au long du trajet dynamique.
- des états stabilisés du moteur au départ et à l'arrivée du trajet.

L'optimisation dynamique décrite précédemment peut être ajustée facilement pour rechercher les valeurs optimales des paramètres de contrôle en régime statique. Il suffit juste de remplacer le trajet dynamique par un point de fonctionnement statique du moteur en considérant que les entrées du problème d'optimisation conservent les mêmes valeurs tout au long du trajet.

La fonction "objectif" prend donc la forme suivante :

$$f = \int_0^t \left(\sum_i \text{Critères d'optimisation}(t)_{(i)} \right) \cdot dt \quad (\text{Eq. 5.1})$$

Les critères d'optimisation sont nombreux mais ceux qui nous intéressent sont principalement les émissions et la puissance effective du moteur. On souhaite minimiser les émissions sans détériorer ou encore en améliorant le comportement et le fonctionnement du moteur.

La puissance étant une valeur réelle positive, la maximiser revient donc à minimiser la même variable dotée d'un signe (-). Pour avoir des ordres de grandeurs cohérents, on va normaliser les différents critères en divisant chacun d'eux par la valeur maximale qu'il peut atteindre (par exemple l'opacité est divisée par 100). Par conséquent on obtient des variables comparables qui varient entre zéro et un. En plus chaque critère est doté d'un facteur de pondération reflétant son ordre d'importance. La fonction "objectif" devient donc :

$$f = \int_0^t \left(\left[\sum_{i=1}^n \alpha_i \cdot \frac{E_i(t)}{E_{i,\max}} \right] - \alpha_{n+1} \cdot \frac{P_e(t)}{P_{e,\max}} \right) \cdot dt \quad (\text{Eq. 5.2})$$

$\alpha_i, i=1, \dots, (n+1)$ sont les facteurs de pondérations, et n est le nombre de polluants choisis comme critères. $E_{i,\max}$ et $P_{e,\max}$ sont respectivement les valeurs maximales des E_i et de la puissance effective du moteur.

E_i représentent les émissions suivantes : $i=1$ pour CO_2 , $i=2$ pour NO_x , $i=3$ pour Opacité, $i=4$ pour CO et $i=5$ pour HC. L'opacité vient remplacer les particules puisqu'elles ont les mêmes tendances et la première mesure est la plus facile à mesurer lors des essais dynamiques.

5.2- Discrétisation

Le problème d'optimisation défini précédemment est très complexe et non linéaire, il n'a pas de solutions analytiques. Donc il y a une nécessité de passer aux formes discrétisées et aux méthodes de calcul numérique. Les différentes variables sont transformées en une suite de variables déterminées à des instants t_i séparés par un pas de temps h qui est le pas de discrétisation. Les intégrales dans la fonction "objectif" deviennent des simples sommes et les dérivées par rapport au temps des variables d'état $\dot{x}(t_i)$ dans les équations différentielles sont remplacées par leurs valeurs équivalentes déduites du développement de Taylor tronqué au premier ordre :

$$\int_0^t x(t) \cdot dt = \sum_i x(t_i) \quad (\text{Eq. 5.3})$$

Et

$$x(t_i + h) = x(t_i) + h \cdot \dot{x}(t_i) \rightarrow \dot{x}(t_i) = \frac{x(t_i + h) - x(t_i)}{h} \quad (\text{Eq. 5.4})$$

Donc sous sa forme discrétisée, le problème d'optimisation deviendra :

$$\begin{cases} \text{Min}\{f(X)\} \\ X = \{x_{ij}\}, i=1\dots p \text{ et } j=1\dots N \\ \text{Sous les contraintes} \\ h_i(X) = 0, i=1\dots l \\ g_j(X) \leq 0, j=1, \dots, m \end{cases} \quad (\text{Eq. 5.5})$$

p est le nombre de variables d'optimisation, N est le nombre de points discrétisés, l et m sont respectivement le nombre des contraintes égalités et inégalités.

5.3- Algorithmes d'optimisation

Les algorithmes d'optimisation sont principalement classés suivant deux catégories (Annexe H).

La première est une méthode déterministe locale : en partant d'un vecteur initial, on construit une série de vecteur basée sur les informations du gradient qui converge vers une solution optimale. Ces méthodes ont l'inconvénient de fournir parfois une solution bloquée sur un minimum local. Dans le cas des problèmes d'optimisation sous contraintes, on cite par exemple la méthode SQP et la méthode Quasi-Newton avec fonction de pénalité.

La deuxième est une méthode stochastique globale explorant l'espace des variables d'optimisation en se basant seulement sur la valeur de la fonction objectif comme dans le cas des algorithmes génétiques [18] [28]. Ces méthodes ont l'avantage de franchir les minima locaux pour aboutir au minimum global mais en même temps, vu leur caractère aléatoire, elles manquent de précision et aboutissent souvent à des solutions approchées du minimum cherché. Alors, lorsque la zone de variation des variables d'optimisation est assez large et contient un grand nombre de minima locaux, elles sont utilisées pour fournir une valeur approchée de la solution du problème. Ensuite cette valeur constitue le vecteur initial d'une méthode déterministe d'optimisation (Quasi-Newton ou SQP).

Le choix de l'algorithme d'optimisation est essentiellement lié à l'approche utilisée dans la modélisation, l'existence d'une grande quantité de minima locaux à franchir, la plage de variation des paramètres de contrôle, la connaissance d'une solution approchée du problème et le temps de calcul nécessaire pour converger à une solution. Dans ce chapitre, on choisit d'adopter la méthode SQP comme algorithme d'optimisation vu que sa vitesse de convergence est relativement supérieure aux autres algorithmes cités ci-dessus.

5.4- Applications aux moteurs

Cette méthode générale d'optimisation des paramètres moteur qui minimisent ses émissions et maximisent sa puissance, est mise en œuvre sur les moteurs M1 et M2, dans deux configurations de fonctionnement différentes.

5.4.1- Moteur M1

Le système moteur M1 défini au paragraphe 2.4 est modélisé par un modèle physique en valeurs moyennes. La pollution est décrite par un modèle semi-empirique de l'opacité. Le moteur est contrôlé via l'angle d'inclinaison des ailettes du turbocompresseur à géométrie variable. Le but est de trouver, en régime dynamique, les positions optimales de la géométrie variable pour des entrées classiques : couple résistant et débit total du fuel (cf paragraphe 5.1.1), pour en déduire un contrôleur dynamique neuronal.

5.4.1.1- Formulation du problème

Les entrées sont :

- Le débit de fuel : $\dot{m}_{f(i)}$, $i = 1 \dots N$
- Le couple résistant : $C_{r(i)}$, $i = 1 \dots N$

Les sept variables d'optimisation sont :

- La position de la géométrie variable de la turbine : $GV_{(i)}$, $1 \dots N$
- La pression d'admission : $P_{a(i)}$, $1 \dots N$
- La pression d'échappement : $P_{e(i)}$, $1 \dots N$
- La masse d'air dans le collecteur d'admission : $m_{a(i)}$, $1 \dots N$
- La masse des gaz dans le collecteur d'échappement : $m_{e(i)}$, $1 \dots N$
- La vitesse de rotation du moteur : $w_{(i)}$, $1 \dots N$
- La vitesse de rotation du turbocompresseur : $w_{tc(i)}$, $1 \dots N$

En total, il existe donc $7 \times N$ variables à déterminer. On note que le moteur M1 possède un seul paramètre de contrôle, la géométrie variable du turbocompresseur. Les autres variables d'optimisation sont déduites à partir des équations de la dynamique du moteur décrites ici sous forme de contraintes égalités.

Les contraintes égalités sont déduites des modèles physiques du moteur en valeurs moyennes décrits au chapitre 2 et synthétisées au paragraphe 2.4 :

$$(Eq. 2.7) \rightarrow \frac{P_{a(i+1)} - P_{a(i)}}{h} - \frac{r \cdot \gamma_a}{V_a} \left[\dot{m}_{c(i)} \cdot T_{c, ech(i)} - \dot{m}_{ei(i)} \cdot T_{a(i)} \right] = 0 \quad (Eq. 5.6)$$

$$(Eq. 2.15) \rightarrow \frac{P_{e(i+1)} - P_{e(i)}}{h} - \frac{r \cdot \gamma_e}{V_e} \cdot \left[(\dot{m}_{ei(i)} + \dot{m}_{f(i)}) \cdot T_{eo(i)} - \dot{m}_{t(i)} \cdot T_{e(i)} \right] = 0 \quad (Eq. 5.7)$$

$$(Eq. 2.11) \rightarrow \frac{m_{a(i+1)} - m_{a(i)}}{h} - \dot{m}_{c(i)} + \dot{m}_{ei(i)} = 0 \quad (Eq. 5.8)$$

$$(Eq. 2.18) \rightarrow \frac{m_{e(i+1)} - m_{e(i)}}{h} - \dot{m}_{ei(i)} - \dot{m}_{f(i)} + \dot{m}_{t(i)} = 0 \quad (Eq. 5.9)$$

$$(Eq. 2.60) \rightarrow J_{vil} \cdot w_{(i)} \cdot \frac{w_{(i+1)} - w_{(i)}}{h} - \eta_{e(i)} \cdot \dot{m}_{f(i)} \cdot P_{ci} + C_{r(i)} \cdot w_{(i)} = 0 \quad (Eq. 5.10)$$

$$(Eq. 2.54) \rightarrow \left(I_{tc} \cdot w_{tc(i)} \cdot \frac{w_{tc(i+1)} - w_{tc(i)}}{h} - \eta_m \cdot C_{pe} \cdot \dot{m}_{t(i)} \cdot T_{e(i)} \cdot \left[1 - \left(\frac{\gamma_e - 1}{\pi_{t(i)}^{\gamma_e}} \right) \right] \cdot \eta_{t(i)} \right) + C_{pa} \cdot T_0 \cdot \dot{m}_{c(i)} \cdot \left[\left(\frac{\gamma - 1}{\pi_{c(i)}^{\gamma}} \right) - 1 \right] \cdot \frac{1}{\eta_{c(i)}} \right) = 0 \quad (Eq. 5.11)$$

avec $i = 1..(N-1)$ dans toutes les équations.

En total, il existe donc $6 \times (N-1)$ contraintes égalités.

Les contraintes inégalités sont des bornes sur les pressions (admission et échappement), sur les vitesses (vilebrequin et turbocompresseur) et sur le rapport air sur gazole :

$$\left. \begin{array}{ll} 0 \leq GV_{(i)} \leq 1 & [] \\ 0.95 \cdot 10^5 \leq P_{a(i)} \leq 3 \cdot 10^5 & [Pa] \\ 0.95 \cdot 10^5 \leq P_{e(i)} \leq 3 \cdot 10^5 & [Pa] \\ 85 \leq w_{(i)} \leq 260 & [rd/s] \\ 2 \cdot 10^3 \leq w_{tc(i)} \leq 13 \cdot 10^3 & [rd/s] \\ 15 \leq \lambda_{(i)} \leq 100 & [] \end{array} \right\}, i = 1..N \quad (Eq. 5.12)$$

En total, il existe donc $12 \times N$ contraintes inégalités.

La fonction objectif est déduite de l'équation (Eq. 5.2), dans laquelle P_e est donnée par le modèle physique du rendement global (Eq. 2.58) et E_i est donnée par le modèle empirique de l'opacité (Eq. 2.73). Elle a donc la forme suivante :

$$f = -\alpha_1 \cdot \frac{P_{ci}}{P_{\max}} \cdot \sum_{i=1}^N (\eta_{e(i)} \cdot \dot{m}_{f(i)}) + \alpha_2 \cdot \frac{m_1}{Op_{\max}} \cdot \sum_{i=1}^N (w_{(i)}^{m_2} \cdot \dot{m}_{ei(i)}^{m_3 \cdot w + m_4} \cdot \dot{m}_{f(i)}^{m_5 \cdot w + m_6}) \quad (Eq. 5.13)$$

$\alpha_i, i = 1, 2$ sont respectivement les facteurs de pondération de la puissance effective et de l'opacité. Ils sont égaux à 1. $P_{\max} = 260KW$ est la puissance maximale du moteur. $Op_{\max} = 100$ est le maximum de l'opacité.

5.4.1.2- Résultats

Les figures 5.1 et 5.2 montrent la variation de la puissance effective et de l'opacité du moteur M1 avec turbocompresseur à géométrie fixée ($GV = 0$) et à géométrie variable résultant de l'optimisation réalisée sur deux couples d'entrées différentes (débit de gazole et couple résistant). La durée du trajet est de 3 s et le pas de discrétisation utilisé est égal à 0.01s. Les

évolutions des variables d'état (vitesse angulaire du vilebrequin et du turbocompresseur, pression d'admission et d'échappement) sont également décrites.

Le gain en puissance effective cumulée sur la durée de l'essai (3s) obtenu par optimisation est calculé par la formule suivante :

$$G_{Pe} = \left(\sum P_{e, (GV \text{ Opt.})} - \sum P_{e, (GV = 0)} \right) / \sum P_{e, (GV = 0)} \times 100 \quad (\text{Eq. 5.14})$$

Le gain en opacité cumulée sur la durée de l'essai (3s) obtenu par optimisation est calculé par la formule suivante :

$$G_{Opacité} = \left(\sum Opacité_{(GV = 0)} - \sum Opacité_{(GV \text{ Opt.})} \right) / \sum Opacité_{(GV = 0)} \times 100 \quad (\text{Eq. 5.15})$$

Les figures 5.1.g et 5.2.g montrent respectivement un gain en puissance égal à 5 et 1 % et les figures 5.1.h et 5.2.h montrent respectivement un gain en opacité de 68 et 42 %.

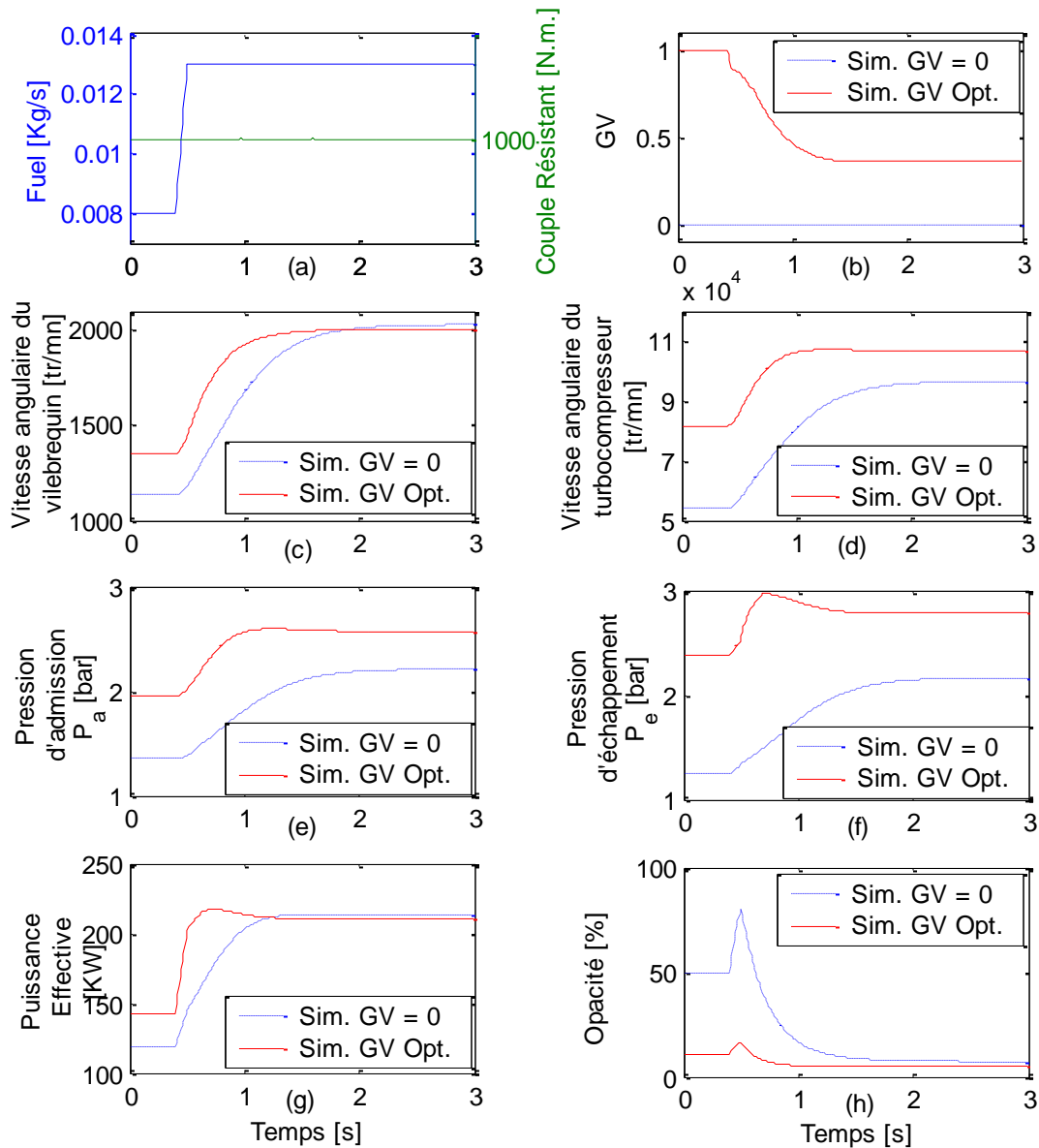


Figure 5.1: Comparaison entre les simulations du moteur réalisées, à couple résistant constant et débit de fuel variable, en utilisant les positions optimales de la géométrie variable et en utilisant un turbocompresseur à géométrie fixée ($GV = 0$). (Augmentation du cumul de la puissance effective de 5% et réduction du cumul de l'opacité de 68%).

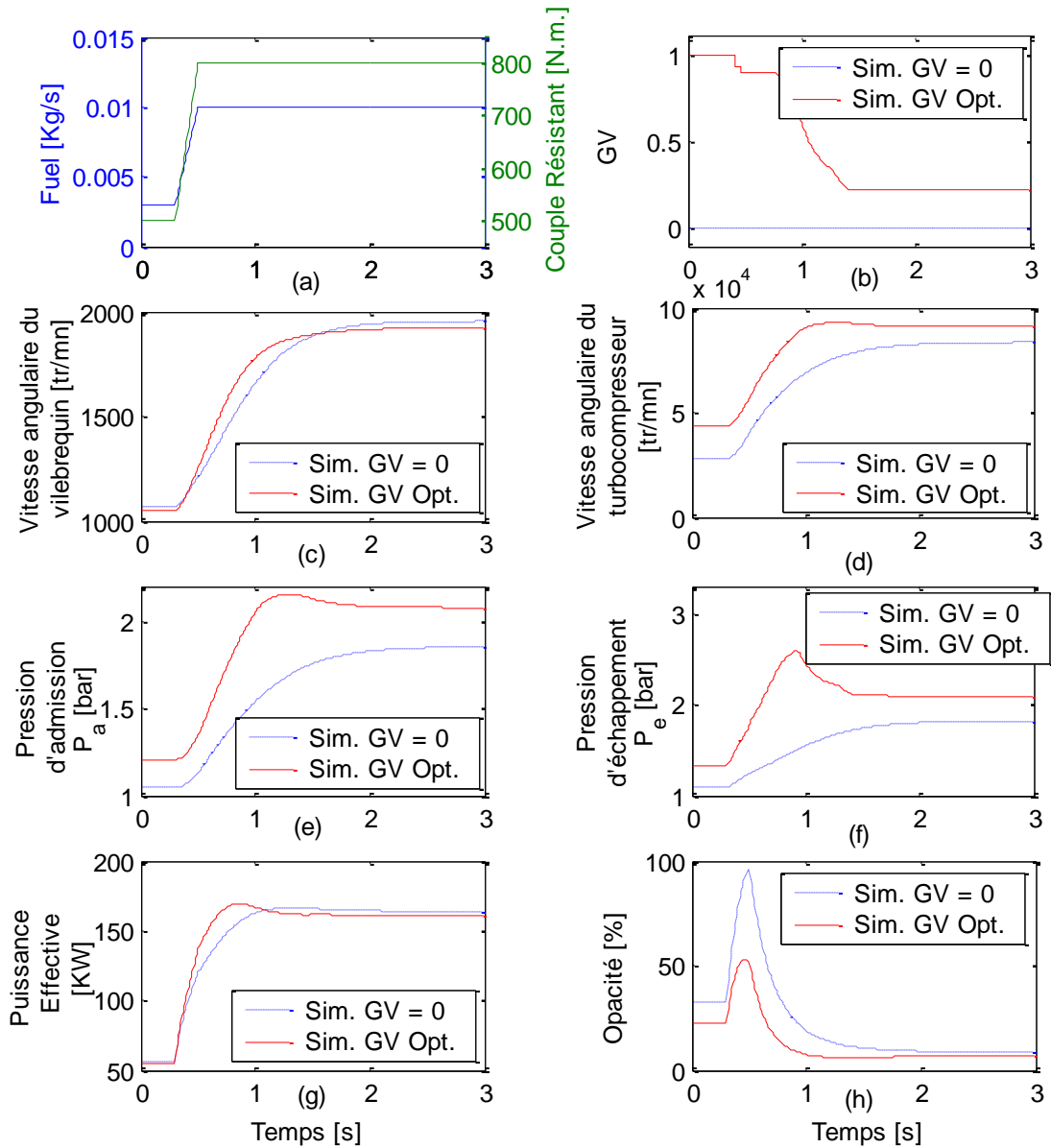


Figure 5.2 : Comparaison entre les simulations du moteur réalisées, à couple résistant et débit de fuel variables, en utilisant les positions optimales de la géométrie variable et en utilisant un turbocompresseur à géométrie fixée ($GV = 0$). (Augmentation du cumul de la puissance effective de 1% et réduction du cumul de l'opacité de 42%).

5.4.1.3- Conclusion

On a réussi à trouver les positions optimales de la géométrie variable de la turbine sur des trajets dynamiques quelconques. Les résultats (Figures 5.1.h et 5.2.h) montrent une très grande réduction des valeurs de l'opacité par rapport au même moteur équipé d'un turbocompresseur à géométrie fixée. Bien que le problème soit simple (Minimum Opacité) avec un seul paramètre de contrôle (GV), la méthode est universelle et peut être utilisée pour déterminer un nombre beaucoup plus important de paramètres de contrôle.

5.4.2- Moteur M2

Le moteur M2 a été défini au paragraphe 3.2.1.1. Le mouvement du vilebrequin et les émissions du moteur M2 sont prédits par des modèles à réseaux de neurones construits à partir des données collectées sur le cycle NEDC. Le moteur possède six paramètres de contrôle (cf paragraphe 3.2.1.3). Les émissions modélisés sont : CO₂, NO_x et opacité. Notre objectif est de rechercher les paramètres de contrôle optimaux minimisant le cumul des émissions sur le cycle NEDC pour l'entrée : rapport de la boîte de vitesse (cf paragraphe 5.11).

La température d'eau de refroidissement intervient dans les modèles des émissions (cf paragraphe 3.2.2.1) et du mouvement du vilebrequin (cf paragraphe 3.2.3.1). En remarquant sur les différents essais faits sur le cycle NEDC (départ à froid) que la température d'eau de refroidissement suit toujours des évolutions identiques entre 22 à 88 °C (Figure 3.7), on va donc utiliser les valeurs expérimentales de la température d'eau collectées sur le banc à rouleaux comme entrée du problème d'optimisation. Le problème d'optimisation possède donc deux entrées : le rapport de boîte de vitesse et la température d'eau de refroidissement.

5.4.2.1- Problème global initial

Ici on va présenter les résultats du problème d'optimisation en utilisant le modèle du mouvement du vilebrequin à réseau de neurones pour assurer le suivi de vitesse fixé sur le cycle NEDC.

5.4.2.1.1- Formulation du problème

Les entrées du problème d'optimisation sont :

- Rapport de boîte de vitesse
- Température d'eau de refroidissement.

Les variables d'optimisation sont :

- Le débit d'air frais.
- La pression de suralimentation.
- L'avance à l'injection Main.
- Le débit Pilot.
- L'avance à l'injection Pilot.
- La pression d'injection.
- Le débit total du gazole.

Les contraintes égalités reflètent le fait que le suivi de la vitesse fixée sur le cycle NEDC doit être respecté. Si $RN_{vilebrequin}$ sont les valeurs prédites par le modèle du mouvement du vilebrequin à réseau de neurones et $Vitesse_{cycle\ NEDC}$ sont les valeurs fixées par le suivi de la vitesse sur le cycle NEDC, les équations calculées à partir du modèle du mouvement du vilebrequin à réseau de neurones s'écrivent :

$$RN_{vilebrequin} - Vitesse_{cycle\ NEDC} = 0 \quad (Eq. 5.16)$$

Les contraintes inégalités sont essentiellement les limites inférieures et supérieures des variables d'optimisation (Tableau 5.1). En plus on a ajouté d'autres inégalités reflétant le fait que le débit Pilot est toujours inférieur au débit Main injecté.

$$\dot{m}_{Pilot} \leq \dot{m}_{Main} \rightarrow 2 \cdot \dot{m}_{Pilot} \leq \dot{m}_{Main} + \dot{m}_{Pilot}$$

$$\rightarrow 2 \cdot \dot{m}_{Pilot} \leq \dot{m}_{fuel} \rightarrow \dot{m}_{pilot} \leq 0.5 \cdot \dot{m}_{fuel} \quad (\text{Eq. 5.17})$$

Sur le cycle NEDC, la puissance effective du moteur est fixée puisque la vitesse et le couple résistant sont fixés. Donc on est obligé de substituer le terme « Maximiser la puissance » par un autre équivalent comme « Minimiser la quantité totale injectée du fuel » ou encore « Minimiser l'émission de CO₂ ». On choisit d'utiliser le dernier à cause de son intérêt écologique direct alors que l'autre a un intérêt plutôt économique. La fonction "objectif" est donc formée des trois critères suivants sur le CO₂, les NO_x et l'Opacité.

$$f = \frac{\alpha_1}{CO_{2, \max}} \sum_{i=1}^N CO_{2(i)} + \frac{\alpha_2}{NO_{x, \max}} \sum_{i=1}^N NO_{x(i)} + \frac{\alpha_3}{Op_{\max}} \sum_{i=1}^N Op_{(i)} \quad (\text{Eq. 5.18})$$

Le pas de discrétisation utilisé est égal à 0.5 s. Il correspond au pas temporel utilisé lors de l'élaboration du modèle du mouvement du vilebrequin (cf paragraphe 3.2.3).

La résolution du problème d'optimisation tout au long du cycle NEDC dépasse la capacité de la machine et prend un temps de calcul extrêmement long ce qui rend cette tâche pratiquement infaisable. Heureusement, on n'est pas obligé de faire l'optimisation d'un seul coup, sur tout le cycle, on a la possibilité de diviser ce cycle en plusieurs trajets et minimiser la fonction objectif séparément sur chacun des trajets à condition qu'il soit limité par deux états stabilisés du moteur au début et à la fin du trajet. Ceci est justifié par les raisons suivantes.

En choisissant un instant intermédiaire c entre le début a et la fin b du cycle, la fonction « objectif » (Eq. 5.2) avant discrétisation prends la forme suivante :

$$\sum_i \int_a^b \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt = \sum_i \left\{ \int_a^c \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt + \int_c^b \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt \right\} = \sum_i \int_a^c \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt + \sum_i \int_c^b \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt$$

Dans le cas du moteur M2, E_i sont les émissions suivantes : CO₂, NO_x et Opacité.

Si on prend l'instant c sur le cycle NEDC correspondant à un état stabilisé du moteur, les deux termes de la fonction objectif seront indépendants et on peut écrire :

$$\rightarrow \text{MIN} \left\{ \sum_i \int_a^b \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt \right\} = \text{MIN} \left\{ \sum_i \int_a^c \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt \right\} + \text{MIN} \left\{ \sum_i \int_c^b \frac{\alpha_i \cdot E_i}{E_{i, \max}} \cdot dt \right\} \quad (\text{Eq. 5.19})$$

Donc, trouver le minimum des cumuls des polluants sur tout le cycle revient à chercher indépendamment le minimum des cumuls de polluants sur des fractions du cycle limitées par des états stabilisées du moteur.

Min	Paramètres	Max
0.286 []	Débit d'air frais	1 []
0.485 []	Pression de suralimentation	1 []
-1 []	Avance à l'injection Main	1 []
0 []	Débit Pilot	1 []
0.16 []	Avance à l'injection Pilot	1 []
0.166 []	Pression d'injection	1 []
0 []	Débit total du gazole	1 []

Tableau 5.1 : Limites normalisées, inférieures et supérieures, des variables d'optimisation sur le moteur M2

5.4.2.1.2- Résultats

La figure 5.3 montre la 1^{ère} accélération du 4^{ème} ECE, en trait pointillé rouge, sur le cycle NEDC. Cette portion du cycle s'étend sur 24 s. (de 584 à 608 s.), soit 49 points discrétisés t_i et elle forme le trajet dynamique sur lequel on souhaite minimiser la fonction objectif. Le problème possède donc $7 \cdot 49$, soit 343 variables d'optimisation à déterminer, 49 contraintes égalités et $15 \cdot 49$, soit 735 contraintes inégalités. Les facteurs de pondération des différents critères de la fonction "objectif" sont identiques et égaux à 1.

Les figures 5.4 → 5.14 montrent une comparaison entre les résultats d'optimisation et les données expérimentales obtenues en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais. On remarque que le suivi de vitesse est bien respecté (Figure 5.4), que les émissions sont réduites à zéro (Figures 5.12→5.14) et que le débit total de gazole obtenu par optimisation de la fonction objectif est nul (Figure 5.11).

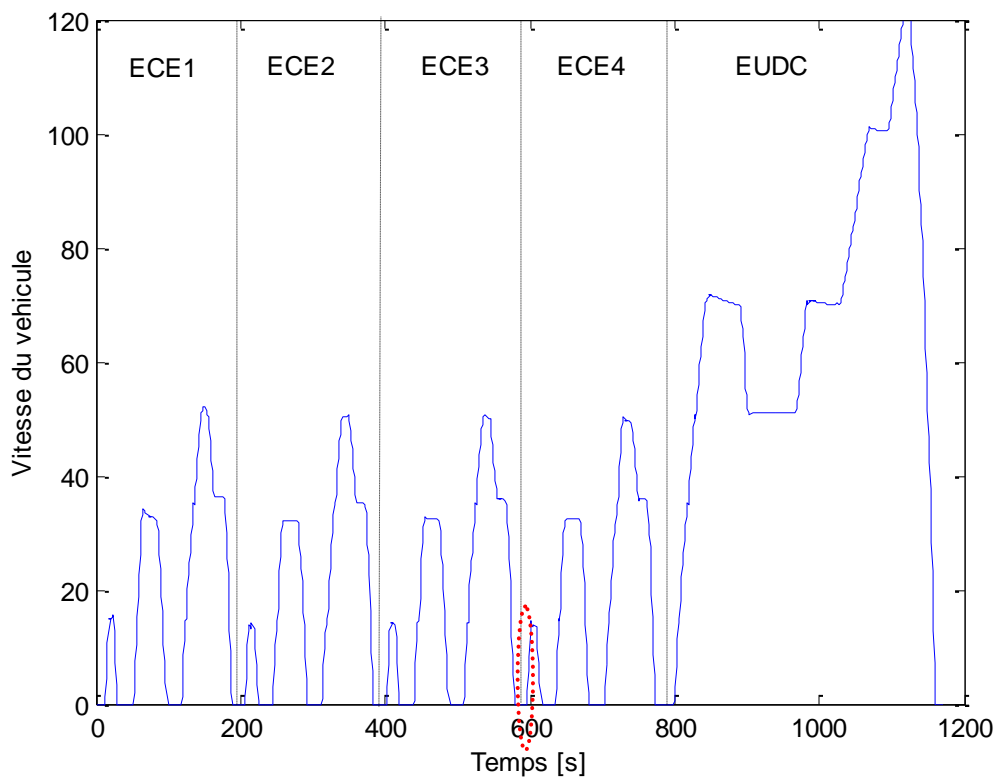


Figure 5.3 : Position de la de la 1^{ère} accélération du 4^{ème} ECE, en rouge pointillé, sur le cycle NEDC.

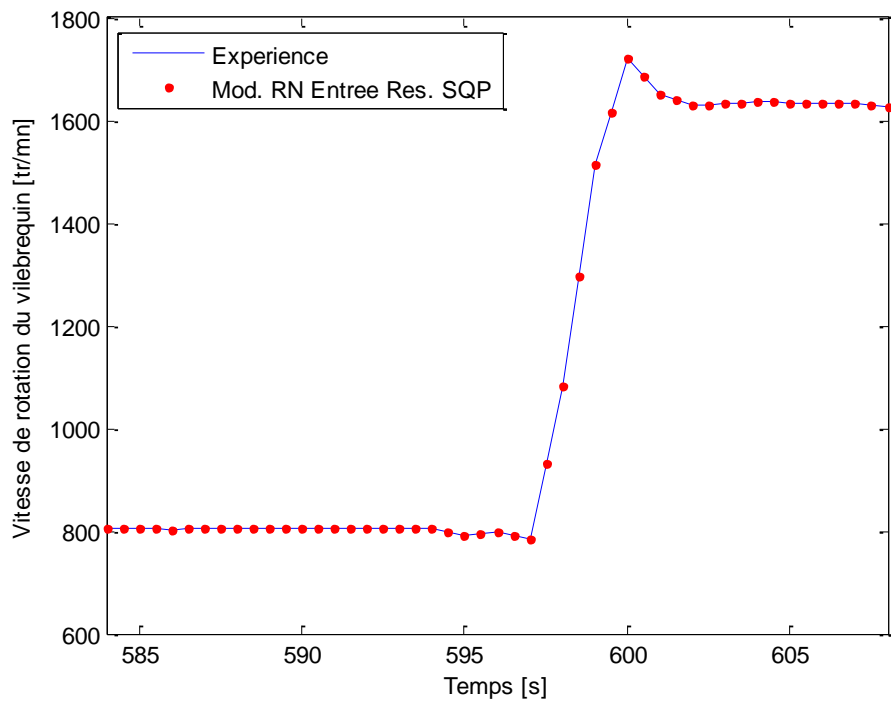


Figure 5.4 : Comparaison entre la vitesse de rotation du vilebrequin obtenue expérimentalement et celle obtenue par le modèle neuronal du mouvement du vilebrequin avec comme entrées les résultats de l'optimisation.

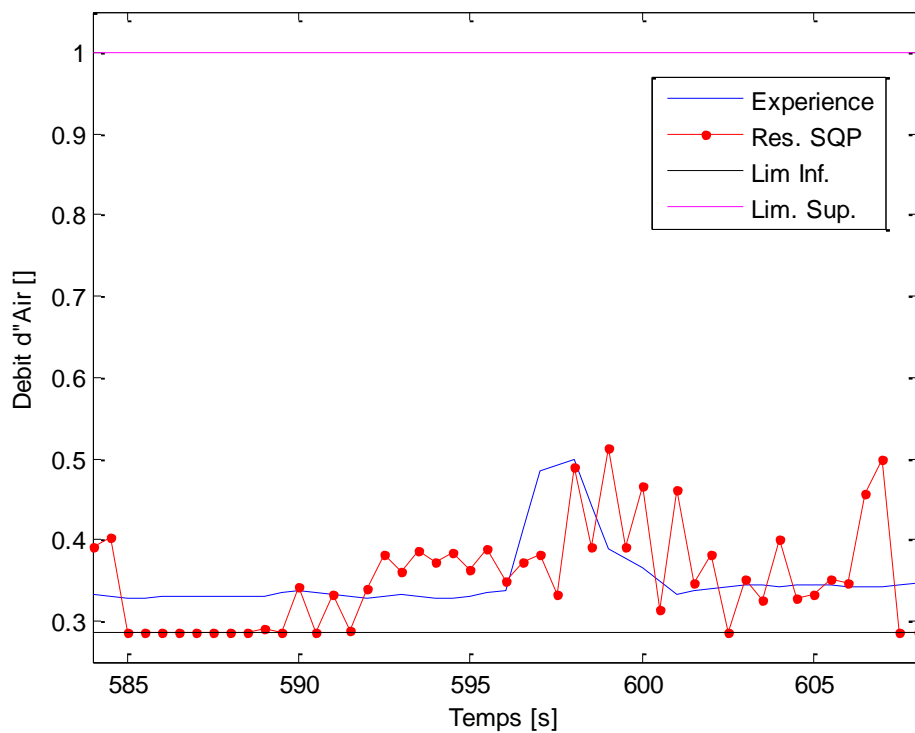


Figure 5.5 : Comparaison entre le débit d'air obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celui obtenu par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

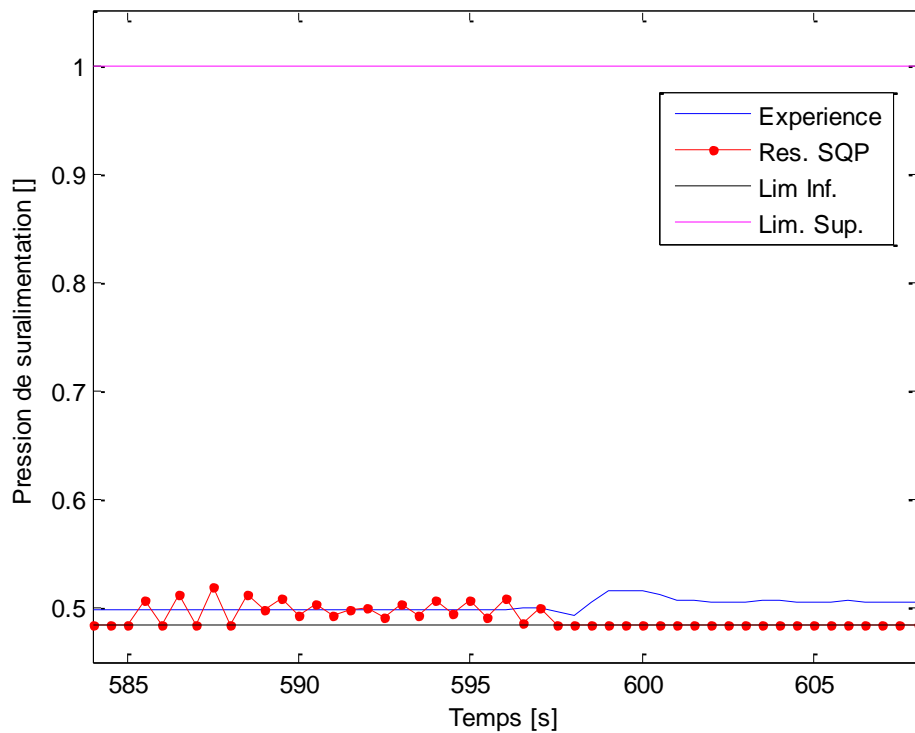


Figure 5.6 : Comparaison entre la pression de suralimentation obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

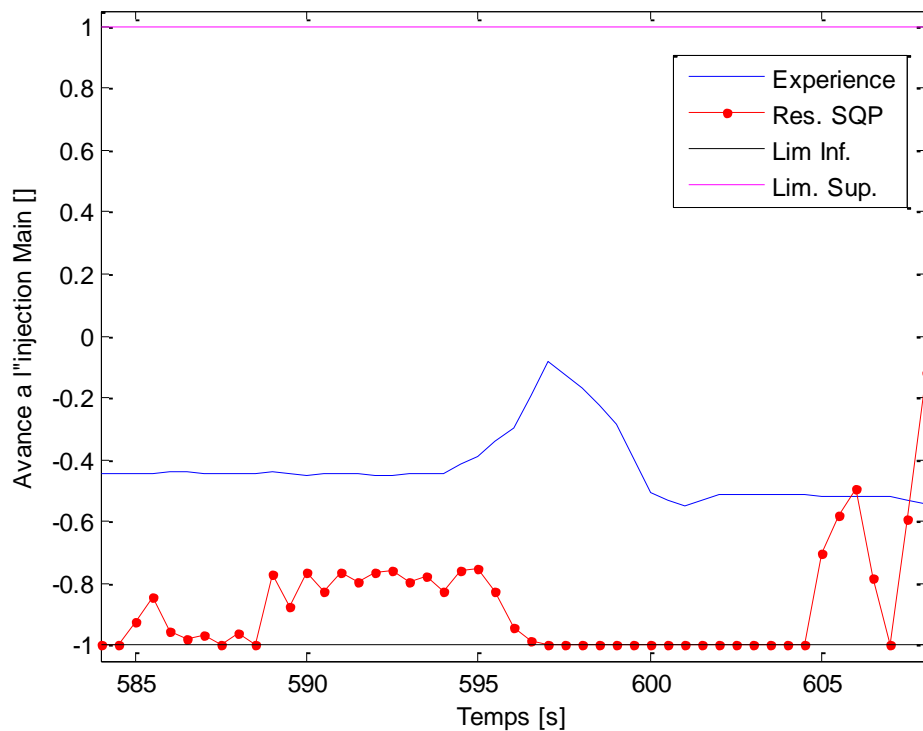


Figure 5.7 : Comparaison entre l'avance à l'injection Main obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

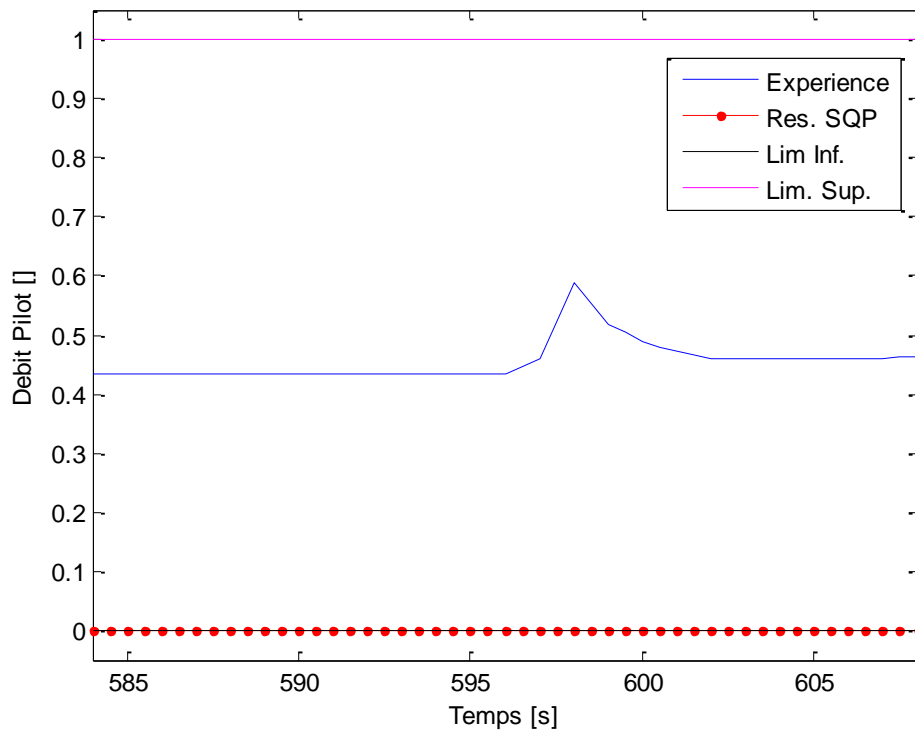


Figure 5.8 : Comparaison entre le débit Pilot obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celui obtenu par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

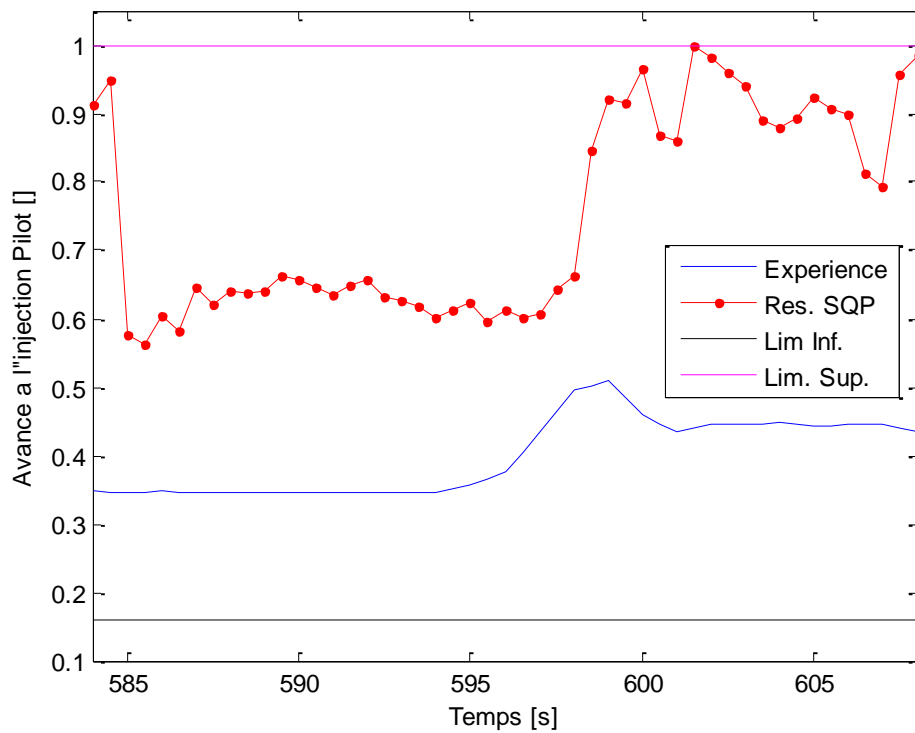


Figure 5.9 : Comparaison entre l'avance à l'injection Pilot obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

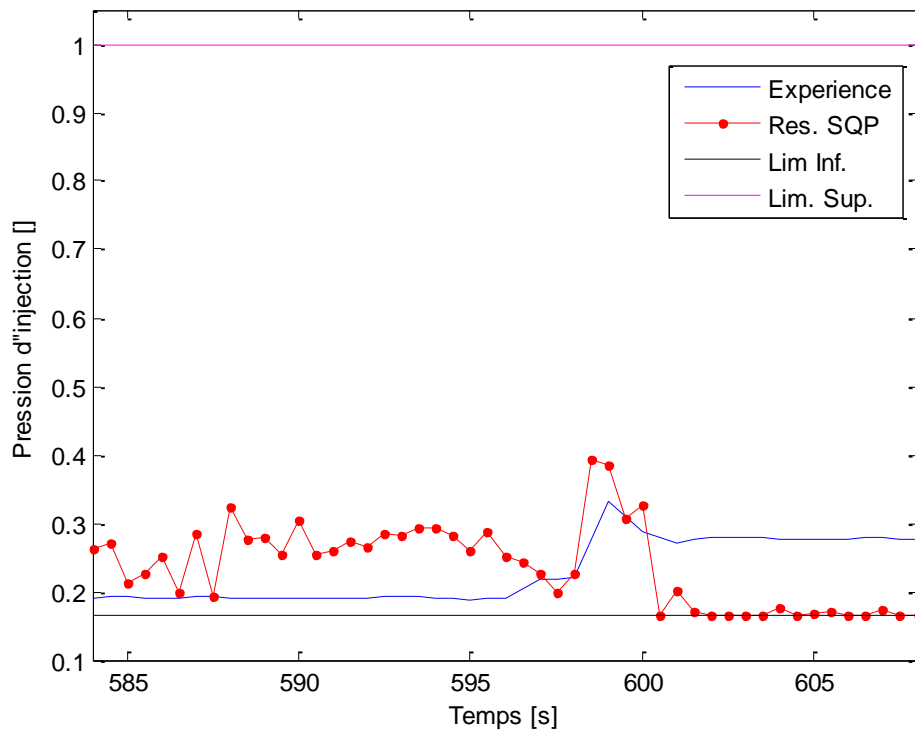


Figure 5.10 : Comparaison entre la pression d'injection obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

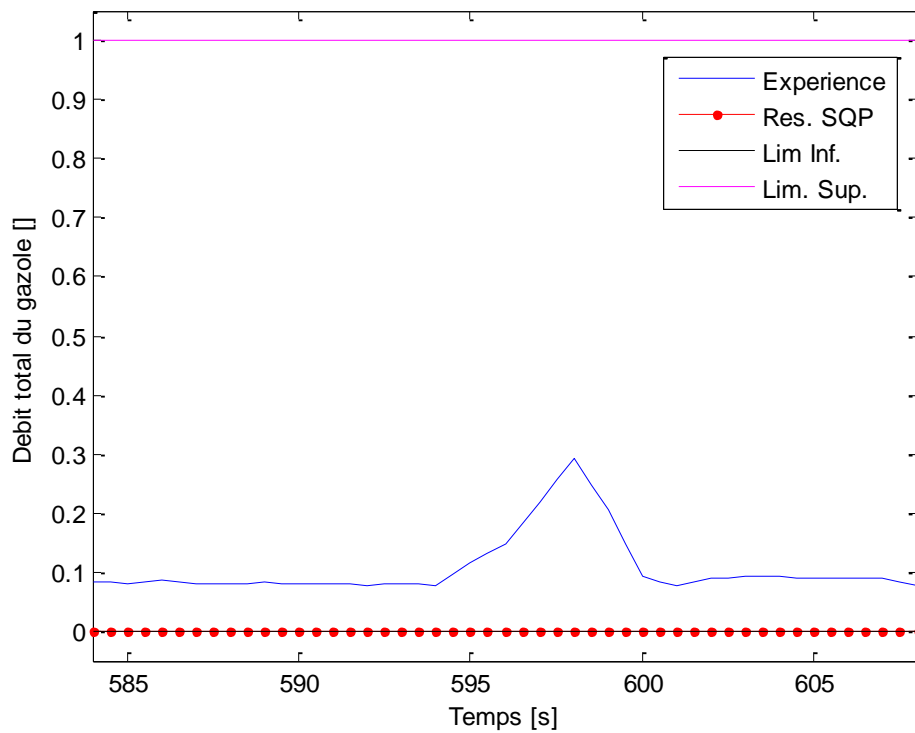


Figure 5.11 : Comparaison entre le débit total du gazole obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celui obtenu par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

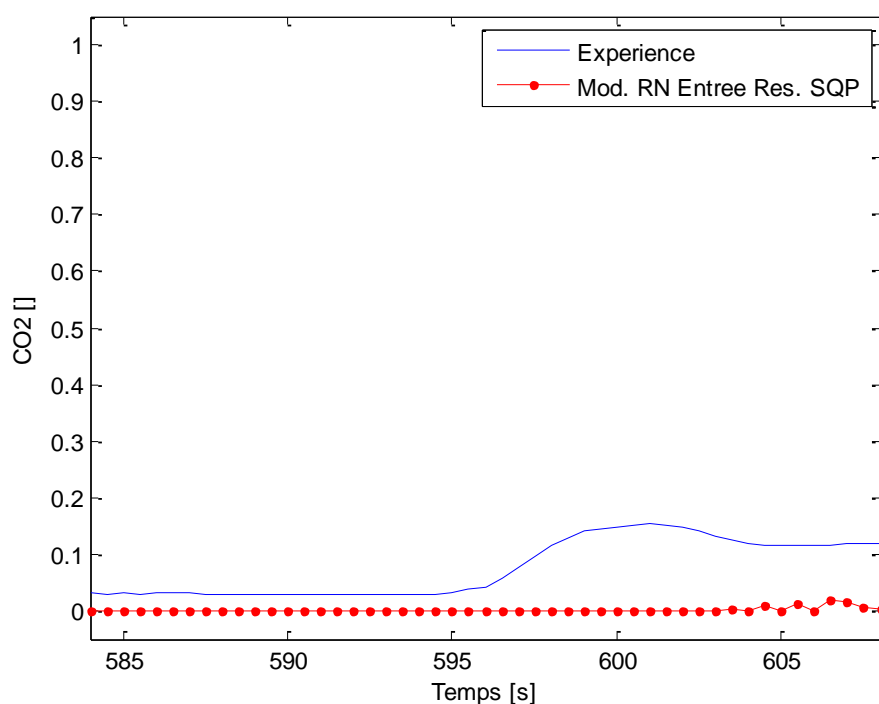


Figure 5.12 : Comparaison entre l'émission des CO_2 obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal des CO_2 en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

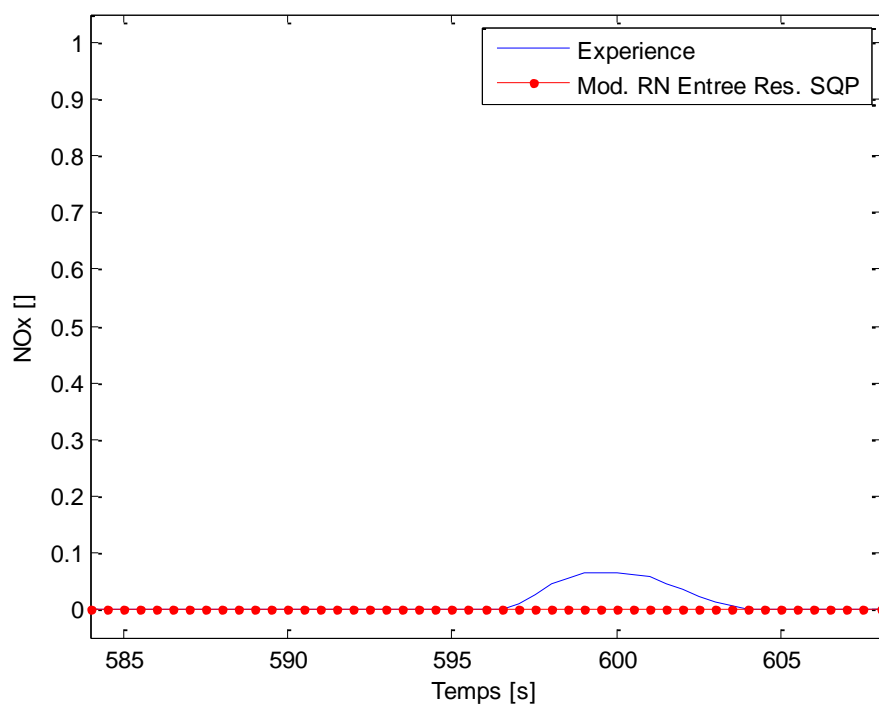


Figure 5.13 : Comparaison entre l'émission des NO_x obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal des NO_x en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

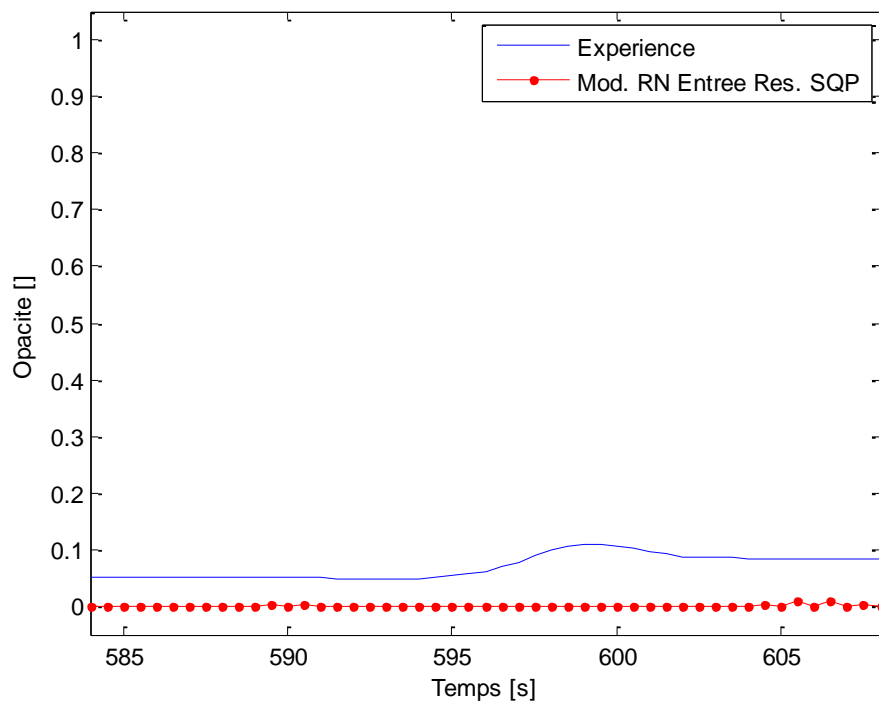


Figure 5.14 : Comparaison entre l'opacité obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal de l'opacité en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

5.4.2.1.3- Conclusion

- *Les résultats de l'optimisation confirment la capacité de l'algorithme d'optimisation utilisé pour résoudre le problème. La méthode SQP a assuré la minimisation de la fonction "objectif" (Figures 5.12→5.14) tout en respectant les contraintes égalités (le suivi de la vitesse fixée par le cycle (Figure 5.4)) et inégalités.*
- *En revanche, ces résultats sont incohérents. Ils montrent que pour minimiser les émissions tout en respectant la vitesse fixée par le cycle NEDC (Figure 5.4), le débit de gazole doit être nul (Figure 5.11), alors que les autres variables (Figures 5.5→5.7 et 5.9) présentent des variations au cours du cycle (le débit Pilot est mis à zéro (Figure 5.8) pour respecter les contraintes inégalités (Eq. 5.17)). Or à débit de carburant nul, le moteur devrait être arrêté. Par conséquent le modèle du mouvement du vilebrequin n'est pas fiable ; il a appris à toujours fournir des sorties qui suivent la vitesse fixée sur le cycle quelque soient les valeurs de ses entrées. Cette absence de fiabilité peut donc s'expliquer par les raisons suivantes dues principalement à l'insuffisance des données d'apprentissage :*
 1. *Le modèle neuronal inclut un grand nombre de paramètres (1551) à identifier et la taille de données expérimentales (4622 points) utilisées durant l'apprentissage n'est pas suffisante.*
 2. *Ces données sont elles mêmes pauvres en informations. Différentes entrées se traduisent par une même sortie : la vitesse de rotation qui se répète à chaque ECE et d'un cycle à un autre.*

3. *Bien que le rapport de boîte de vitesse soit utilisé comme entrée du modèle, le changement de rapport de boîte est mal représenté lors des transitions du entre moteur embrayé et moteur débrayé :*
 - a. *Il existe un déphasage entre le début réel du changement de rapport de vitesse et celui signalé par le capteur de position du levier de la boîte.*
 - b. *La partie intermédiaire qui accompagne le changement de rapport de boîte de vitesse n'est pas prise en compte dans le modèle.*
- *Notons cependant que si le modèle du mouvement du vilebrequin à réseaux de neurones s'avère incorrect, les modèles des émissions à réseaux de neurones restent sensibles à la nullité du débit gazole.*

5.4.2.2- Problème particulier : Elimination du modèle du mouvement du vilebrequin

Les résultats précédents montrent que le modèle du mouvement du vilebrequin à réseau de neurones n'est pas fiable. Comme les données nécessaires à l'élaboration d'un modèle fiable, physique ou à réseaux de neurones, ne sont pas disponibles sur le moteur M2, on a décidé d'éliminer le modèle et de le remplacer par une solution approchée permettant d'étudier et d'analyser les résultats d'optimisation. Pour cela, on va fixer le débit total du fuel aux valeurs expérimentales obtenues sur le cycle NEDC. Donc ce débit ne sera plus considéré comme une variable d'optimisation mais comme une entrée du problème d'optimisation. En plus on suppose que le suivi de la vitesse fixée sur le cycle est toujours respecté quelles que soient les valeurs des résultats d'optimisation concernant les autres variables d'optimisation. Ceci peut être justifié par la fixation du débit total du fuel aux valeurs expérimentales (un débit identique du fuel dans des conditions semblables produit une puissance effective de même ordre qui aboutit à un comportement semblable de la vitesse du vilebrequin vu que le couple résistant est fixé sur le cycle).

5.4.2.2.1- Formulation du problème

Les entrées du problème d'optimisation sont :

- Débit total du fuel.
- Vitesse de rotation.
- Température d'eau de refroidissement.

Les variables d'optimisation sont :

- Débit d'air frais.
- Pression de suralimentation.
- Avance à l'injection Main.
- Débit Pilot.
- Avance à l'injection Pilot.
- Pression d'injection.

Le problème ne possède pas des contraintes égalités vu qu'on suppose que le suivi de la vitesse est toujours respecté.

Les contraintes inégalités sont les bornes inférieures et supérieures des variables d'optimisation et la limitation du débit Pilot à des valeurs inférieures au débit Main (Eq. 5.17). En plus on va introduire une limitation sur le rapport air sur fuel pour avoir toujours des valeurs supérieures à 15.

La fonction "objectif" est basée sur les trois critères d'émissions de CO_2 , NO_x et Opacité (Eq. 5.18).

Le pas de discrétisation utilisé est égal à 1 s. Il correspond au pas temporel utilisé lors de l'élaboration des modèles des émissions (cf paragraphe 3.2.2). Les facteurs de pondération α_i sont tous égaux à 1.

5.4.2.2.- Résultats

La figure 5.15 montre la 3^{ème} accélération du 4^{ème} ECE en pointillé rouge sur le cycle NEDC. Cette portion du cycle s'étend sur 50 s. (de 690 à 740 s.), soit 50 points discrétisés t_i et elle forme le trajet dynamique sur lequel on souhaite minimiser la fonction objectif. Le problème possède donc 6×50 , soit 300 variables d'optimisation à déterminer et 14×50 , soit 700 contraintes inégalités. Les figures 5.16 et 5.17 montrent les allures de la vitesse de rotation et du débit de fuel utilisées comme entrées. Les figures 5.18 → 5.26 montrent les résultats d'optimisation sur cette portion du cycle. Les données expérimentales représentées sur les figures 5.16 → 5.26 correspondent aux cartographies de base (paragraphe 1.2.2.1.1) optimisées expérimentalement aux bancs d'essais. On peut faire les remarques suivantes :

- La figure 5.18 montre une comparaison entre le débit d'air frais obtenu par optimisation et l'expérience. On note que l'accroissement du débit d'air entraîne l'augmentation de l'émission des NO_x et la diminution de l'émission des CO_2 et de l'opacité. On remarque qu'au début du trajet (690→703 s.), les valeurs obtenues du débit d'air sont supérieures à l'expérience, et puis elles sont superposées à sa borne inférieure presque sur tout le trajet (Les pics du débit d'air aux instants 707 et 722 s. correspondent à la limitation faite sur le rapport air sur fuel à des valeurs supérieures à 15).
- La figure 5.19 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation et les valeurs expérimentales de la pression de suralimentation. Les valeurs obtenues par optimisation sont superposées à la limite inférieure de la pression de suralimentation. Ceci permet la réduction de la quantité d'EGR recyclée qui entraîne la diminution de l'opacité et de l'émission des CO_2 et l'augmentation de l'émission des NO_x .
- La figure 5.20 inclut les valeurs expérimentales et les résultats d'optimisation relatifs à l'avance à l'injection Main. On note que l'accroissement de l'avance à l'injection Main entraîne l'augmentation de l'émission des NO_x et la diminution de l'émission des CO_2 et de l'opacité. On remarque que les valeurs obtenues sont superposées aux limites inférieures négatives qui correspondent à un retard. Ceci a pour effet la réduction de l'émission des NO_x .
- La figure 5.21 montre une comparaison entre le débit Pilot expérimental et les résultats d'optimisation. On note que l'accroissement du débit Pilot entraîne l'augmentation de l'opacité et la diminution de l'émission des CO_2 et de l'émission des NO_x . On remarque que les valeurs obtenues sont supérieures à celles de l'expérience, ce qui aboutit à la réduction des NO_x et CO_2 et à l'augmentation de l'opacité.
- La figure 5.22 établit une comparaison entre les résultats d'optimisation et les valeurs expérimentales relatifs à l'avance à l'injection Pilot. On note que l'accroissement de l'avance à l'injection Pilot entraîne l'augmentation de l'émission des NO_x et la diminution de l'émission des CO_2 et de l'opacité. On remarque que les résultats d'optimisation sont superposés à la borne supérieure de la variable, entraînant ainsi la réduction de l'opacité et l'augmentation de l'émission des NO_x .
- La figure 5.23 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation et les données expérimentales relatifs à la pression d'injection. On note que l'accroissement

de la pression d'injection entraîne l'augmentation de l'émission des NO_x et CO₂ et la diminution de l'opacité. On remarque que les valeurs optimales sont supérieures à l'expérience entraînant ainsi la réduction de l'opacité et l'augmentation des NO_x et CO₂ sauf aux instants 721→726 s. où la pression d'injection est collé à sa borne inférieure pour réduire l'émission des NO_x (Effet lié au pic du débit d'air frais (Figure 5.18)).

- En utilisant les résultants d'optimisation décrits sur les figures 5.18→5.23 comme des entrées des modèles des émissions à réseaux de neurones, les valeurs des émissions prédites par les modèles (Figures 5.24 → 5.26) sont inférieures à celles obtenues expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais.

5.4.2.2.3- Conclusion

- *Par la minimisation de la fonction "objectif", l'émission des NO_x est réduite à zéro (Figure 5.24) alors que l'émission des CO₂ (Figure 5.25) et l'opacité (Figure 5.26) sont moins importantes que celles obtenues par expérience.*
- *Quelques variables d'optimisation sont superposées à leurs bornes supérieures ou inférieures (Avance à l'injection Main et Pilot et Pression de suralimentation) alors que d'autres présentent des variations au cours du trajet (Débit d'air frais, Débit Pilot et Pression d'injection).*
- *La pression de suralimentation et le débit d'air frais sont supposés indépendants dans ce problème d'optimisation alors qu'en réalité ils ne le sont pas, ils sont liés par la formule suivante (Eq. 2.8-2.9) :*

$$\dot{m}_{air} = \eta_v \cdot \frac{P_{suralim} \cdot V_a}{r \cdot T_a} \cdot \frac{w}{4\pi} \quad (Eq. 5.20)$$

avec η_v , le rendement volumétrique du moteur. Cette équation devrait figurer sous forme de contraintes égalités dans le problème d'optimisation. Mais dû au manque des données nécessaires pour établir un modèle du rendement volumétrique sur le moteur M2, on est obligé de considérer ces variables libres de varier indépendamment.

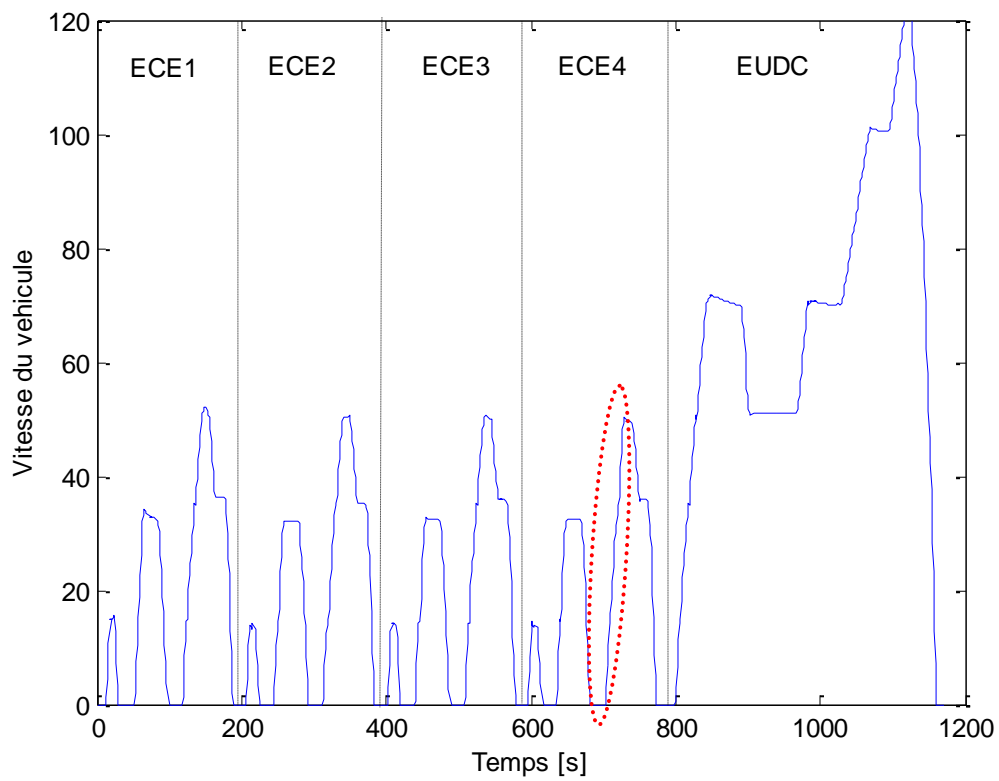


Figure 5.15 : Position de la de la 3^{ème} accélération du 4^{ème} ECE, en rouge pointillé, sur le cycle NEDC.

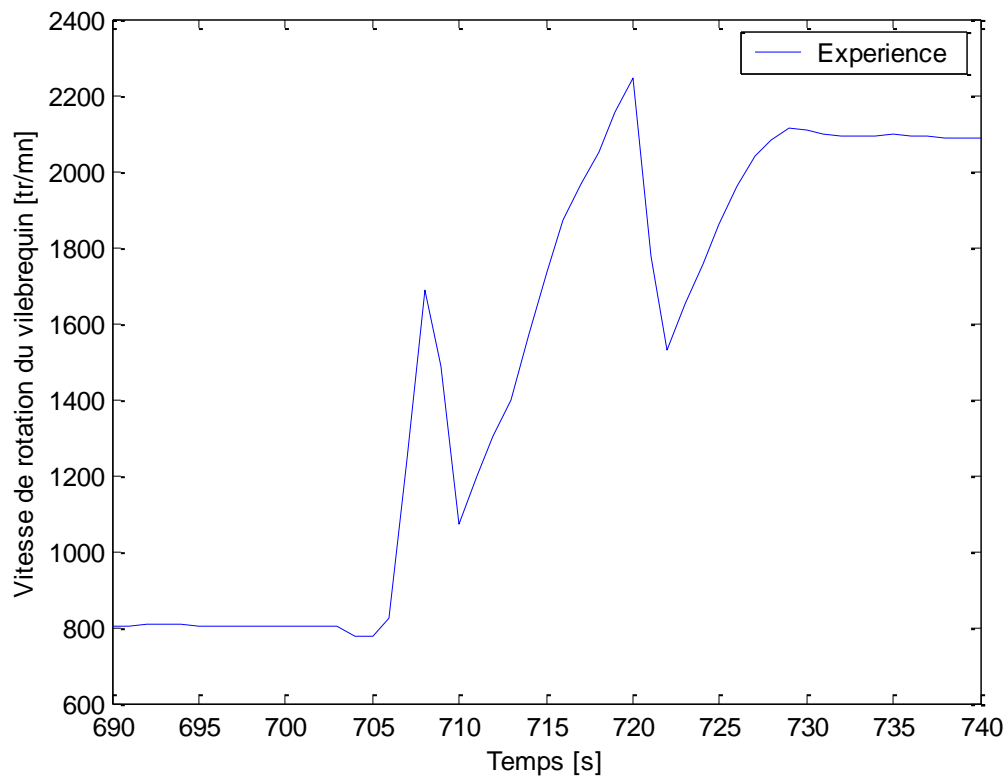


Figure 5.16 : Vitesse de rotation du vilebrequin obtenue expérimentalement.

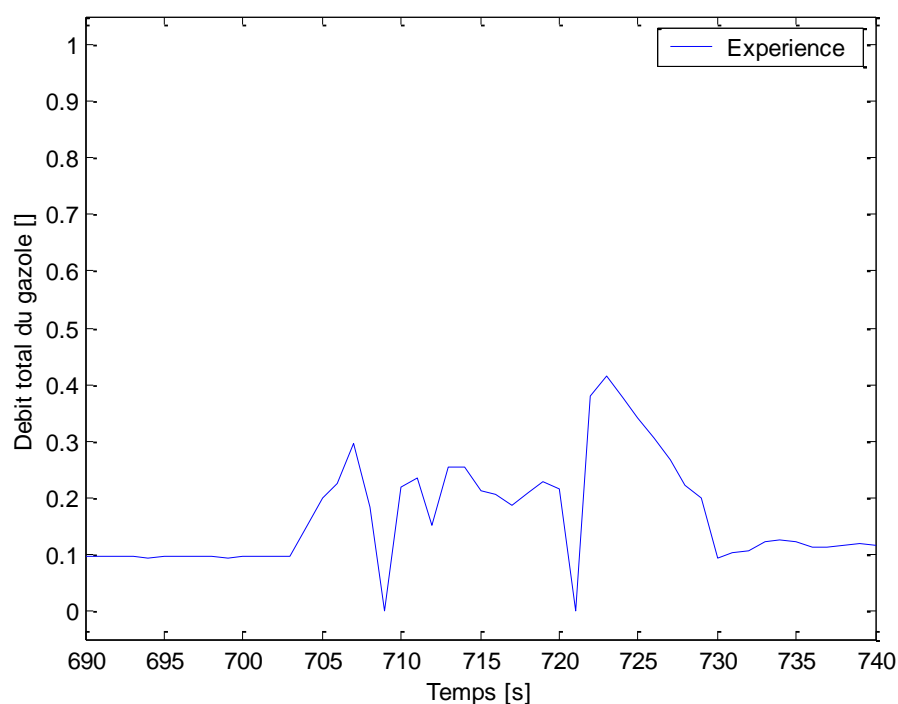


Figure 5.17 : Débit total du gazole obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais.

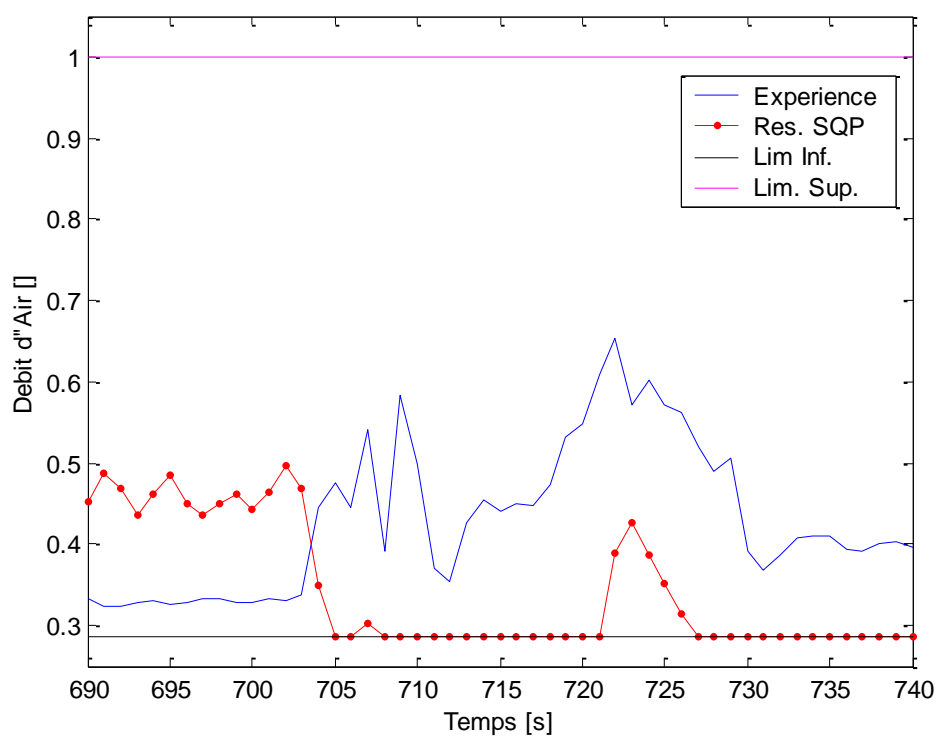


Figure 5.18 : Comparaison entre le débit d'air obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celui obtenu par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

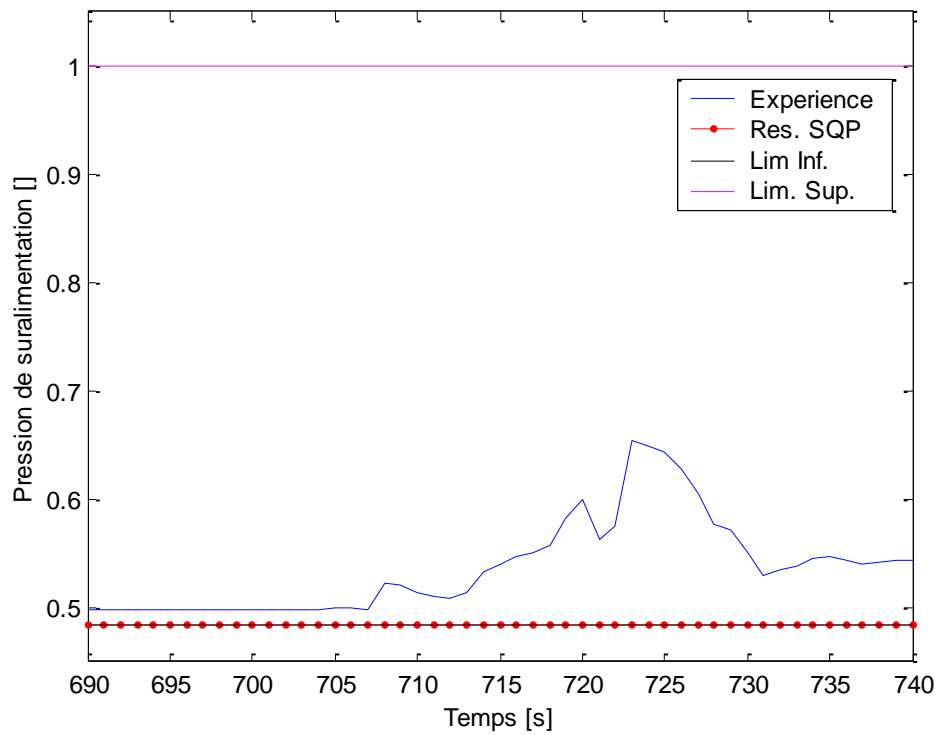


Figure 5.19 : Comparaison entre la pression de suralimentation obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

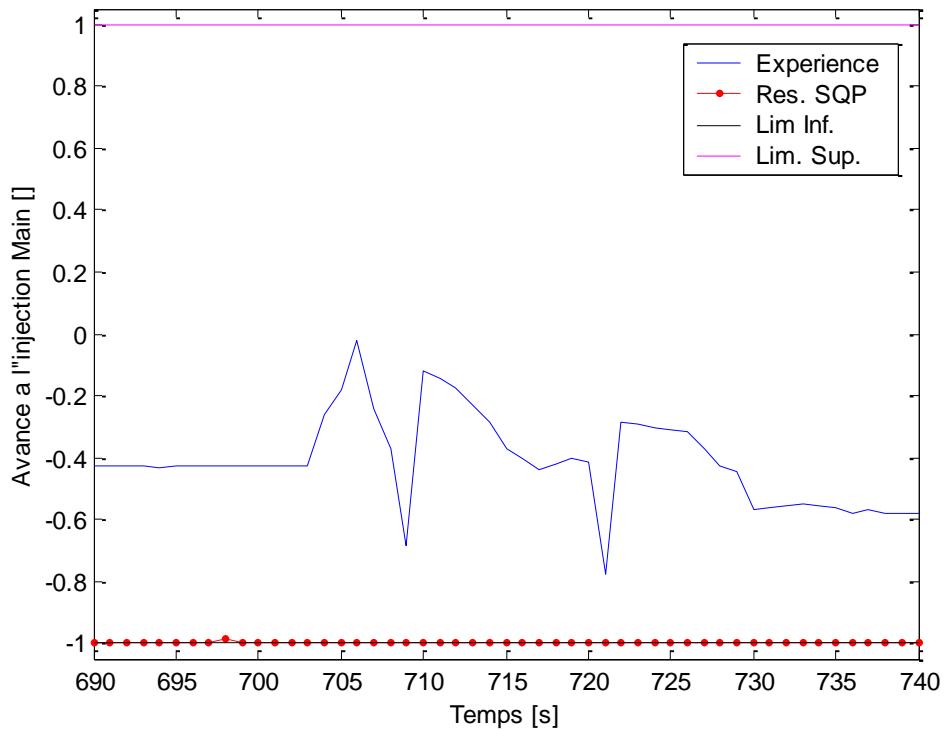


Figure 5.20 : Comparaison entre l'avance à l'injection Main obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

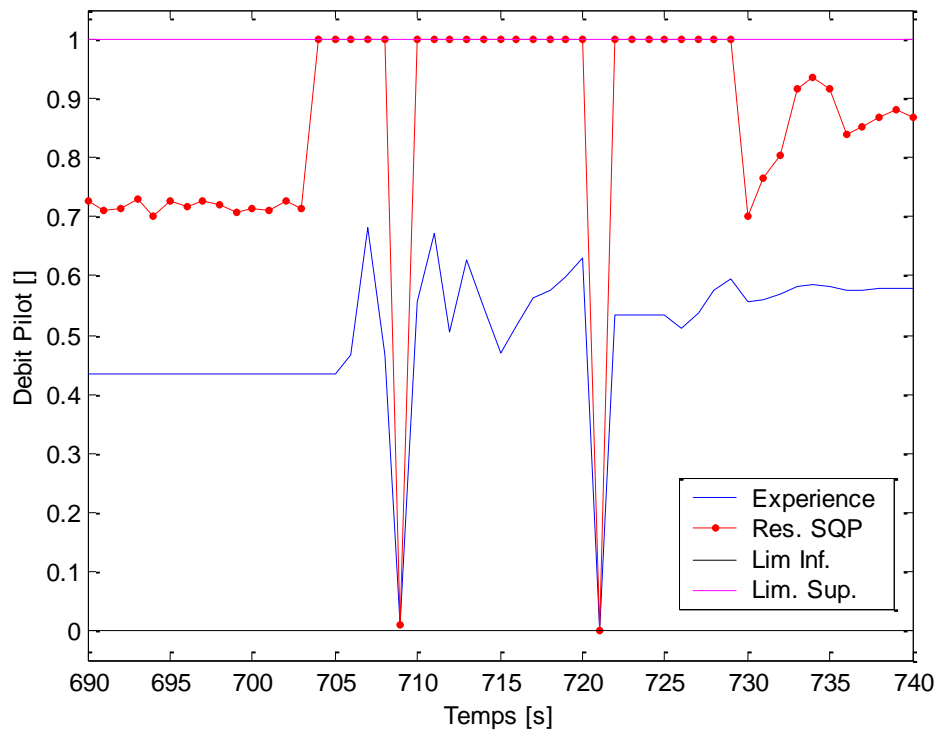


Figure 5.21 : Comparaison entre le débit Pilot obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celui obtenu par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

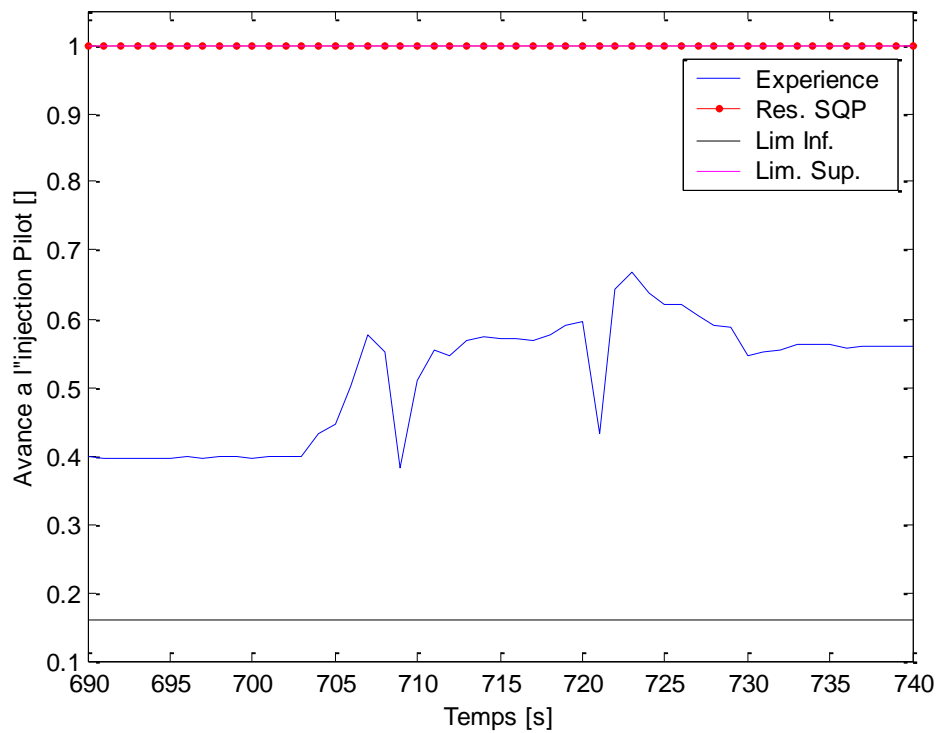


Figure 5.22 : Comparaison entre l'avance à l'injection Pilot obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

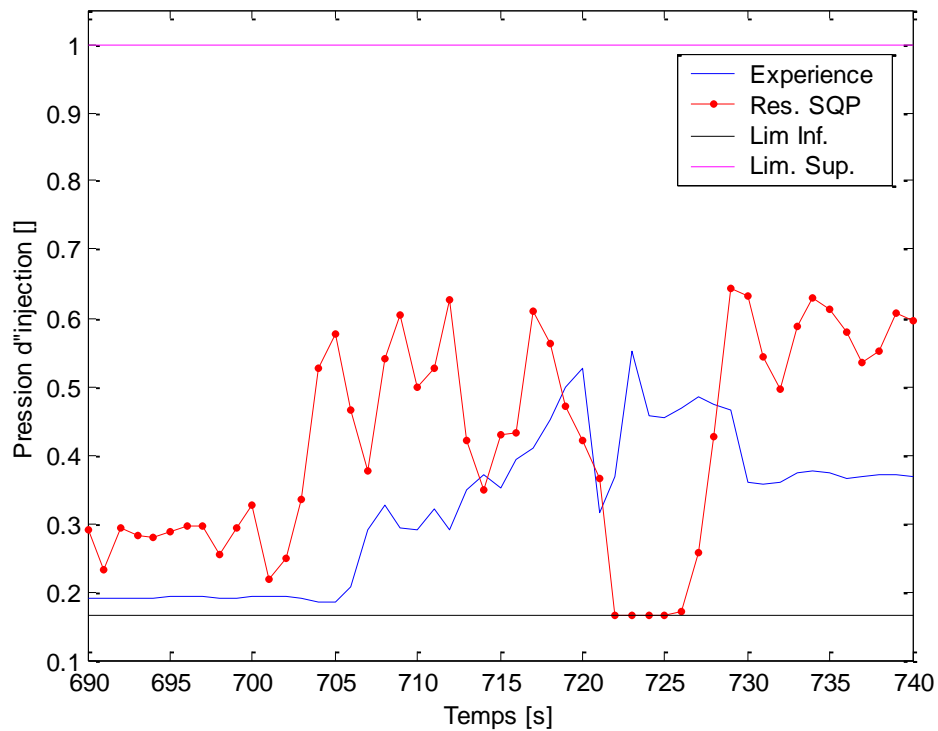


Figure 5.23 : Comparaison entre la pression d'injection obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle obtenue par optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

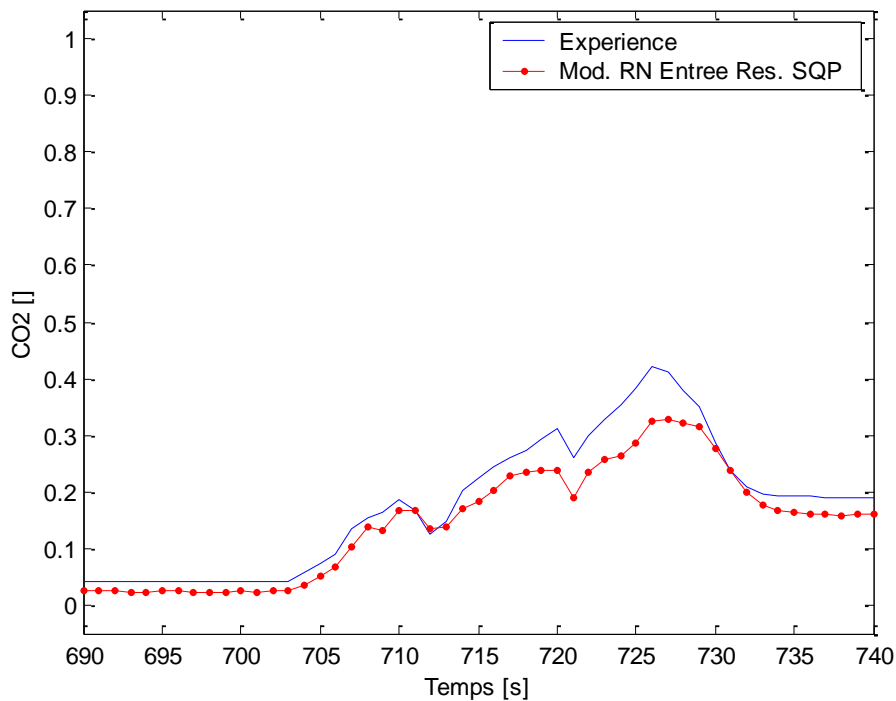


Figure 5.24 : Comparaison entre l'émission des CO_2 obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal des CO_2 en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

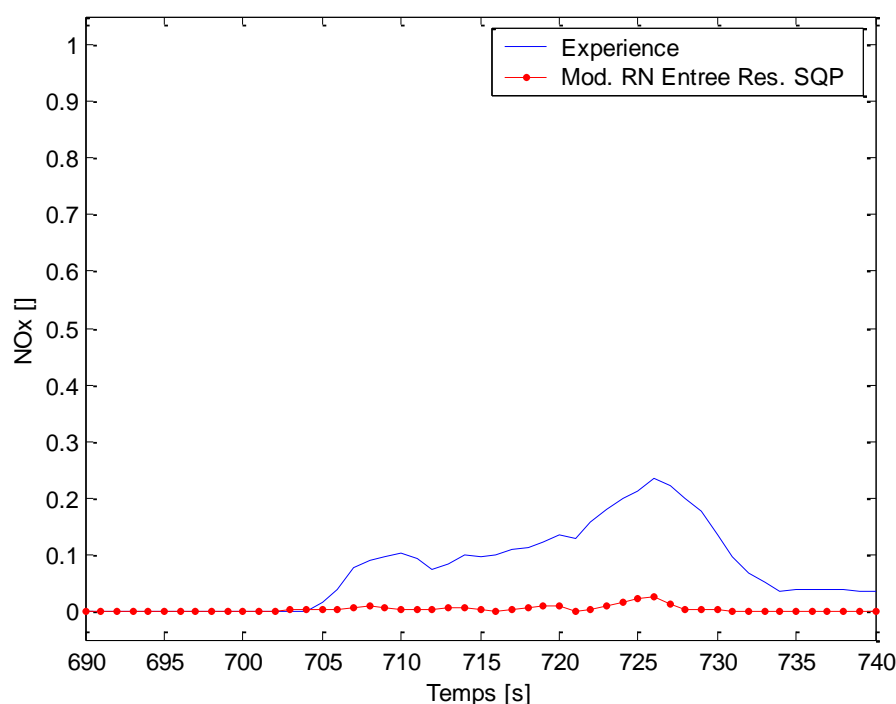


Figure 5.25 : Comparaison entre l'émission des NO_x obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal des NO_x en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

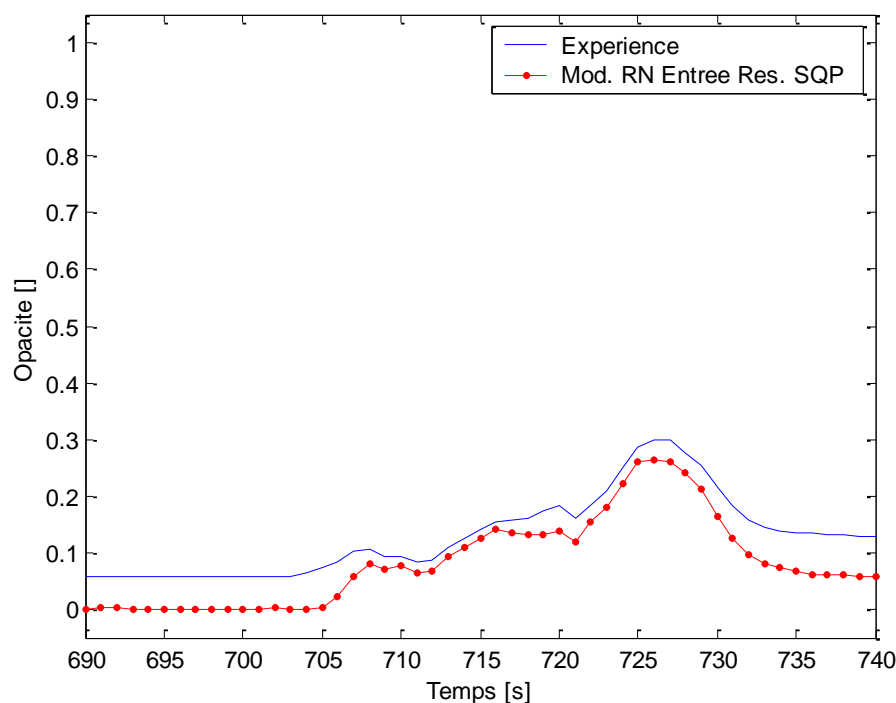


Figure 5.26 : Comparaison entre l'opacité obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celle prédite par le modèle neuronal de l'opacité en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif par la méthode SQP.

5.4.2.3- Problème réduit : Fixation du débit de fuel et d'air frais et de la pression de suralimentation

Au sous-paragraphe précédent, on a pu s'affranchir du modèle du vilebrequin à réseau de neurones en fixant le débit du fuel aux valeurs expérimentales et en supposant que le suivi de la vitesse est assuré quelles que soient les valeurs des autres variables d'optimisation. Ensuite, l'optimisation a fourni les valeurs des variables réduisant les émissions du moteur. Mais comme décrit précédemment les valeurs du débit d'air et la pression de suralimentation sont dépendantes et par suite les résultats ne sont pas réalistes s'ils ne satisfont pas la relation (Eq. 5.20). Dans ce sous-paragraphe, on reprend le même problème mais on propose de fixer, en plus du débit de fuel, le débit d'air et la pression de suralimentation aux valeurs expérimentales obtenues sur le cycle NEDC en utilisant les cartographies de base du moteur obtenues expérimentalement aux bancs d'essais.

5.4.2.3.1- Formulation du problème

Les deux variables d'optimisation : débit d'air frais et pression de suralimentation deviennent des entrées. Les entrées du problème d'optimisation sont alors :

- Débit total du fuel.
- Débit d'air frais.
- Pression de suralimentation
- Vitesse de rotation.
- Température d'eau.

Les variables d'optimisation sont :

- Avance à l'injection Main.
- Débit Pilot.
- Avance à l'injection Pilot.
- Pression d'injection.

Le problème ne possède pas des contraintes égalités (on va supposer que le suivi de la vitesse est toujours respecté quelles que soient les valeurs des variables d'optimisation).

Les contraintes inégalités sont les bornes inférieures et supérieures des variables d'optimisation et la limitation du débit Pilot à des valeurs inférieures au débit Main (Eq. 5.17).

La fonction "objectif" est basée sur les critères d'émissions de CO₂, NO_x et Opacité (Eq. 5.18). Comme dans le cas du paragraphe 5.4.2.2.1, le pas de discrétisation utilisé est fixé à 1 s. Les facteurs de pondération α_i sont égaux à 1 sauf mention particulière.

5.4.2.3.2- Résultats

La figure 5.27 montre la 3^{ème} accélération du 3^{ème} ECE en pointillé rouge sur le cycle NEDC. Cette portion du cycle s'étend sur 50 s. (de 495 à 545 s.), soit 50 points discrétisés t_i et elle forme le trajet dynamique sur lequel on souhaite minimiser la fonction objectif. Le problème possède donc 4*50, soit 200 variables d'optimisation à déterminer et 9*50, soit 450 contraintes inégalités.

Les figures 5.28→5.31 montrent les allures de la vitesse de rotation, du débit de fuel et d'air frais et de la pression de suralimentation utilisées comme entrées. Les figures 5.18 → 5.26

montrent les résultats d'optimisation obtenus sur cette portion du cycle en variant le facteur de pondération de l'opacité ($\alpha_3 = 1$ et 5). Les données expérimentales représentées sur les figures 5.32 → 5.38 sont obtenues en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais. On peut faire les remarques suivantes :

- La figure 5.32 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation relatifs à l'avance à l'injection Main avec différents facteurs de pondération et l'expérience. On remarque que pour $\alpha_3=1$ les résultats d'optimisation sont superposés à la borne inférieure de la variable pour réduire l'émission des NO_x alors que pour $\alpha_3=5$ ils varient entre ses limites inférieures et supérieures reflétant ainsi l'ordre d'importance attribué à la réduction de l'opacité.
- La figure 5.33 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation relatifs au débit Pilot avec différents facteurs de pondération et l'expérience. Ces résultats ont des valeurs supérieures à celles obtenues par expérience. L'effet de la variation du facteur de pondération se manifeste par une diminution du débit Pilot lorsqu'on attribue un ordre plus important à la réduction de l'opacité.
- La figure 5.34 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation relatifs à l'avance à l'injection Pilot avec différents facteurs de pondération et l'expérience. On remarque que pour $\alpha_3=1$ les résultats d'optimisation sont superposés à la borne supérieure de la variable pour réduire l'opacité alors que pour $\alpha_3=5$ et contrairement à ce qu'on peut attendre, à des différents instants, ils écartent de cette borne pour diminuer l'émission des NO_x , ceci est justifié par le fait qu'à ces instants là, l'opacité est nulle (Figure 5.39).
- La figure 5.35 montre une comparaison entre les résultats d'optimisation relatifs à la pression d'injection avec différents facteurs de pondération et l'expérience. On remarque que les résultats d'optimisation entre les instants 495 et 507 s. sont semblables puisque à ces instants l'émission des NO_x et l'opacité sont nulles (Figures 5.37-5.38), puis ils s'écartent vers les bornes supérieures ou inférieures suivant l'ordre d'importance qu'on attribue à chaque critère à travers les facteurs de pondération.
- La différence entre les émissions prédites des CO_2 (Figure 5.36) pour différents facteurs de pondération et l'expérience est négligeable. Par suite l'émission des CO_2 est peu sensible aux variations des variables d'optimisation utilisées (Avance à l'injection Main et Pilot, Débit Pilot et Pression d'injection).
- La différence entre les émissions prédites des NO_x et l'opacité pour différents facteurs de pondération (Figures 5.38-5.39) est très importante suivant les valeurs des résultats d'optimisation. Ceci reflète l'importance de contrôler correctement ces variables afin d'arriver au minimum des émissions en notant que leurs variations ont des effets contradictoires sur l'émission des NO_x et l'opacité et qu'un compromis doit être atteint.

5.4.2.3.3- Conclusion

- *La méthode SQP a permis de minimiser la fonction "objectif" en respectant les contraintes inégalités du problème. Les résultats d'optimisation dépendent des valeurs attribuées aux facteurs de pondération de la fonction "objectif".*
- *En fixant les valeurs du débit d'air frais et de la pression de suralimentation en plus du débit de fuel, on a pu observer l'importance de la variation des autres variables, avances à l'injection pilot et main, débit pilot et pression d'injection, sur l'émission des NO_x et sur l'opacité, leurs effets étant négligeables sur l'émission des CO_2 . Suivant les valeurs des facteurs de pondération utilisées, on peut réduire à des*

valeurs proches de zéro l'émission des NO_x ou bien l'opacité sur cette portion du cycle NEDC (Figures 5.38-5.39).

- Les variables d'optimisation utilisées étant indépendantes, leur application sur un moteur réel est plus réaliste.

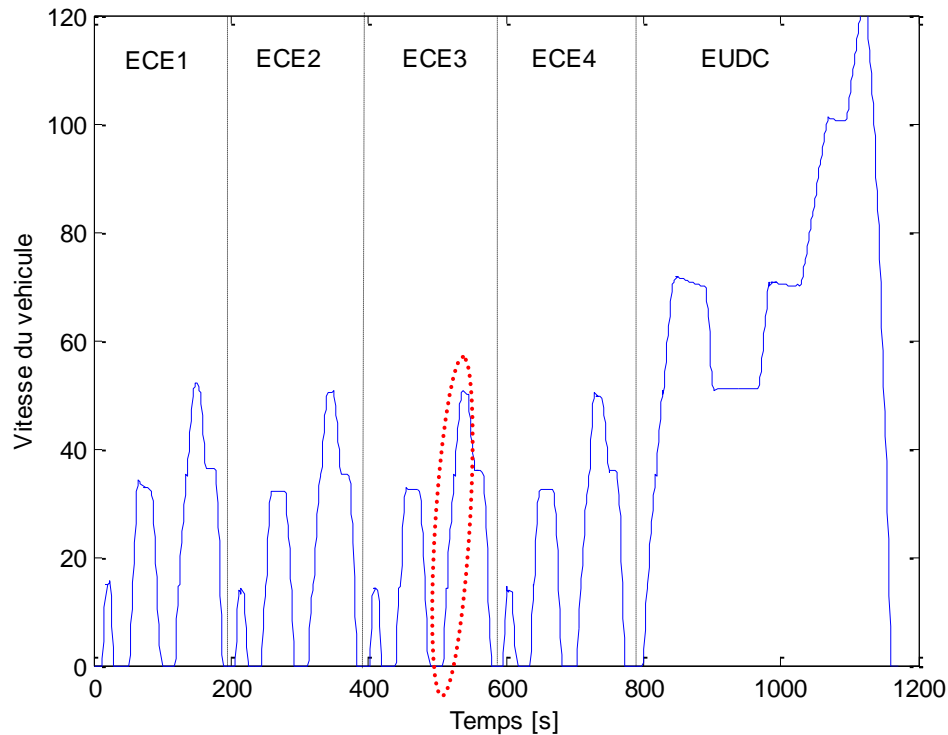


Figure 5.27 : Position de la de la 3^{ème} accélération du 3^{ème} ECE, en pointillé rouge, sur le cycle NEDC.

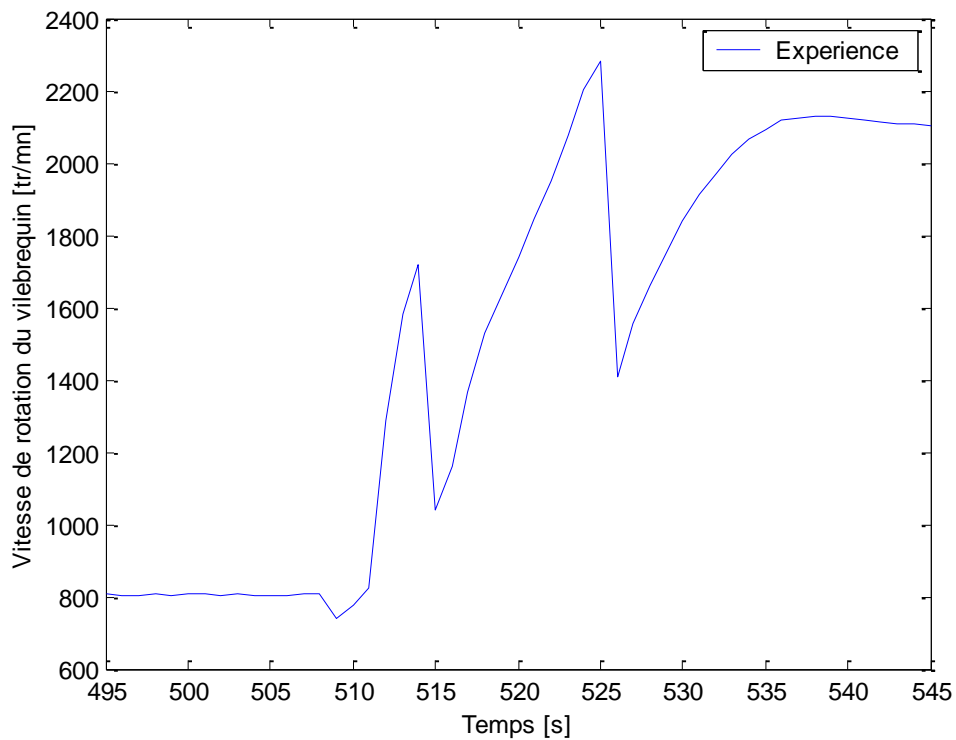


Figure 5.28 : Vitesse de rotation du vilebrequin obtenue expérimentalement.

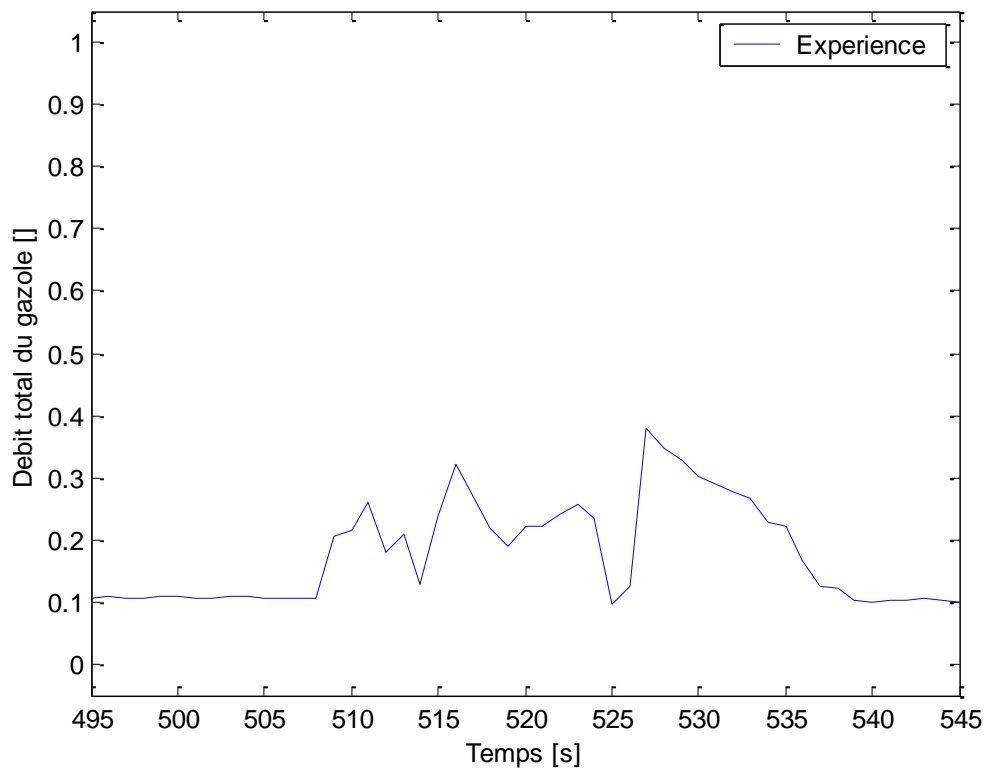


Figure 5.29 : Débit total du gazole obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais.

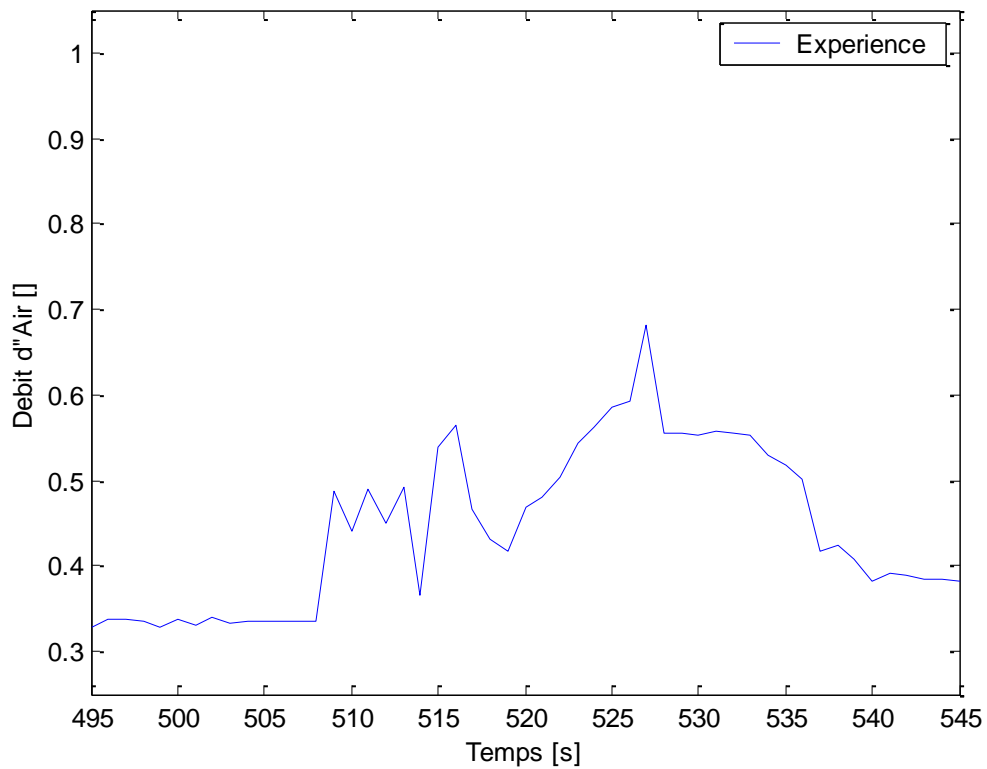


Figure 5.30 : Débit d'air frais obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais.

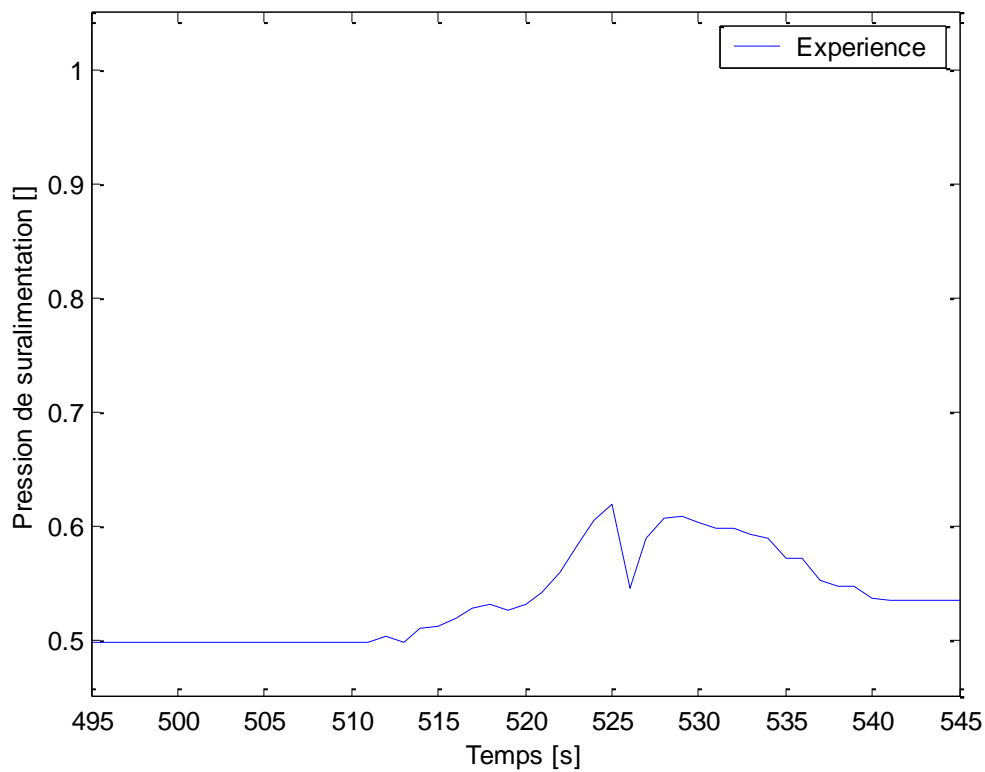


Figure 5.31 : Pression de suralimentation obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais.

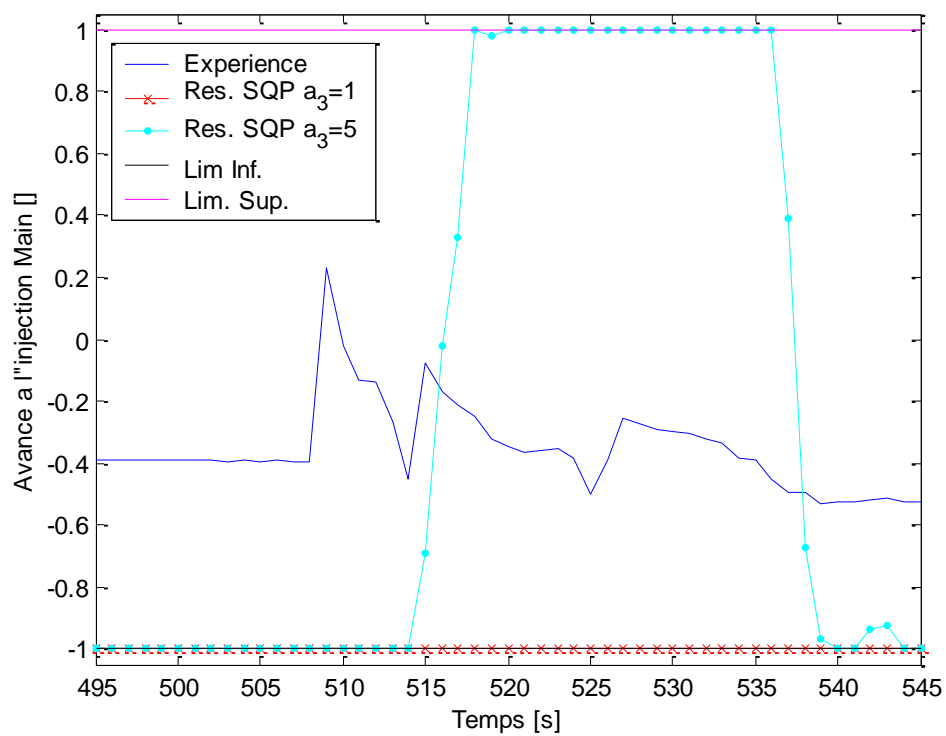


Figure 5.32 : Comparaison entre l'avance à l'injection Main obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles obtenues par optimisation de la fonction objectif en variant le facteur de pondération α_3 de l'opacité.

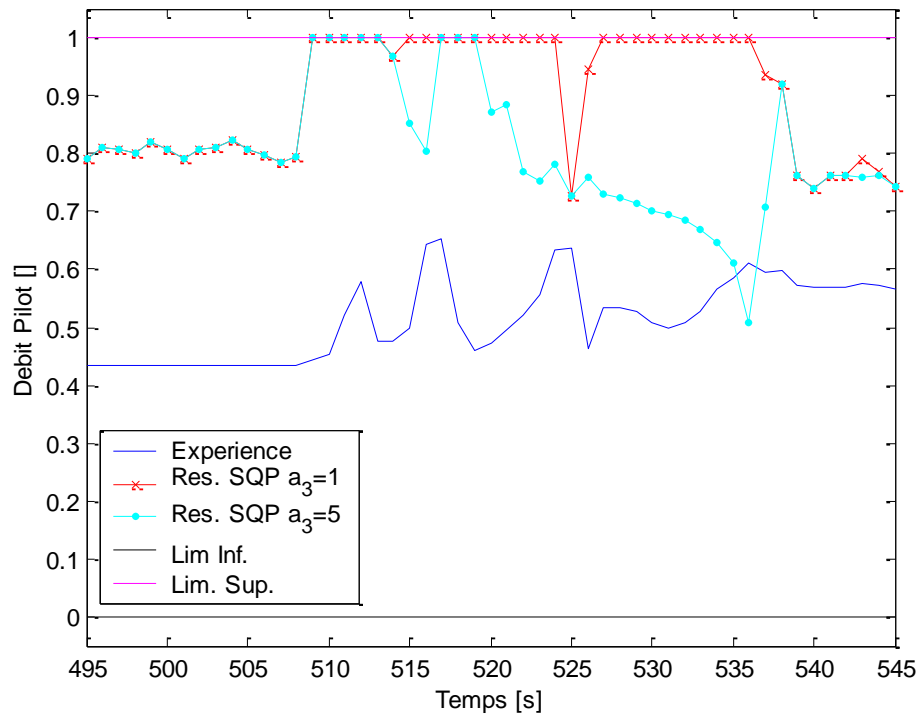


Figure 5.33 : Comparaison entre le débit Pilot obtenu expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et ceux obtenus par optimisation de la fonction objectif en variant le facteur de pondération α_3 de l'opacité.

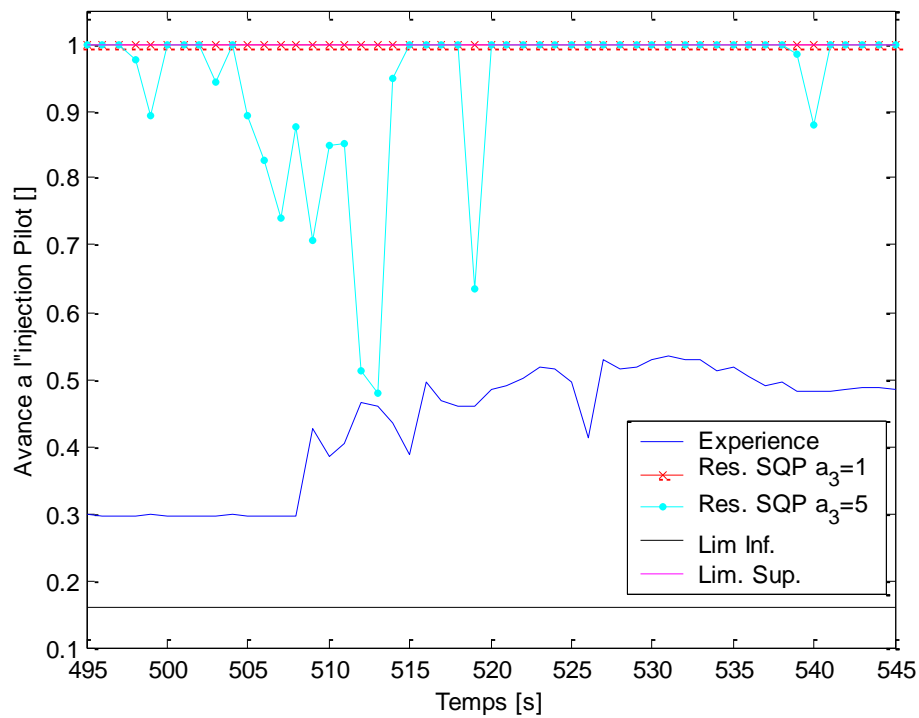


Figure 5.34 : Comparaison entre l'avance à l'injection Pilot obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles obtenues par optimisation de la fonction objectif en variant le facteur de pondération α_3 de l'opacité.

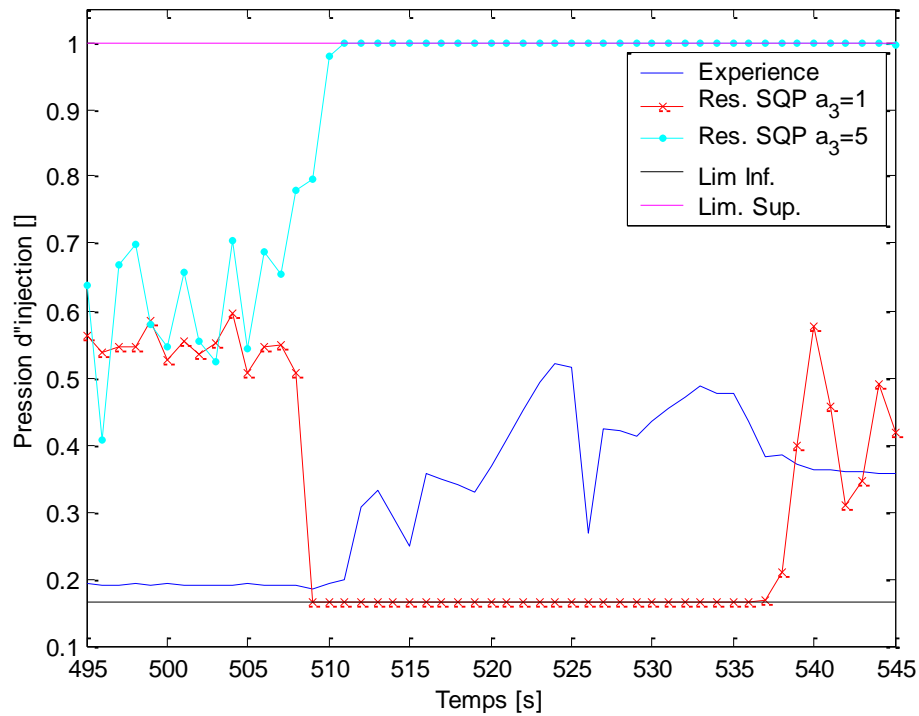


Figure 5.35 : Comparaison entre la pression d'injection obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles obtenues par optimisation de la fonction objectif en variant le facteur de pondération α_3 de l'opacité.

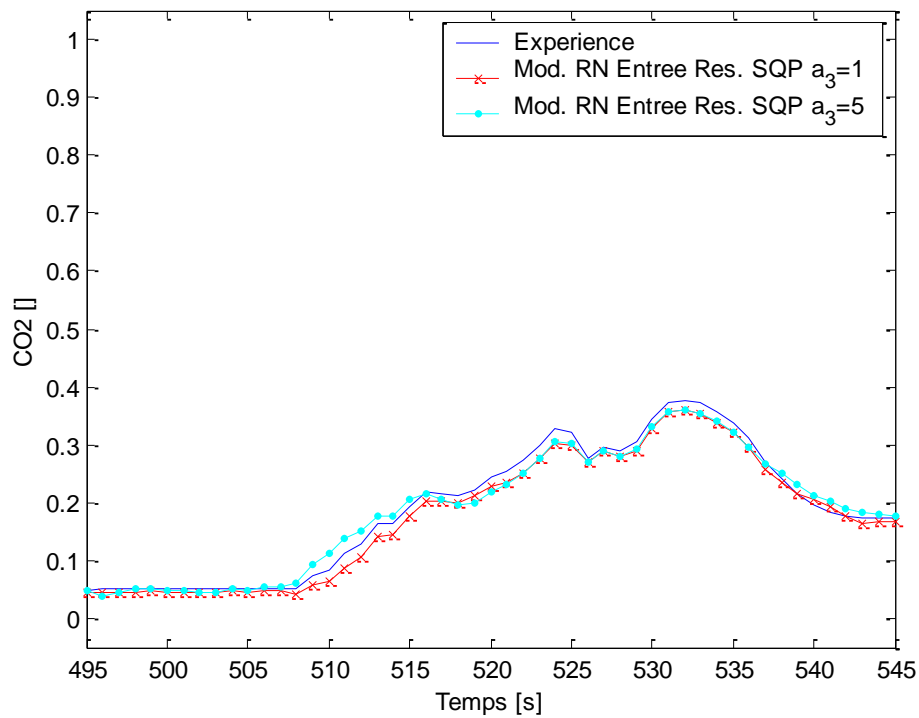


Figure 5.36 : Comparaison entre l'émission des CO_2 obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles prédites par le modèle neuronal des CO_2 en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif avec différents facteurs de pondération α_3 de l'opacité.

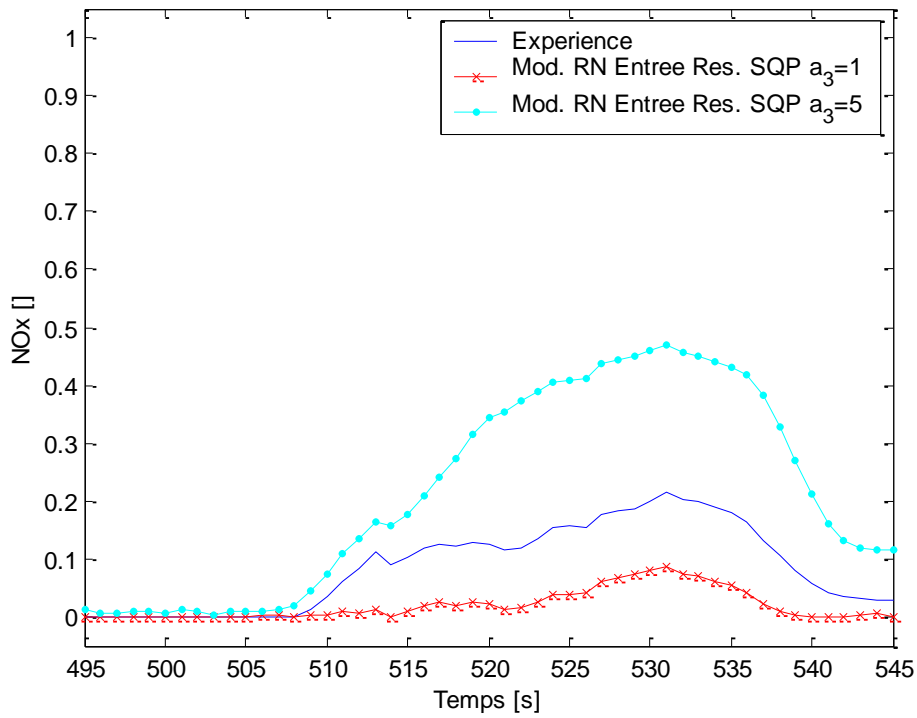


Figure 5.37 : Comparaison entre l'émission des NO_x obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles prédites par le modèle neuronal des NO_x en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif avec différents facteurs de pondération α_3 de l'opacité.

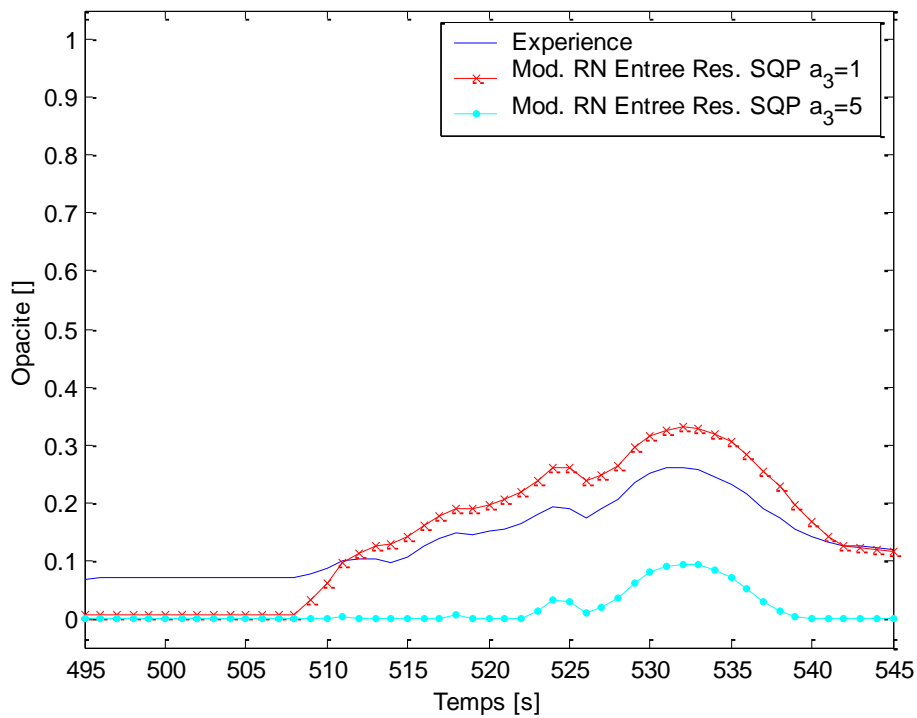


Figure 5.38 : Comparaison entre l'opacité obtenue expérimentalement en utilisant les cartographies de base du moteur optimisées expérimentalement aux bancs d'essais et celles prédites par le modèle neuronal de l'opacité en utilisant comme entrées les résultats de l'optimisation de la fonction objectif avec différents facteurs de pondération α_3 de l'opacité.

5.4.3- Synthèse sur l'optimisation des paramètres du moteur

Les modèles de moteur et les modèles d'émissions développés aux chapitres 2 à 4 ont été utilisés pour rechercher les valeurs des variables minimisant les émissions et maximisant la puissance du moteur. D'une façon générale et dans tous les cas que nous avons traité la méthode SQP a montré son efficacité pour résoudre les problèmes d'optimisation sous contraintes, non linéaires et complexes, dans un temps raisonnable.

- *L'optimisation des variables du moteur sur une trajectoire fixée a permis de trouver les valeurs optimales à attribuer aux différents paramètres de contrôle en tenant compte de la dynamique des différents processus. On a présenté les résultats de deux approches :*
 - *La première approche basée sur des modèles purement physiques, a abouti aux valeurs de la géométrie variable du turbocompresseur du moteur M1 minimisant l'opacité. Par contre elle ne peut résoudre que des problèmes d'optimisation avec des modèles prédictifs analytiques. Jusqu'à présent, on n'est pas arrivé à établir de tels modèles précis pour les polluants comme les particules ou les NO_x. Ce qui limite son exploitation.*
 - *La deuxième approche est basée sur une modélisation par réseaux de neurones. On a établi des modèles précis et fiables des polluants NO_x, CO₂ et Opacité du moteur M2 sur une trajectoire spécifique, le cycle NEDC. En fixant le débit du fuel et d'air frais et la pression de suralimentation, on a abouti à des résultats d'optimisation satisfaisants et on a pu quantifier l'effet contradictoire de la variation des variables d'optimisation, débit Pilot, avances à l'injection Pilot et Main et pression d'injection, sur l'émission des NO_x et l'opacité.*
- *Le modèle du mouvement du vilebrequin à réseaux de neurones a montré ses limites pour plusieurs raisons dont la plus importante est l'insuffisance de données d'apprentissage. Donc afin d'obtenir des solutions raisonnables du problème d'optimisation il fallait d'abord améliorer le modèle du mouvement du vilebrequin, on avait deux solutions :*
 - *Soit utiliser une base de données plus complète sollicitant le moteur dans toute sa plage de fonctionnement et refaire l'apprentissage des réseaux de neurones pour aboutir à un modèle plus fiable.*
 - *Soit construire un modèle physique du mouvement du vilebrequin qui sera nécessairement fiable et précis dans toute la zone d'étude.*
- *La modélisation physique du fonctionnement du moteur permet de définir les relations existantes entre toutes ses variables d'état et leur représentation sous forme d'équations empiriques ou semi-empiriques. Ensuite ces relations sont prises en considération sous forme de contraintes durant la résolution du problème d'optimisation. Si ces relations ne sont pas prises en compte dans les contraintes du problème, on aboutit à des résultats non réalistes comme c'est le cas du débit d'air frais et de la pression de suralimentation pour le moteur M2.*
- *L'optimisation dynamique basée sur des modèles à réseaux de neurones a permis de trouver des solutions optimales par comparaison aux données expérimentales. Les modèles des émissions ont montré qu'ils sont sensibles aux variations des paramètres même lorsqu'on utilise des données éloignées de celles exploitées lors de l'apprentissage. Les résultats d'optimisation du problème réduit (Fixation Débit gazole, débit d'air et pression de suralimentation) sont applicables sur le moteur réel et doivent être validés par des essais faits sur le banc à rouleaux.*

- *Les modèles physiques en valeurs moyennes ont montré leur efficacité à décrire le fonctionnement du moteur et les réseaux de neurones ont montré leur capacité à prédire ses émissions avec une bonne précision. Donc la modélisation idéale du moteur sera de décrire les parties du moteur par des modèles physiques et d'exprimer ses émissions par des modèles à réseaux de neurones construits à partir des données expérimentales collectées sur toute la plage de son fonctionnement.*

5.5- Contrôleur dynamique à réseaux de neurones

L'intégration des cartographies dynamiques multidimensionnelles précédentes dans un algorithme de contrôle du moteur est conditionnée par la puissance du calculateur, la taille de sa mémoire et le nombre de paramètres de contrôle à gérer. Par conséquent l'application directe de ces cartographies sur un moteur moderne de 10 à 16 paramètres est irréaliste. Elles doivent être remplacées par un outil permettant la prédiction de ces paramètres en temps réel. On propose de construire un contrôleur à réseaux de neurones en se basant sur ces cartographies. Ce choix est justifié par les raisons suivantes ; les réseaux de neurones prédisent les valeurs optimales des paramètres de contrôle avec une erreur désirée avec un temps de calcul très court. Toutes ces qualités font d'eux d'excellents contrôleurs.

Dans cette partie, on va présenter les différentes étapes de la construction d'un contrôleur à réseau de neurones du moteur M1, ainsi que les résultats obtenus en intégrant ce contrôleur dans des simulations en temps réel [29].

Notons que le travail fait sur les moteurs M2 et M3 ne permet pas d'élaborer des contrôleurs dynamiques puisque le contrôleur du moteur devrait être capable de contrôler le moteur dans toute sa plage de fonctionnement alors que la modélisation des moteurs M2 et M3 est basée sur une trajectoire spécifique. L'efficacité et la précision des modèles à réseaux de neurones se détériorent lorsqu'on s'éloigne des entrées utilisées dans la base d'apprentissage (caractéristique des réseaux de neurones). Donc afin de réaliser l'optimisation dynamique de leurs émissions sur toute la plage de leur fonctionnement et par suite pour créer un contrôleur dynamique à réseaux de neurones du moteur, il faudrait élargir la base d'apprentissage.

5.5.1- Base de données optimales

Le processus d'optimisation du moteur M1 sur des trajets dynamiques décrit au sous-paragraphe 5.4.1 est exploité pour créer une large base de données contenant les valeurs optimales des variables d'optimisation. Les trajectoires dynamiques (débit de fuel et couple résistant) sont choisies de manière à couvrir toute la plage de fonctionnement du moteur avec des pentes plus ou moins sévères : figures 5.1.a et 5.2.a. Les amplitudes de variation du débit fuel et du couple résistant sont au nombre de 5 pour 2 pentes différentes, soit 60 trajectoires. L'optimisation de la fonction "objectif" sous contraintes fournit les valeurs des 7 variables d'optimisation (pression d'admission et d'échappement, masse d'air d'admission et des gaz d'échappement, vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur et la géométrie variable du turbocompresseur) sur les 60 trajectoires dynamiques. Les valeurs du débit du fuel et des 5 variables (pression d'admission et d'échappement, vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur et la géométrie variable du turbocompresseur) aux différents instants, constituent la base d'apprentissage du réseau de neurones pour contrôler la géométrie variable de la turbine.

5.5.2- Architecture du contrôleur neuronal

Pour construire le réseau de neurones, nous avons utilisé « neural network toolbox » sous Matlab. La structure du réseau de neurones du contrôleur (Figure 5.39) est identique à celle décrite au paragraphe 3.1. La couche cachée est formée de 50 neurones. Les entrées du réseau sont les variables du moteur qui ont une certaine influence sur détermination de la position de la géométrie variable du turbocompresseur et qui sont en même temps accessibles et mesurables sur un véhicule réel pour que le réseau de neurones soit pertinent. D'où par essais/erreurs, on a choisi les entrées suivantes : le débit de fuel, la vitesse de rotation du vilebrequin et du turbocompresseur, la pression d'admission et la pression d'échappement aux instants t_i, \dots, t_{i-3} et la position de la géométrie variable de la turbine aux instants t_{i-1}, \dots, t_{i-3} .

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{m}_f(t_i), w(t_i), p_a(t_i), p_e(t_i), w_{tc}(t_i), \\ \dot{m}_f(t_{i-1}), w(t_{i-1}), p_a(t_{i-1}), p_e(t_{i-1}), w_{tc}(t_{i-1}), GV(t_{i-1}), \\ \dot{m}_f(t_{i-2}), w(t_{i-2}), p_a(t_{i-2}), p_e(t_{i-2}), w_{tc}(t_{i-2}), GV(t_{i-2}), \\ \dot{m}_f(t_{i-3}), w(t_{i-3}), p_a(t_{i-3}), p_e(t_{i-3}), w_{tc}(t_{i-3}), GV(t_{i-3}) \end{array} \right\} \quad (\text{Eq. 5.21})$$

Le pas de discrétisation $(t_i - t_{i-1})$ doit être supérieur au temps de réponse des capteurs et d'actionneurs pour que le calculateur ait eu suffisamment de temps pour traiter les informations venant des capteurs et calculer la nouvelle position optimale de la géométrie variable à travers le réseau de neurones. On a donc choisi un pas égal à 0.1 s. La sortie du réseau est naturellement la position de la géométrie variable à l'instant $t_i : GV(t_i)$.

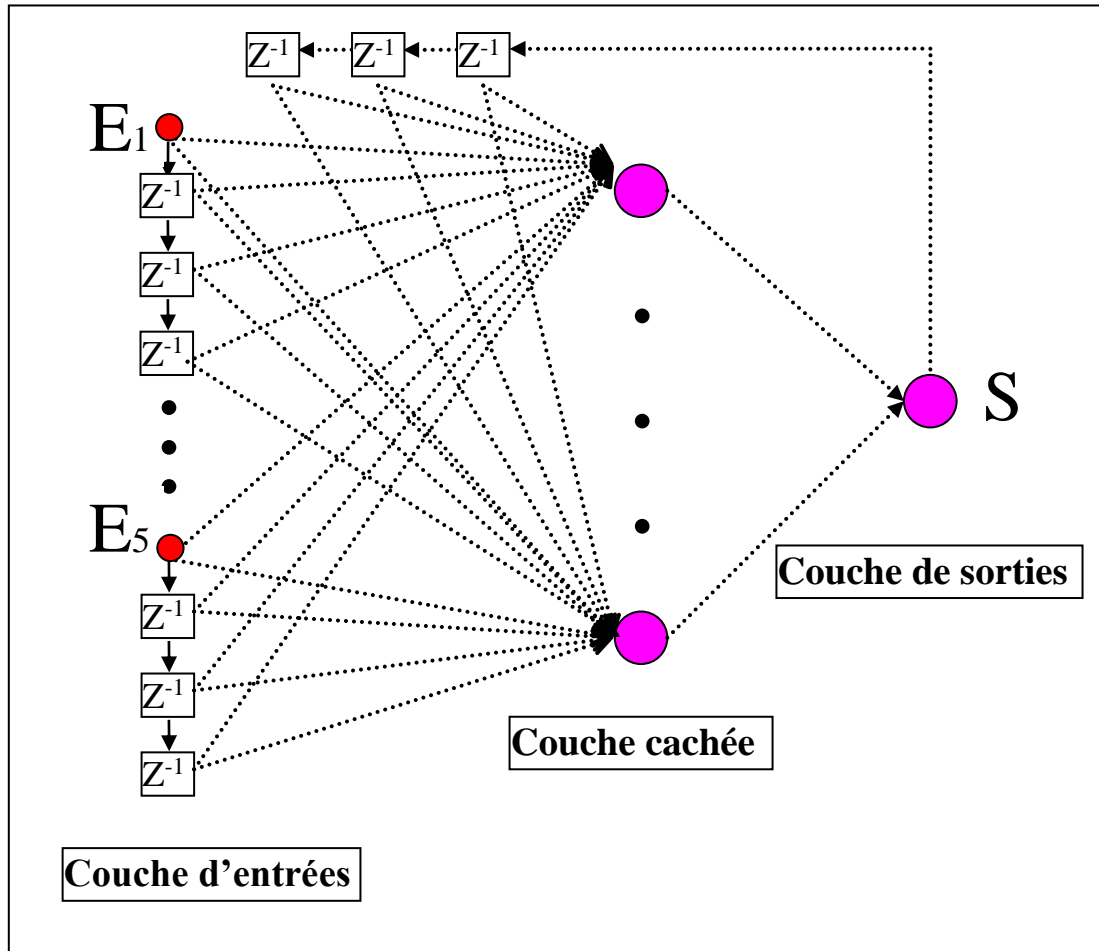


Figure 5.39 : Architecture du réseau de neurones du contrôleur du moteur M1.

5.5.3- Validation

Les figures 5.40 et 5.41 montrent les résultats obtenus pour 4 des 7 variables à optimiser sur deux trajets dynamiques correspondants à la base de données optimales créée au sous-paragraphe 5.5.1. Les figures 5.40.b et 5.41.b présentent une comparaison entre les sorties du contrôleur à réseau de neurones et les positions optimales de la géométrie variable du turbocompresseur. On note que le premier trajet (Figure 5.40) est inclus dans la base d'apprentissage du contrôleur neuronal alors que le second (Figure 5.41) permet l'illustration de la capacité du réseau à prédire les positions optimales de la géométrie variable du turbocompresseur lorsqu'il est soumis à de nouvelles entrées. On remarque que les valeurs optimales des cartographies multidimensionnelles (cf paragraphe 5.5.1) et celles prédites par le contrôleur sont en excellent accord (Figures 5.40.b-5.41.b).

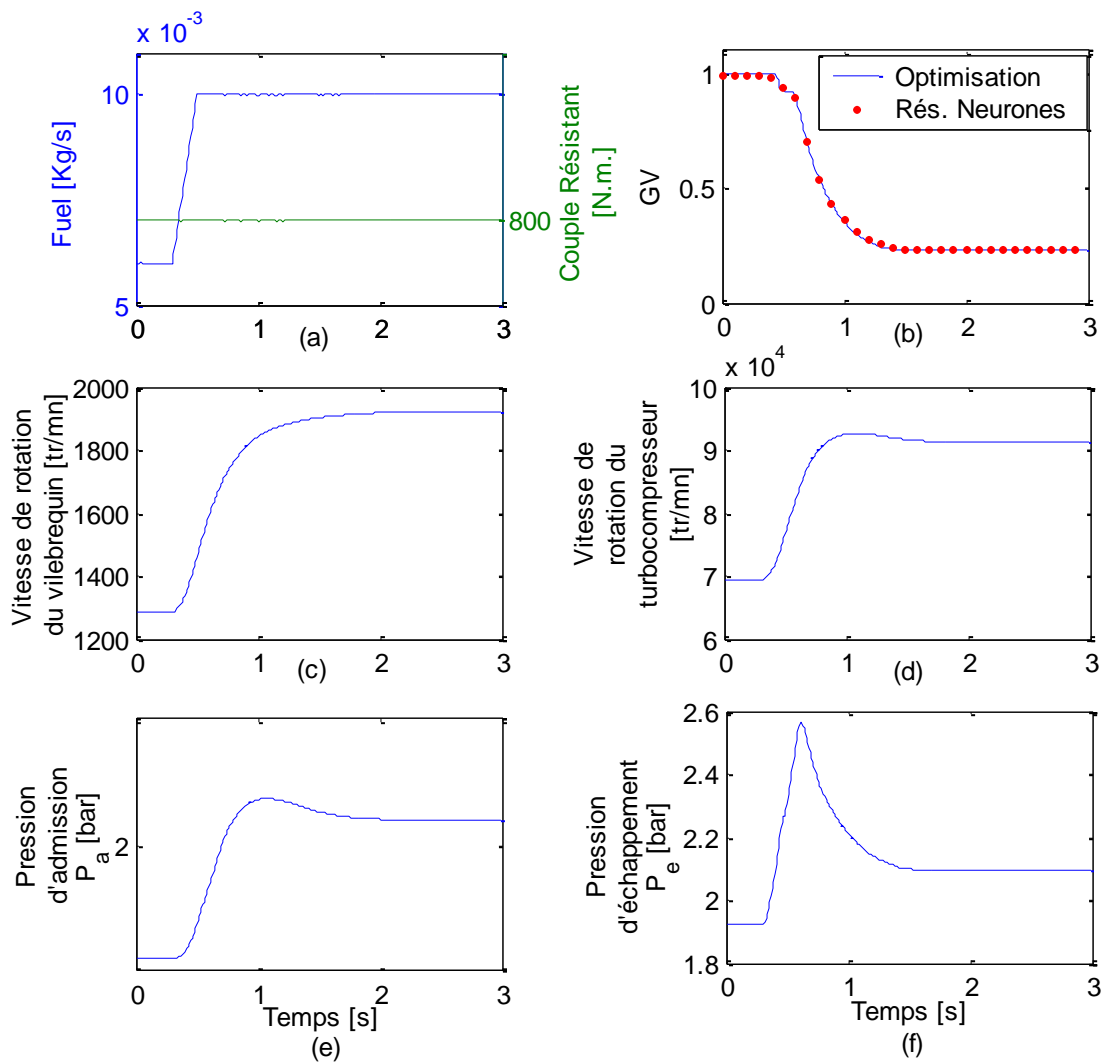


Figure 5.40 : Résultats du réseau de neurones – Exemple inclus dans les données d'apprentissage.

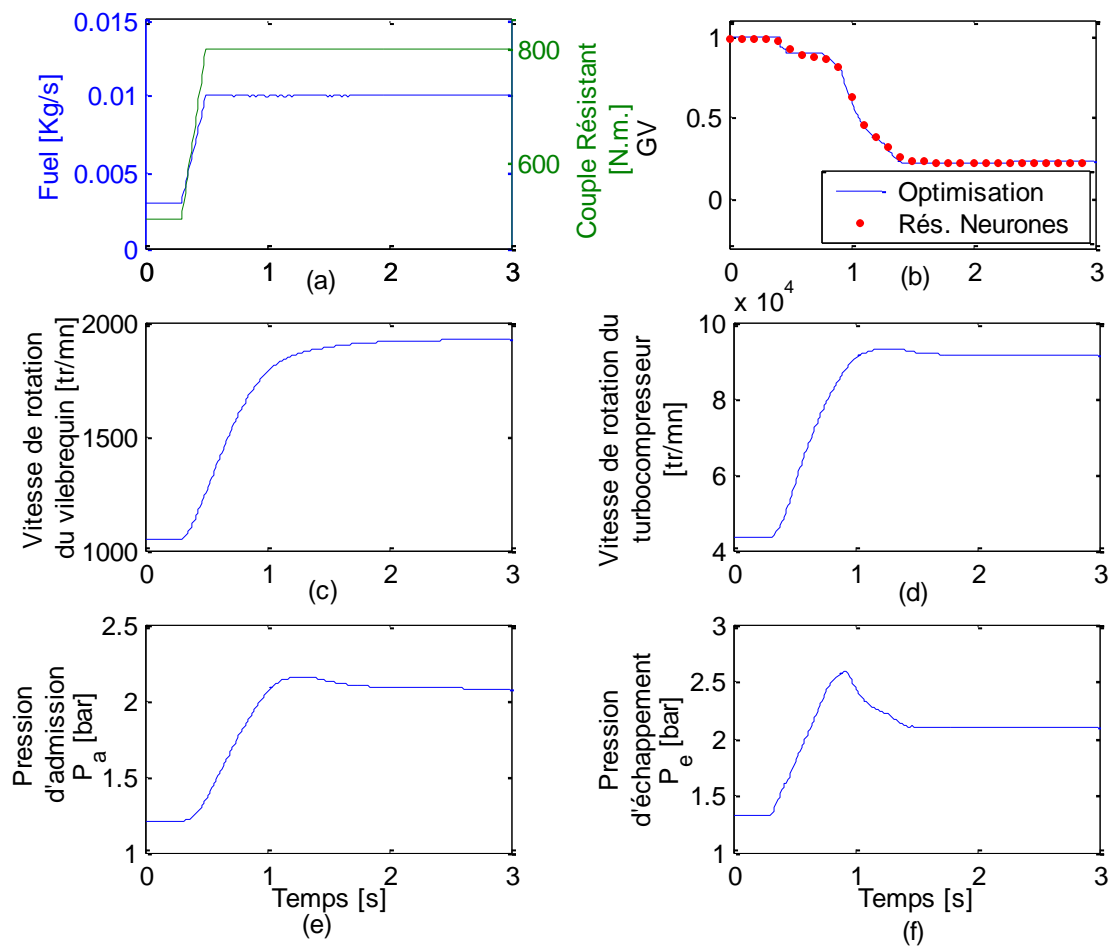


Figure 5.41 : Résultats du réseau de neurones – Exemple non inclus dans les données d'apprentissage.

5.5.4- Intégration du contrôleur neuronal dans des simulations en temps réel

Dans cette partie, le contrôleur à réseaux de neurones est intégré dans des simulations en temps réel basées sur les modèles en valeurs moyennes construits au chapitre 2 pour tester sa capacité à prédire la position optimale de la géométrie variable et à contrôler le moteur en temps réel (Figure 5.42). Les résultats sont en excellent accord avec les valeurs optimales obtenues par optimisation dynamique du moteur (Figure 5.43).

5.5.5- Conclusion

Les réseaux de neurones ont permis l'application « On Line » des résultats de l'optimisation dynamique obtenus « Off Line » sur des simulations du moteur M1 (Figure 5.43). Le contrôleur neuronal a prédit correctement les valeurs optimales de la géométrie du turbocompresseur minimisant l'opacité (Figure 5.43.h) et les résultats des simulations montrent l'efficacité de ces réseaux. Le problème évoqué ici est simple avec un seul paramètre à contrôler mais la méthode est universelle et applicable à des problèmes plus complexes à plusieurs paramètres de contrôle.

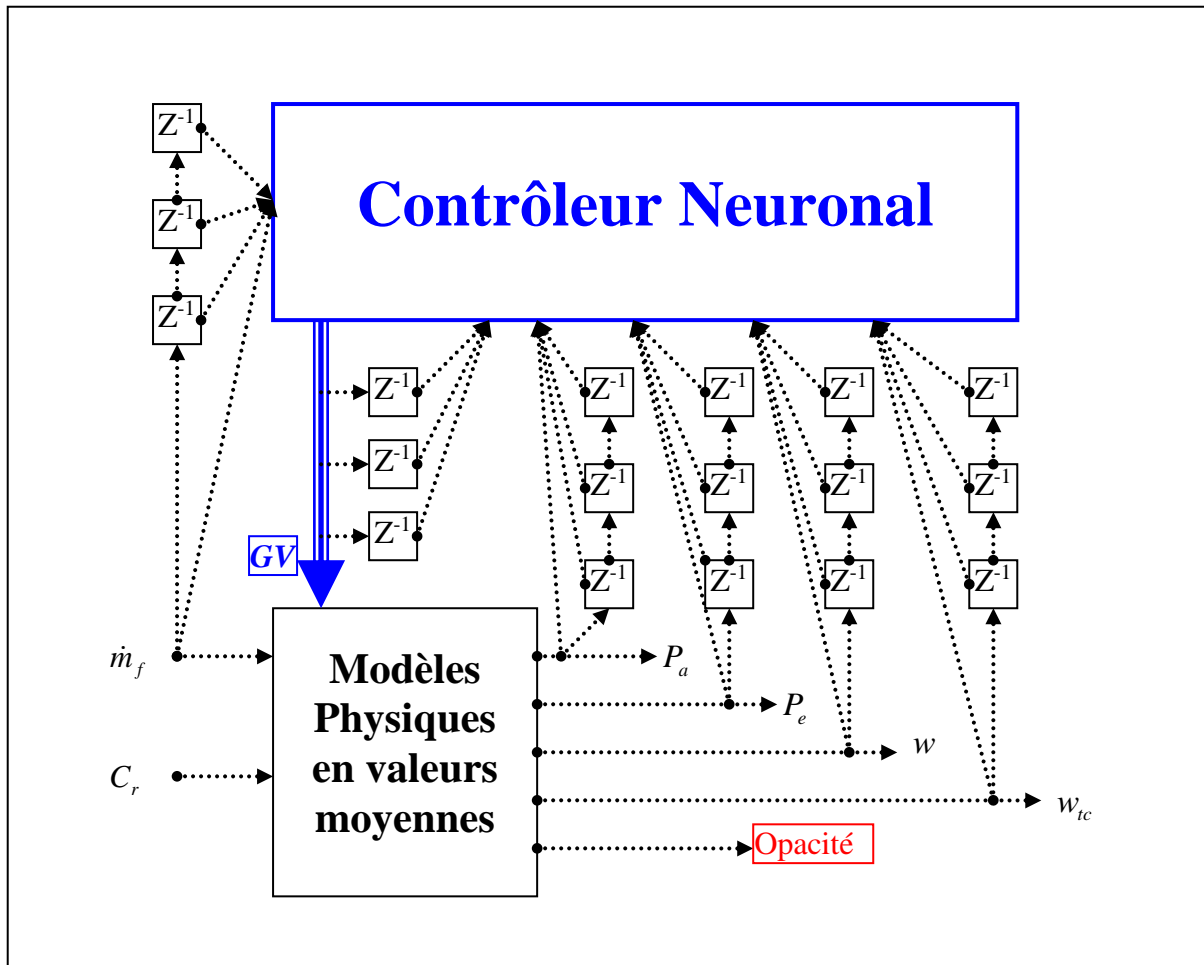


Figure 5.42 : Schéma descriptif de l'intégration du contrôleur neuronal dans des simulations en temps réel en se basant sur les modèles physiques en valeurs moyennes du moteur

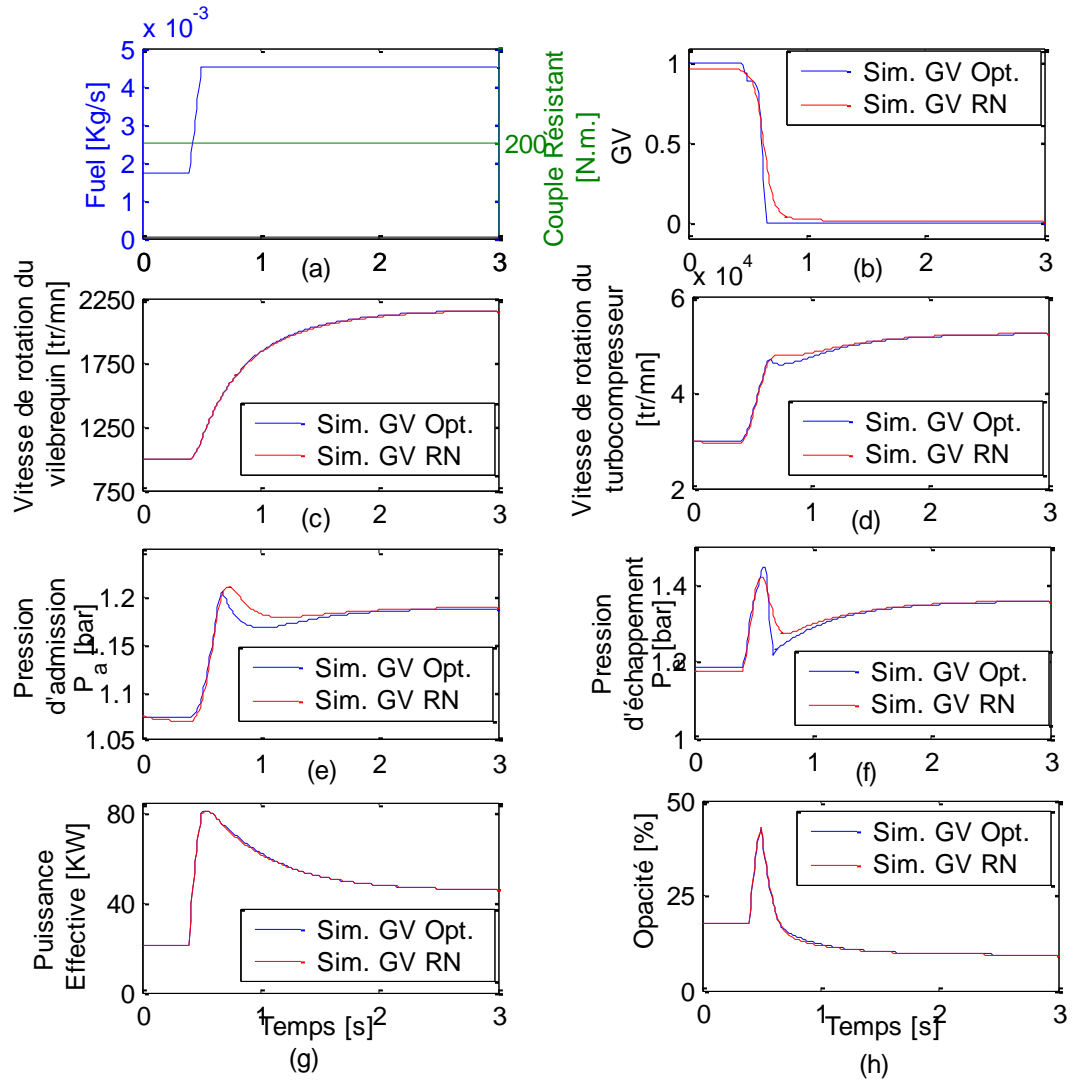


Figure 5.43 : Résultats de l'intégration du contrôleur neuronal dans des simulations en temps réel.

Chapitre 6 Conclusions générales et Perspectives

6.1- Conclusions

Nous avons développé dans ce travail un contrôle générique du moteur Diesel minimisant ses émissions en régime dynamique, basé sur des modèles de plusieurs moteurs et de leurs émissions.

Les modèles physiques et à réseaux de neurones

1. Les modèles physiques du moteur M1 en valeurs moyennes ont permis la prédiction de son comportement dynamique à travers la variation de ses variables d'état. L'identification des coefficients de ces modèles est faite à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques et obtenues par balayage du couple effectif et de la vitesse de rotation du vilebrequin entre leurs valeurs minimales et maximales.
2. Les émissions du moteur engendrent des phénomènes physico-chimiques complexes. Les modèles physiques de ses émissions reposent sur un maillage tridimensionnel de la chambre de combustion et une description de la formation et de l'oxydation des différents composants dans des codes CFD. Ces modèles sont lourds et prennent beaucoup de temps pour converger vers une solution, sur des très gros calculateurs. Les résultats des chapitres 3 et 4 montrent que les réseaux de neurones offrent un outil bien adapté pour modéliser en dynamique les émissions gazeuses du moteur. Ces modèles sont fiables, précis et flexibles et nécessitent un temps de calcul réduit sur un ordinateur de type PC.
3. On a réussi à modéliser les émissions des moteurs M2 et M3 sur le trajet spécifique correspondant au cycle NEDC. Les données expérimentales utilisées dans l'élaboration des modèles sont limitées à des essais faits sur le cycle NEDC avec changement des valeurs mémorisées des cartographies de base. Cette modélisation spécialisée permet la réduction du nombre des essais expérimentaux et l'augmentation de la précision des modèles dans les zones d'intérêt.
4. Les modèles en valeurs moyennes ont montré leur efficacité à décrire le fonctionnement du moteur et les réseaux de neurones ont montré leur capacité à prédire avec une bonne précision ses émissions. La modélisation idéale du moteur sera donc de décrire son comportement par des modèles physiques et d'exprimer ses émissions par des modèles à réseaux de neurones.

Les cartographies dynamiques

5. Un moteur est jugé (Normes Européennes) à partir du cumul de ses polluants émis sur un trajet dynamique comme par exemple le cycle NEDC. Les méthodes classiques d'optimisation minimisent les polluants en régime statique. Ensuite les paramètres de contrôle sont adaptés au comportement dynamique du moteur par un simple calibrage sur le banc à rouleaux. Nous proposons de minimiser directement le cumul des polluants tout au long du cycle de conduite.
6. L'optimisation dynamique proposée prend en considération le comportement dynamique du moteur en minimisant le cumul de ses émissions et en maximisant le cumul de sa puissance effective sur un trajet dynamique. En choisissant cette forme intégrale de la fonction "objectif" sur un trajet dynamique, les valeurs optimales des

paramètres de contrôle fournies par le processus d'optimisation n'ont plus besoin d'aucune correction dynamique ou traitement auxiliaire.

7. La méthode de recherche des paramètres optimaux en dynamique peut également être utilisée pour rechercher ces paramètres en régime statique et identifier les cartographies statiques optimales du moteur. Pour cela il suffit de remplacer l'optimisation sur un trajet par l'optimisation sur un point de fonctionnement et la somme pondérée des intégrales des critères par la somme pondérée des critères.

Le contrôleur neuronal

8. Actuellement, les algorithmes de contrôle du moteur sont tous basés sur l'interpolation des cartographies statiques obtenues par optimisation expérimentale. En plus du temps considérable pris pour tracer ces cartes, le degré du succès du processus est totalement dépendant des expertises des personnels et de leur jugement et on se contente la plupart du temps d'une solution approchée du calibrage optimal du moteur. La méthodologie proposée offre une méthode objective de recherche des paramètres optimaux du moteur en prenant en compte les différents critères d'optimisation et le comportement dynamique du moteur. L'optimisation dynamique nécessite un temps de calcul important. Donc elle n'est pas directement applicable sur un véhicule. Elle est utilisée « Off Line » pour construire une large base de données. Elle est basée sur un nombre limité d'essais expérimentaux avec des paramètres de contrôle non calibrés et elle est indépendante du nombre de paramètres de contrôle utilisés.
9. La méthode de recherche des paramètres optimaux en dynamique peut aussi être utilisée pour déterminer les coefficients optimaux d'un contrôleur (PID) ou d'un correcteur dynamique qu'on souhaite intégrer sur le calculateur du moteur. Dans ce cas, les paramètres de contrôle du moteur ne pourront pas varier librement au cours du temps, leur variation sera gouvernée par l'algorithme de contrôle utilisé et ses coefficients qui seront identifiés en minimisant la fonction "objectif" sur le trajet désiré.
10. Les valeurs des paramètres de contrôle fournies par l'optimisation constituent les cartographies multidimensionnelles à partir desquelles est élaboré un contrôleur à réseaux de neurones qui lui pourra fonctionner « On Line ».
11. Le contrôleur neuronal donne directement les valeurs finales des paramètres de contrôle en fonction de la dynamique du moteur et des paramètres d'environnement (la température de l'eau, de l'air ambiant,...). Ces valeurs n'exigent aucune correction ou traitement auxiliaire.
12. On a réussi à créer un contrôleur neuronal permettant de gérer la géométrie variable du turbocompresseur. Les valeurs prédites par le contrôleur intégré dans des simulations en temps réel sont en excellent accord avec les valeurs optimales de la géométrie variable du turbocompresseur obtenues par l'optimisation dynamique.

6.2- Perspectives

Les perspectives du travail entrepris dans cette thèse sera de :

1. Valider par des essais sur le banc à rouleaux les résultats d'optimisation obtenus sur le moteur M2 en fixant le débit de fuel et d'air frais et la pression de suralimentation pour vérifier le comportement des polluants NO_x et opacité.
2. Faire l'optimisation des émissions du moteur M3 et valider les résultats par des essais sur le cycle NEDC.

3. Intégrer le contrôleur à réseaux de neurones sur le calculateur du moteur M1 et le tester sur des applications réelles après qu'il a montré sa capacité à gérer la géométrie variable du turbocompresseur sur des simulations en temps réel.
4. Etablir un contrôleur à réseaux de neurones gérant plusieurs paramètres de contrôle. Il est donc nécessaire de modéliser le moteur en valeurs moyennes et d'étendre la modélisation de ses émissions par des réseaux de neurones du cycle NEDC à toute la plage de fonctionnement du moteur. Ensuite ces modèles seront utilisés pour résoudre le problème d'optimisation dynamique qui fournira les cartographies dynamiques multidimensionnelles qui seront la base d'apprentissage du contrôleur à réseaux de neurones.

ANNEXES

Annexe A - Les moyens pour limiter les émissions

Dans cette annexe on va décrire les différentes méthodes connues pour réduire les émissions provenant du domaine des transports. Une partie de ces méthodes est exploitée sur les véhicules modernes et l'autre partie constitue les sujets de recherche actuels des motoristes et des ingénieurs mécaniciens.

A.1- Le Post-traitement

Le post-traitement est la réduction des polluants après leur production dans la chambre de combustion, c'est un traitement spécial des gaz dans des appareils particuliers ajoutés au système d'échappement afin d'éliminer les produits indésirables. Dans les moteurs Diesel, on distingue différents types des systèmes de post-traitement [4] :

A.1.1- Les filtres à particules FAP

Les filtres à particules sont utilisés pour emmagasiner les particules émises du moteur afin d'être brûlées ultérieurement et transformées en CO_2 et H_2O . La régénération du filtre par combustion des particules nécessite une température des gaz d'échappement dépassant 550°C , ce qui exige l'addition en parallèle d'un processus de régénération du filtre qui peut être une post-injection du gazole, un chauffage électrique ou encore l'utilisation d'additif à base de cérine ajouté au réservoir du gazole [5].

A.1.2- Les catalyseurs d'oxydation (Diesel Oxydation Catalyst DOC)

Ce sont en général des monolithes en cordiérite de type nid d'abeille sur lesquels on dépose un « wash-coat » à base de silice ou d'alumine pour y mettre une phase active de métaux précieux telle que le Platine, le Rhodium ou le Palladium [36]. Ils sont utilisés pour transformer les HC et CO et les COV (composés organiques volatiles) liquides en CO_2 et H_2O .

A.1.3- Les systèmes CRT modulaires (Continuously Regenerating Technology)

Les systèmes CRT modulaires sont formés d'un catalyseur d'oxydation et d'un filtre à particules en série (Figure A.1). Ils sont utilisés pour réduire les HC, les CO et les particules et ils ont l'avantage de transformer les suies à basse température (250°C) en CO_2 et H_2O [36]. Ils nécessitent l'utilisation d'un gazole avec une faible teneur en soufre pour ne pas polluer le catalyseur.

A.1.4- Les pièges à NO_x

Il s'agit de capturer les NO_x grâce à l'action catalytique de métaux précieux (platine) puis de les fixer grâce à un autre composant, du baryum, et enfin de libérer un nouveau composé par l'action d'un troisième métal, le rhodium lors des périodes de régénération du système par post injection sous l'effet des mélanges gazeux riches en HC. Ils nécessitent l'utilisation d'un gazole avec une faible teneur en soufre pour ne pas aboutir à un colmatage des pièges [37].

A.1.5- Les systèmes SCR (Selective Catalytic Reduction)

Les émissions des NO_x sont traitées par addition d'urée qui se transforme en ammoniacque, réducteur des NO_x. En plus les systèmes SCR permettent la réduction d'une partie des émissions des HC (à peu près 30 %). Mais l'exploitation de ces systèmes nécessite la construction d'un réseau global de distribution d'urée en Europe.

A.1.6- Le traitement des NO_x par plasma froid

C'est une nouvelle voie explorée actuellement. Le plasma est un milieu gazeux ionisé à très haute température semblable à celui des étoiles. Les gaz d'échappement sont alors soumis à un champ électrique intense pulsé qui a pour effet la réduction des NO en NO₂ en premier temps et puis en N₂. Les avantages de ce traitement est qu'il est indifférent à l'empoisonnement par le soufre et qu'il est efficace même à faible température (moins de 100°C) où les autres catalyseurs sont inactifs.

A.1.7- Les catalyseurs à 4 voies

Ils sont conçus pour simultanément réduire les quatre polluants principaux du moteur Diesel (HC, CO, NO_x et Particules). Les systèmes DPNR (Diesel Particulate NO_x Reduction) associent un piège à NO_x avec un filtre à particules (Figure A.2). La régénération du catalyseur se fait en créant un mélange riche dans le catalyseur lors d'un cycle artificiel. Cette solution est efficace mais engendre une augmentation de la consommation de gazole, et donc du dégagement des CO₂. Le catalyseur nécessite aussi l'utilisation d'un carburant avec une faible teneur en soufre pour ne pas obstruer les pores du piège.

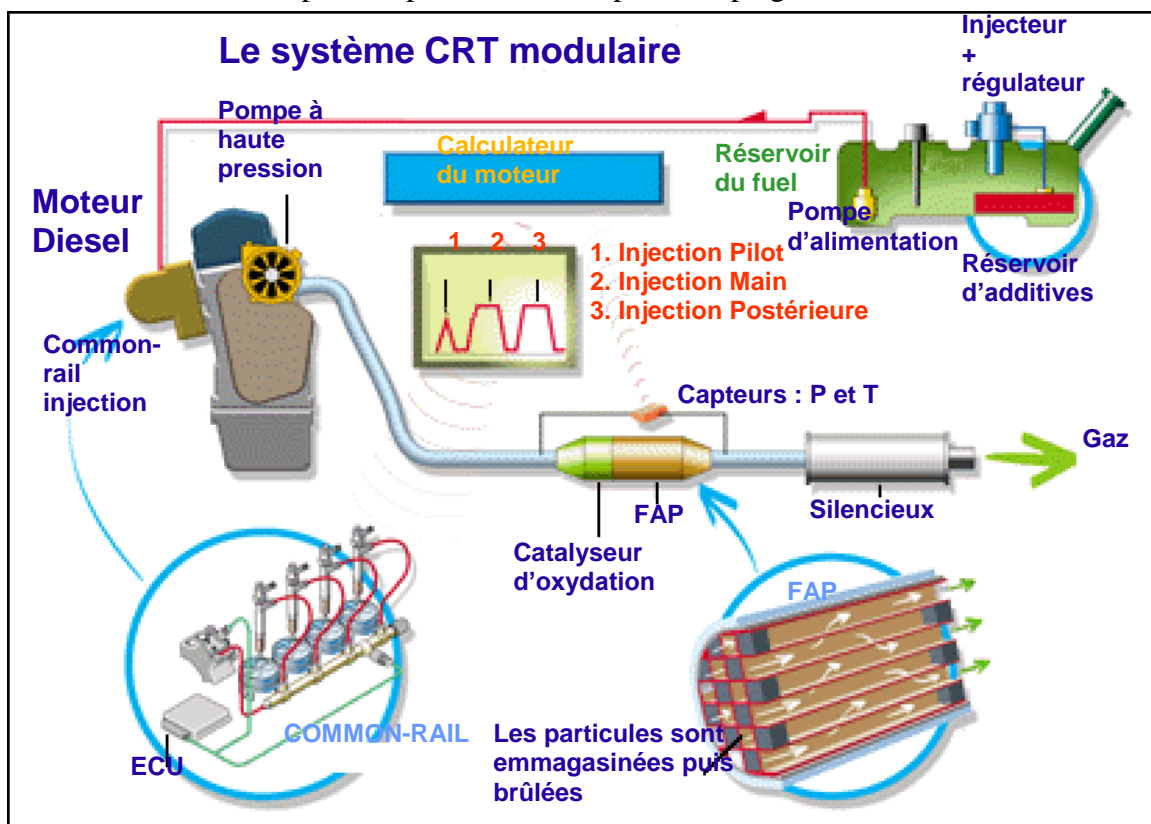


Figure A.1 : Le système CRT modulaire [4].

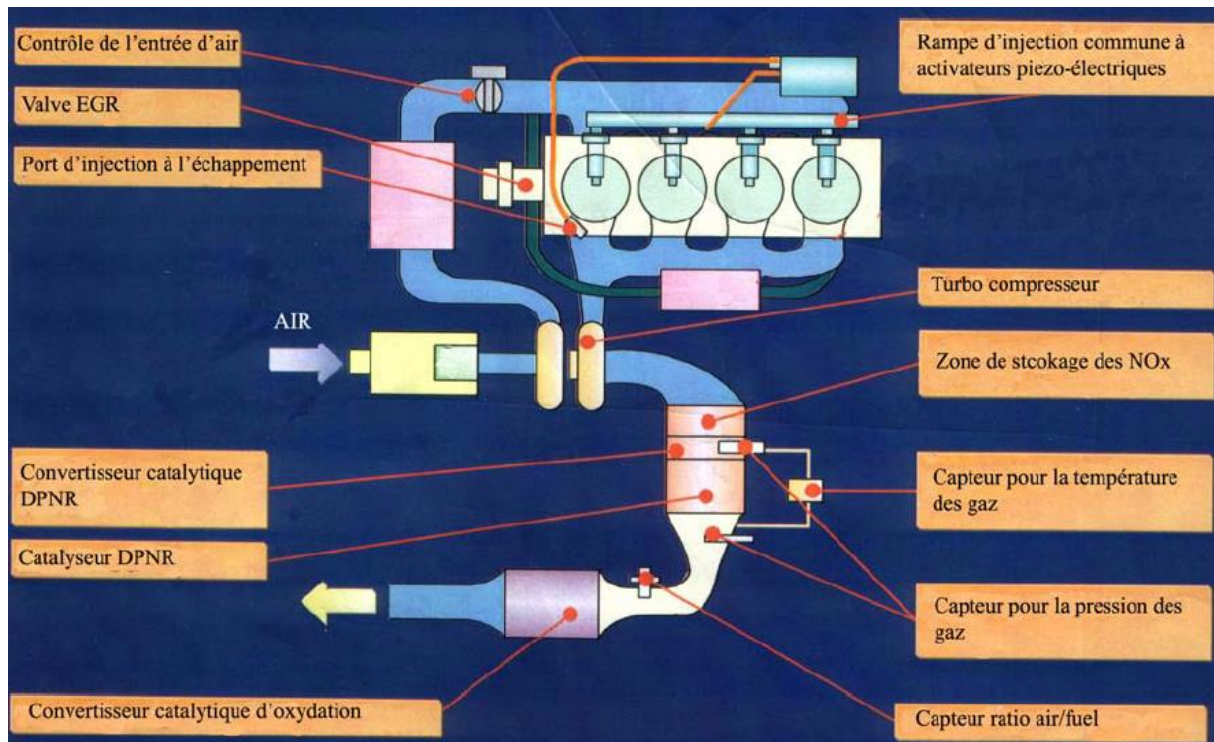


Figure A.2 : Le système post traitement DPNR de Toyota [Source Toyota].

A.2- Améliorations de la technologie moteur :

Le transport routier est une source importante de pollution de l'environnement, mais en même temps, il joue un rôle essentiel dans la vie quotidienne des êtres humains, c'est une façon de vivre à laquelle nous sommes dépendants, un moyen qu'on ne peut ni supprimer, ni remplacer. Face à ce problème, les ingénieurs automobiles ont cherché à trouver des solutions efficaces en travaillant sur le perfectionnement de la technologie moteur, leur but est d'arriver à un moteur qui consomme peu et pollue moins mais en même temps un moteur fiable et autonome qui assure le confort et les besoins de ses clients. La technologie du moteur peut être classée suivant trois phases :

- Technologies matures.
- Technologies en développement.
- Technologies naissantes.

A.2.1- Technologies matures.

Les technologies matures sont des technologies bien développées et mises au point, elles sont déjà intégrées sur les moteurs modernes. Dans la suite on va citer les techniques les plus importantes et largement connues.

A.2.1.1- Les turbocompresseurs à géométrie variable (VGT)

Les turbocompresseurs à géométrie variable sont utilisés pour assurer un meilleur remplissage en air des cylindres afin d'améliorer le rendement énergétique du moteur tout en récupérant une partie de l'énergie rejetée à l'extérieur à travers le système d'échappement [35]. Le changement de l'angle d'inclinaison des ailettes directrices de la turbine permet la variation de la section efficace traversée par les gaz d'échappement pour s'adapter au besoin du moteur et améliorer sa performance. Donc le turbocompresseur récupère la plus grande partie de

l'énergie des gaz à bas régime et en pleine charge et juste une partie de cette énergie au haut régime et à faible charge, selon la demande du conducteur, le besoin du moteur et les limites mécaniques de destruction du turbocompresseur.

Ses applications sont diverses dont les plus importantes dans le domaine de la réduction des polluants sont :

- La combustion à faible rapport de compression
- Le Downsizing [40].

La combustion à faible rapport de compression permet la réduction de la puissance dissipée par frottements internes et par suite la réduction de la consommation du carburant. La perte de puissance associée à la diminution du taux de compression est compensée par la suralimentation du moteur à l'aide d'un turbocompresseur à géométrie variable.

Le Downsizing est la réduction de la cylindrée du moteur afin de minimiser l'inertie des pistons et bielles en mouvement et la puissance perdue par frottements internes tout en préservant les performances du moteur.

A.2.1.2- L'injection Common Rail

Le système d'injection Common Rail permet un dosage plus précis du gazole et l'amélioration de sa pulvérisation, afin de créer des mélanges plus homogènes air-carburant, grâce au choix de la pression d'injection pour chaque point de fonctionnement moteur. Aussi l'utilisation des injecteurs HP de grande précision et à réponse rapide a permis de mieux contrôler le temps, la pression, la durée et le nombre des différentes injections du carburant faites sur un cycle thermodynamique. Cela se traduit par un meilleur contrôle du processus de la combustion et de la production des polluants et par suite une réduction des émissions [13].

Le système d'injection Common Rail est constitué principalement des dispositifs suivants (Figure A.3) [Delphi] :

- Un calculateur permettant le contrôle électronique de l'ensemble du système.
- Un filtre à carburant
- Une pompe haute pression. Le carburant est aspiré du réservoir à travers le filtre jusqu'à la pompe Haute Pression, grâce à une pompe de transfert intégrée dans cette dernière. La pompe de transfert permet l'augmentation de la pression du gazole à une pression intermédiaire appelée pression de transfert. Ensuite la pompe Haute Pression met sous haute pression le gazole et l'accumule dans le Rail. Elle mesure avec précision le volume de gazole compressé afin de fournir la pression et la quantité de gazole demandées par l'ECU.
- L'accumulateur Haute Pression (rail). C'est un petit réservoir de carburant sous haute pression. Il permet l'alimentation, à pression constante, des injecteurs en gazole.
- Les injecteurs à commande électronique. Ils sont contrôlés par l'ECU et assurent avec précision l'introduction du volume nécessaire de gazole au moment adéquat dans les cylindres.
- Les tubes Haute pression. Ils permettent l'alimentation du rail et des injecteurs par le gazole sous haute pression.
- Les tubes Basse Pression. Ils permettent la récupération du retour de gazole de l'injecteur et de la pompe et son réacheminement vers le réservoir.

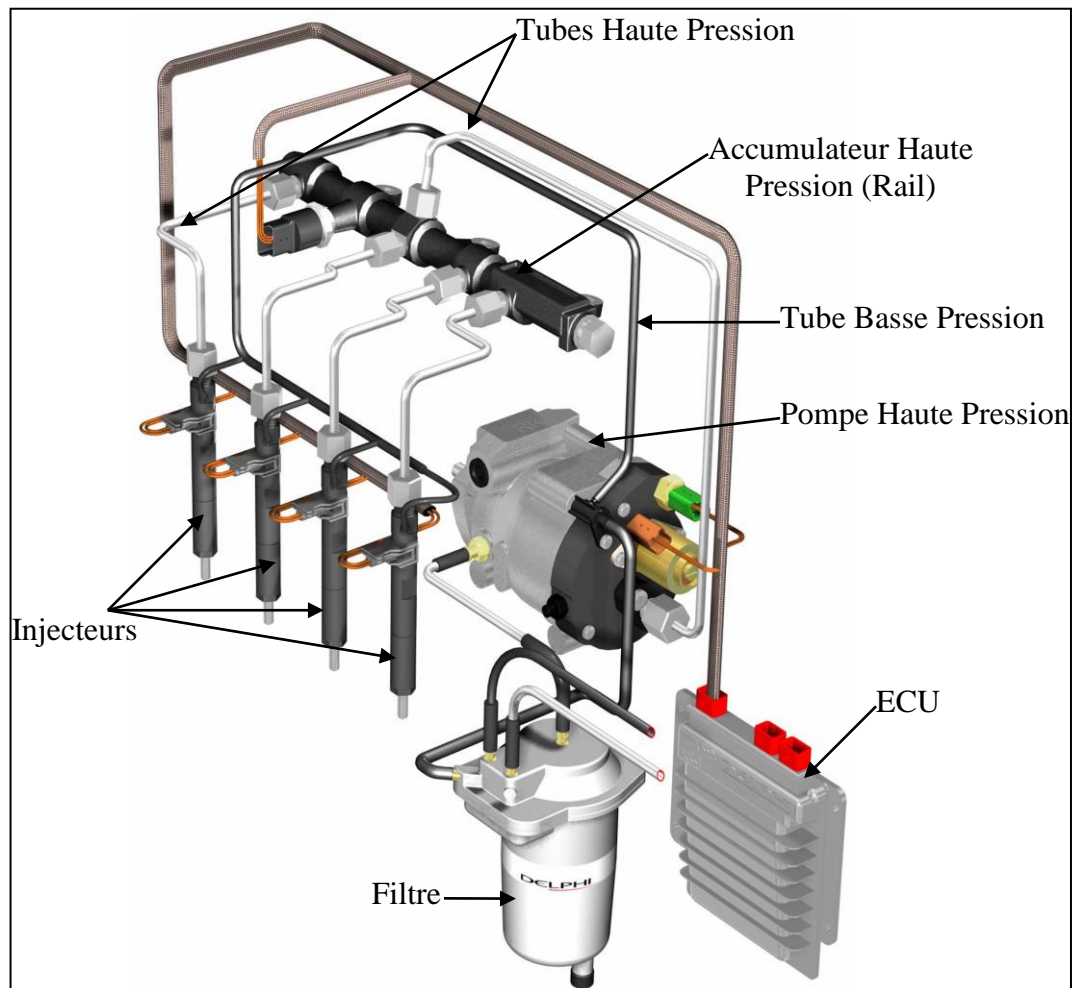


Figure A.3 : Schéma descriptif du système d'injection Common Rail [Source Delphi].

A.2.1.3- La recirculation des gaz d'échappement

La recirculation des gaz d'échappement (EGR, exhaust gas recirculation) est actuellement le système le plus répandu permettant la réduction des émissions des oxydes d'azote. La dilution de l'air frais provenant du compresseur avec une fraction des gaz d'échappement a comme effet la diminution de la quantité d'oxygène présente dans la chambre de combustion. Il s'ensuit une réduction de la température maximale atteinte lors de la combustion et par suite de la formation et émission des NO_x [10]. En parallèle, l'utilisation du turbocompresseur à géométrie variable assure le débit d'air frais nécessaire pour fournir la puissance désirée par le conducteur.

A.2.1.4- Le contrôle moteur

Le calculateur du moteur calcule en permanence les valeurs optimums des paramètres de contrôle à appliquer aux différents actionneurs pour assurer le bon fonctionnement du moteur et les besoins du conducteur tout en minimisant la consommation du carburant et les émissions des polluants. Il analyse en temps réel les signaux provenant des divers capteurs installés sur le véhicule et il communique avec les calculateurs auxiliaires présents dans le véhicule (comme le calculateur d'injection, de la boîte de vitesse, du système d'antipatinage des roues ASR...) afin de renforcer leurs fonctions. Donc l'aptitude du calculateur du moteur à prédire les bonnes valeurs des réglages et les appliquer correctement aux différents

actionneurs est une tâche essentielle pour réduire la consommation spécifique du carburant et les émissions des polluants. Si le contrôle moteur est bien maîtrisé en régime stationnaire, il reste des progrès important à réaliser en régime transitoire.

A.2.1.5- La réduction de la masse du véhicule et l'amélioration de sa résistance aérodynamique.

L'allègement du véhicule et la facilité de sa pénétration dans l'air se traduisent directement par une réduction de la consommation du carburant [12].

A.2.1.6- Les véhicules électriques

Les véhicules électriques possèdent des avantages très intéressants ; ils émettent zéro polluants et sont plus silencieux que les autres véhicules mais la limitation de la capacité de stockage de leur batterie reflétant une faible autonomie constitue un obstacle très important face à leur utilisation et commercialisation. Les producteurs d'automobiles sont toujours en état de recherche et de développement de nouvelles batteries afin de répondre aux exigences suivantes : une autonomie plus importante, une durée de vie plus grande des batteries et la diminution du temps nécessaire à leur recharge.

A.2.1.7- Le gaz de pétrole liquéfié GPL

Le GPL se compose de butane et de propane. Il provient du raffinage du pétrole ou directement des gisements naturels. A puissance comparable les moteurs à GPL émettent moins de particules, d'oxydes d'azote et de dioxydes de carbone que les moteurs à essence mais en même temps, ils dégagent plus de CO.

A.2.1.8- Le gaz naturel pour véhicules GNV

Le gaz naturel pour véhicules est formé essentiellement de méthanes CH_4 . Il provient directement des gisements naturels et est caractérisé par un indice d'octane élevé (de l'ordre de 130). Pour produire une puissance comparable aux moteurs à essence ou Diesel, les moteurs à GNV produisent une quantité moins importante de polluants et particulièrement de CO_2 [4], ce qui constitue l'avantage majeur de leur utilisation. Par contre, la combustion de GNV est accompagnée d'émission de méthane, un gaz à effet de serre, pénalisant ainsi le gain apporté par diminution de l'émission des CO_2 . Les réserves naturelles du GNV sont assez abondantes et bien réparties dans le monde, ce qui facilite son exploitation et surtout dans les zones proches des sources naturelles comme en Iran et en Argentine.

A.2.2- Technologies nouvelles.

Les technologies en développement sont des techniques qui ne sont pas encore perfectionnées ou bien maîtrisées. Elles constituent les sujets actuels de recherche qui occupent en priorité les producteurs d'automobile. Leurs premières applications sur des moteurs réels ont déjà donné des résultats satisfaisants mais elles restent en état d'évolution permanente afin d'améliorer leur performance et de leur adapter au fonctionnement réel du moteur. Par la suite on va citer celles qui sont les plus intéressantes.

A.2.2.1- Le décaleur de l'arbre à came

Sur les moteurs classiques, les angles d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement sont fixes par rapport au cycle thermodynamiques de sorte à optimiser le fonctionnement du moteur dans la zone de vitesse et charge nominales. Le décaleur de l'arbre à came permet l'ajustement de ces angles en fonction de la vitesse de rotation du moteur et de sa charge. En plus il permet l'ajustement du croisement entre les soupapes d'admission et d'échappement contrôlant ainsi la quantité des gaz résiduels et jouant ainsi le rôle du système EGR. Cela se traduit simultanément en une réduction de la consommation du carburant, une amélioration de la combustion à l'intérieur des cylindres et une réduction des polluants.

A.2.2.2- Le moteur sans arbre à came ou camless

Les actionneurs électromécaniques viennent remplacer l'arbre à came classique et permettent le contrôle de la durée et du moment d'ouverture et de fermeture des soupapes d'admission et d'échappement indépendamment de la vitesse angulaire du vilebrequin. Ceci se traduit par une adaptation complète du remplissage des cylindres à la mode de fonctionnement moteur. Ainsi au ralenti ou en utilisation urbaine l'ouverture d'une seule soupape ou la diminution de la durée d'ouverture ou même la fermeture de la soupape d'admission permet l'ajustement de la puissance énergétique produite au minimum nécessaire au fonctionnement du moteur et par suite la réduction de la consommation. En plus ces soupapes remplacent et dépassent les systèmes EGR puisqu'elles ont la capacité de contrôler avec une grande précision la quantité des gaz résiduels restante dans les cylindres et par suite une réduction plus performante des émissions NO_x .

A.2.2.3- La transmission variable continue CVT

La transmission variable continue CVT offre une infinité du rapport de démultiplication entre la vitesse de rotation du moteur et celle des roues et la variation de ce rapport d'une manière continue. Cela permet une adaptation continue de la vitesse de rotation du vilebrequin pour que la puissance effective du moteur soit toujours maximale indépendamment de la vitesse du véhicule, des conditions de propulsion ou de la pente de la route, ce qui va entraîner la réduction de la consommation du carburant. En plus la CVT permet un changement de rapport sans à coups et un confort avantageux par rapport aux autres systèmes de transmission.

A.2.2.4- La variation du taux de compression en marche

Cette technologie concerne en priorité les moteurs à essence [39]. L'augmentation du taux de compression sur ces moteurs conduit à un accroissement considérable du rendement du moteur jusqu'à atteindre des performances comparables à celles observées sur les moteurs Diesel. Aussi, avec l'utilisation d'un turbocompresseur, cette technique permet le downsizing du moteur et par suite la réduction des pertes de puissance par frottements internes et la réduction de l'inertie des bielles et pistons en mouvement. Mais l'enjeu de cette augmentation reste restrictif, il est limité par le risque de détonation et du cliquetis du moteur sous fortes charges. En plus vu que l'utilisation d'un taux de compression fixe emmène à une détérioration du rendement effectif du moteur soumis à des faibles charges, la variation du taux de compression en marche permet l'adaptation du moteur à son couple résistant d'une manière à avoir un taux de compression élevé sous faible charge et un autre plus réduit sous forte charge et par suite la maximisation du rendement effectif dans toute la plage de son fonctionnement.

A.2.2.5- La technologie stop & start

Le moteur est équipé d'un alternateur réversible jouant en même temps le rôle d'un démarreur et d'un alternateur, et d'une deuxième batterie de grande puissance. Le démarrage du moteur se fait toujours à travers l'alternateur qui est alimenté par la batterie. Lorsque la vitesse du véhicule devient inférieure à un seuil fixé (6 Km/h) et le conducteur est entrain d'appuyer sur la pédale du frein, l'injection du carburant est coupée et le système stop & start met le moteur en veille jusqu'à que le conducteur cesse de freiner. A cet instant, le moteur est démarré à travers l'alternateur qui garantit un démarrage rapide, silencieux et fiable. Ce système permet une réduction de la consommation du carburant allant jusqu'à 15 % (Citroën C2 et C3) dans la circulation urbaine pendant l'embouteillage et les arrêts aux feus rouges et par suite il assure la réduction des émissions.

A.2.6- Les biocarburants

Les biocarburants sont obtenus par pressage ou fermentation des plantes cultivées comme le colza, le tournesol, les betteraves ou les cannes à sucre. Ils constituent une source d'énergie renouvelable et contribuent à la réduction de notre dépendance énergétique aux carburants fossiles. En plus le gaz carbonique émis lors de leur combustion est déjà absorbé par les plantes pendant la phase de leur croissance (phénomène de la photosynthèse), ce qui constitue un moyen du recyclage des émissions du CO₂.

A.2.2.7- Les moteurs à hydrogène

L'hydrogène constitue une excellente solution des problèmes de pollution de l'air. La combustion de l'hydrogène en présence de l'oxygène produit uniquement de la vapeur d'eau accompagnée d'un dégagement de chaleur. Par contre les principaux obstacles pénalisant son exploitation résident dans la production, la distribution et le stockage de ce gaz dans les stations ainsi que dans les réservoirs des véhicules. Ces derniers doivent être parfaitement étanches et résistants afin de bien assurer la sécurité des passagers.

A.2.2.8- Le véhicule hybride

Le véhicule hybride dispose de deux types de motorisation, un moteur thermique et un autre électrique, afin de profiter des avantages des deux, sans être affecté par leurs inconvénients. Le moteur thermique assure la propulsion du véhicule à haut régime et lorsqu'il est soumis à des charges relativement grandes. Le moteur électrique est utilisé pour déplacer le véhicule à faible et moyenne vitesse et pour assister le moteur thermique en cas de forte accélération. Il joue aussi le rôle d'un générateur pour stocker l'énergie dans la batterie en cas de freinage ou d'affranchissement d'une descente. Le gain sur la réduction de la consommation du carburant est évident. Il existe plusieurs types de véhicules hybrides essence-électrique sur le marché et on prévoit la production des véhicules hybrides Diesel-électrique dès 2010.

A.2.3- Technologies naissantes

Les technologies naissantes sont des techniques qui existent uniquement sur des bancs d'essais ou sous forme de simulations dans les codes de calcul mais elles n'ont pas encore des applications réelles sur les véhicules commercialisés. Elles constituent actuellement le sujet de plusieurs études afin de bien les maîtriser, de montrer leur supériorité et leur intérêt écologique et économique et de rendre leur utilisation possible dans le prochain avenir.

A.2.3.1- La combustion homogène HCCI (Homogenous Charge Compression Ignition)

Les moteurs HCCI sont caractérisés par une pulvérisation assez fine du gazole dans la chambre à combustion d'une manière à obtenir un mélange homogène favorisant en même temps la combustion complète du gazole et la réduction de la température maximale de la flamme. Ceci permet une diminution simultanée des émissions des particules et des NO_x . Cette technique est actuellement en état de développement et constitue une voie prometteuse pour la réduction de la consommation du carburant et de la pollution. Par exemple le procédé NADI (Narrow Angle Direct Injection) [4] qui consiste à réduire l'angle du cône des injecteurs (60° contre 150° pour les injecteurs traditionnels) permet une injection plus avancée du carburant sans risque de mouillage des parois de cylindres et l'augmentation du temps de l'homogénéisation du mélange.

A.2.3.2- La combustion CAI (Controlled Auto Ignition)

Cette technique concerne les moteurs à essence. La combustion n'est plus amorcée grâce à une étincelle électrique dérivant des bougies d'allumage classiques mais par auto-inflammation grâce à un mélange stœchiométrique riche en gaz chauds provenant du cycle thermodynamique précédent. La présence des gaz résiduels lors de la combustion réduit simultanément la perte de chaleur à travers le système d'échappement et la production des NO_x . D'un côté, l'utilisation de cette technique entraîne une diminution importante de la consommation de l'essence variant entre 10 à 15 %, mais de l'autre côté, le contrôle de la combustion est assez délicat nécessitant un dosage très fin du carburant injecté et de la quantité des gaz résiduels afin d'assurer la stabilité du moteur, ce qui limite encore son emploi sur une plage de régimes étendue.

A.2.3.3- Le moteur à charge stratifiée

Cette technique concerne les moteurs à essence à injection directe. Le mélange est enflammé avec excès d'air comme s'il s'agit d'une combustion Diesel en favorisant un mélange riche à proximité de la bougie d'allumage et un mélange pauvre ailleurs. Cela nécessite un changement de la forme de la tête du piston pour pouvoir confiner la vaporisation du carburant à côté de la bougie. De ce fait, la puissance produite est contrôlée par la quantité du carburant injecté et non plus par la quantité d'air remplissant la chambre de combustion. Ce mode de fonctionnement permet la réduction des échanges thermiques avec les parois et une réduction notable de la consommation du carburant en faible charge (de l'ordre de 40 % au ralenti). Mais les émissions des NO_x sont plus importantes et nécessitent l'utilisation d'un système de réduction comme l'EGR et/ou les pièges à NO_x . En pleine charge le moteur passe en mode normal avec un mélange proche de la stoechiométrie pour assurer le couple désiré.

A.2.3.4- La Pile à combustible

Afin de produire une tension et une puissance électrique importante, la pile à combustible renferme une série de cellules élémentaires formées d'une anode et d'une cathode qui sont séparées par une membrane échangeuse de protons et enrobée d'un catalyseur à base de platine. Son principe de fonctionnement repose sur l'exploitation de la réaction inverse de l'électrolyse de l'eau. La réaction chimique entre l'hydrogène et l'oxygène produit l'eau, un dégagement de chaleur et un courant électrique traversant les électrodes. Ce courant sert à alimenter le moteur électrique qui constitue le système de propulsion du véhicule et à stocker

l'énergie supplémentaire dans la batterie. Le moteur électrique joue aussi le rôle d'une génératrice pour récupérer l'énergie de freinage et la stocker dans la batterie. Donc le principe est très simple mais sa mise en œuvre est très délicate pour pouvoir produire la puissance nécessaire au fonctionnement du moteur à différentes charges. Aussi il faut y ajouter le problème de stockage et de distribution de l'hydrogène et le moyen de sa production (coût de production, émission des CO₂ lors de la production, disponibilité de la source primaire d'énergie). Certains automobilistes comme Renault ont envisagé la production d'hydrogène directement sur les véhicules à partir d'un carburant et d'un reformeur, cela permet de régler le problème de stockage et de distribution d'hydrogène et d'adapter le véhicule à l'utilisation hybride en profitant d'un seul réservoir pour alimenter le moteur thermique et électrique mais cette technique a l'inconvénient de générer du CO₂ durant le reformage.

Annexe B - Effet de serre

L'atmosphère formée principalement d'azote, d'oxygène et d'argon constitue une enveloppe gazeuse entourant la terre avec une quarantaine de kilomètres d'épaisseur. Elle joue un rôle très important dans la régulation de l'échange thermique entre la terre et l'espace.

Les rayons du soleil arrivant à l'atmosphère couvrent toute la gamme des rayonnements compris entre les Ultraviolets et les Infrarouges en passant par la lumière visible.

Une partie de ces rayons (environ 28.3%) est directement réfléchi et l'autre partie est absorbée par l'atmosphère (environ 21.7%) et la surface terrestre (environ 51%).

La terre réchauffée émet à son tour des rayonnements infrarouges, ce sont les rayonnements émis d'un corps noir. Certains gaz se trouvant dans la troposphère absorbent ces rayonnements et produisent de la chaleur qui sert à augmenter la température du sol et des basses couches de l'atmosphère, ce sont les gaz à effet de serre (GES). Donc l'effet de serre (Figure B.1) est un phénomène naturel et indispensable pour la vie sur terre puisqu'il aide à maintenir une température moyenne de la planète de 15°C au lieu de -18°C sans effet de serre.

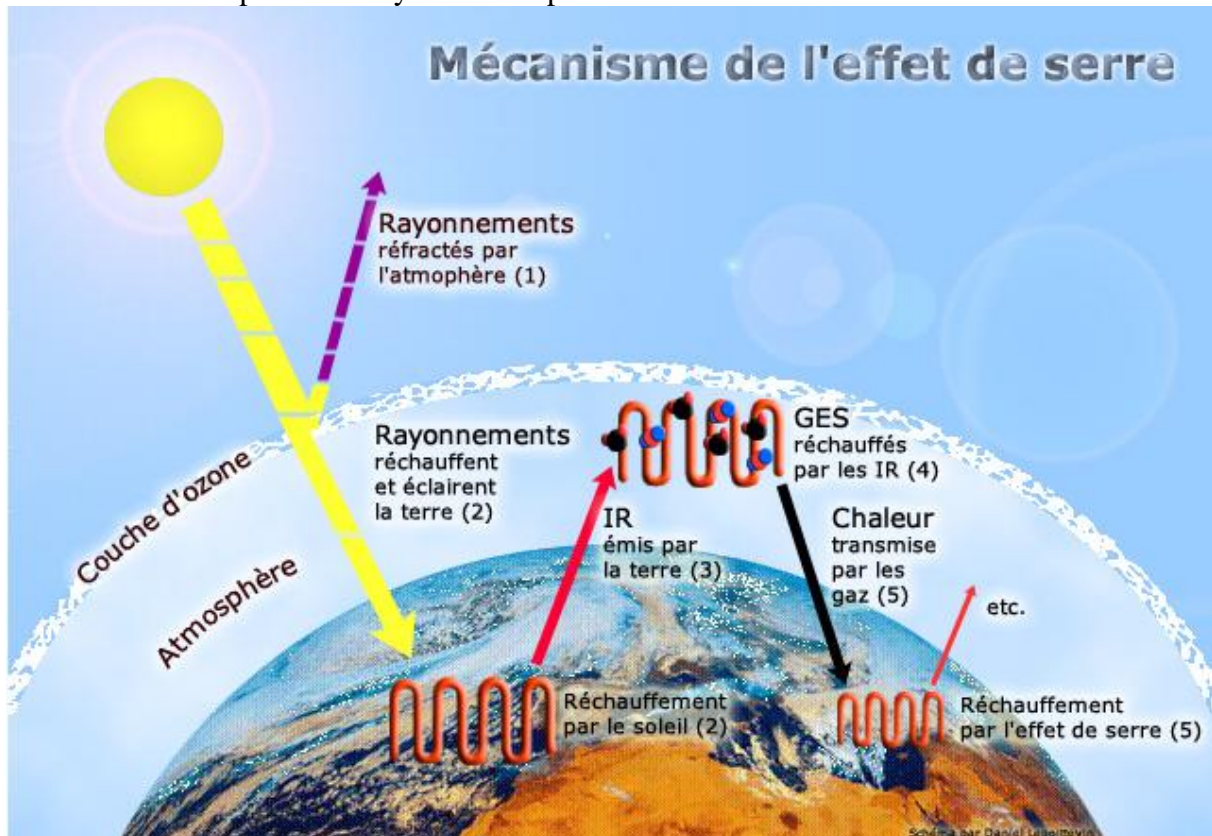


Figure B.1 : Mécanisme de l'effet de serre [Source <http://science-citoyen.u-strasbg.fr>].

Les principaux GES sont par ordre d'importance :

1. La vapeur d'eau H_2O .
2. Le dioxyde de carbone CO_2 .
3. Le méthane CH_4 .
4. Le protoxyde d'azote N_2O .
5. L'ozone O_3 .
6. Les hydrocarbures halogénés (CFC, HFC...).

La contribution des différents GES à l'effet de serre est caractérisée par la valeur de leur concentration dans l'atmosphère, leur aptitude à absorber les rayonnements infrarouges et la

durée de leur séjour dans l'atmosphère. A part la vapeur d'eau qui contribue à 60% de l'effet de serre et qui est le résultat d'un phénomène naturel incontrôlable par l'homme et lié à l'évaporation de l'eau, l'augmentation du teneur des GES dans l'atmosphère est due aux diverses activités humaines (agriculture, déforestation, énergies fossiles...).

Le pouvoir de réchauffement global (PRG) est la puissance radiative totale que le GES renvoie vers le sol sur une durée cumulée de cent ans divisée par la puissance radiative totale du CO₂ sur la même durée. C'est donc un outil de comparaison pour quantifier les différents GES et c'est normal de choisir le dioxyde de carbone comme référence puisque c'est lui le contributeur principal (Tableau B.1) à l'effet de serre qui est directement lié aux activités humaines.

GES	Durée de séjour approximatif dans l'air	Contribution à l'effet de serre	PRG relatif / CO ₂ (à 100 ans)
CO ₂	100 ans	48 %	1
CH ₄	12 ans	17 %	21
N ₂ O	120 ans	6 %	310
O ₃	Quelques jours	11 %	-
Hydrocarbures halogénés	Jusqu'à 50000 ans	18 %	140 à 23900

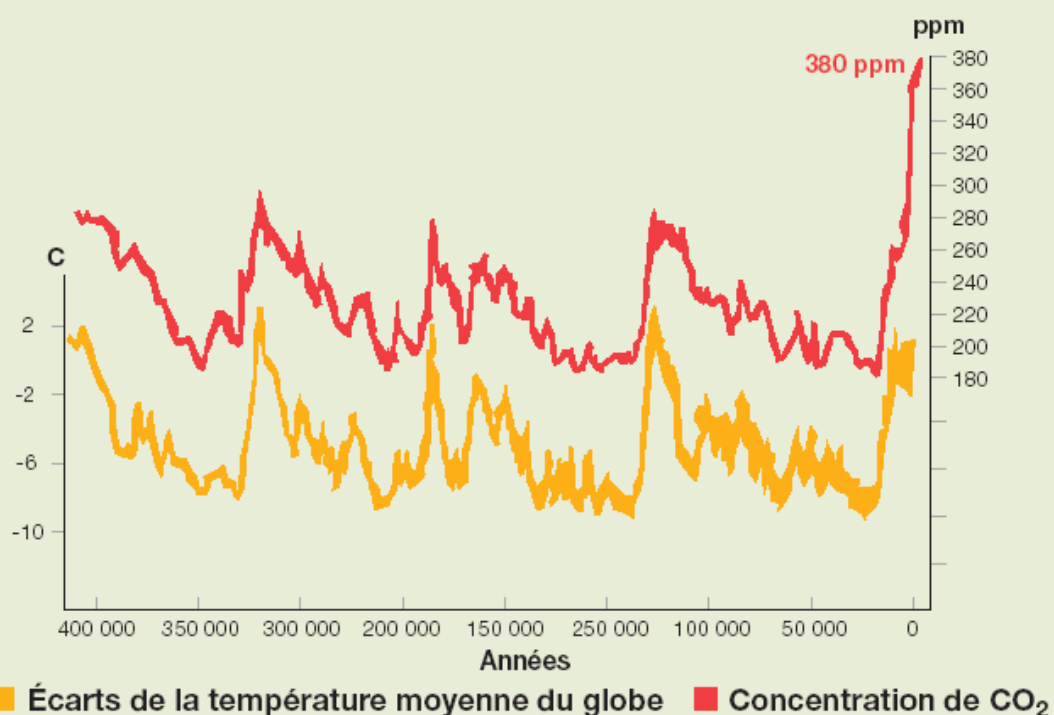
*Tableau B.1 : Contribution des différents GES à l'effet de serre (La contribution des vapeurs d'eau n'est pas incluse puisqu'elle est indépendante des activités humaines).
(Les chiffres sont pris du Groupe d'Experts Intergouvernemental sur l'Evolution du Climat GIEC)*

Donc l'effet de serre est un phénomène essentiel pour préserver la vie sur la terre comme nous la connaissons aujourd'hui mais le danger réside dans l'excès des émissions des GES qui détruit la balance naturelle et emmène vers le réchauffement climatique qui peut causer :

1. Elévation du niveau de la mer par dilatation et fonte des calottes polaires, ce qui va entraîner l'évacuation des personnes des îles et deltas en danger d'inondation (Les îles de Maldives sont les premiers menacées).
2. Péril des phytoplanctons qui absorbent le dioxyde de carbone et produisent l'oxygène par acidification des eaux de mer.
3. Augmentation de la pluviométrie.
4. Modification des courants marins.
5. Incendie des forêts.
6. Conditions climatiques extrêmes marquées par de fortes tempêtes et des périodes très sèches et très chaudes.
7. Augmentation de la quantité d'insectes comme les moustiques et déplacement géographique des foyers infectieux (comme le paludisme).
8. Changements climatiques à haute vitesse et à grande accélération, ce qui ne va pas laisser à certaines espèces le temps pour s'adapter et elles vont s'évanouir.

On constate une augmentation globale de la température moyenne de la terre de 0.6°C depuis 1860 et une augmentation en moyenne de la concentration des CO₂ au cours du dernier millénaire de 280 ppm à 380 ppm qui est un niveau jamais atteint au cours des 400000 dernières années comme le montre la figure B.2. Dans le passé, la terre a bien connu des changements climatiques plus sévères que celles décrites ici mais sur des périodes largement plus étendues et ce sont la vitesse et l'accélération des changements actuelles qui mettent les différentes espèces sur terre en danger. Enfin d'après [11] (Figure B.3), le réchauffement climatique pourra atteindre 1.5 à 6 °C en 2100 et le niveau de la mer montera de 10 à 100 cm.

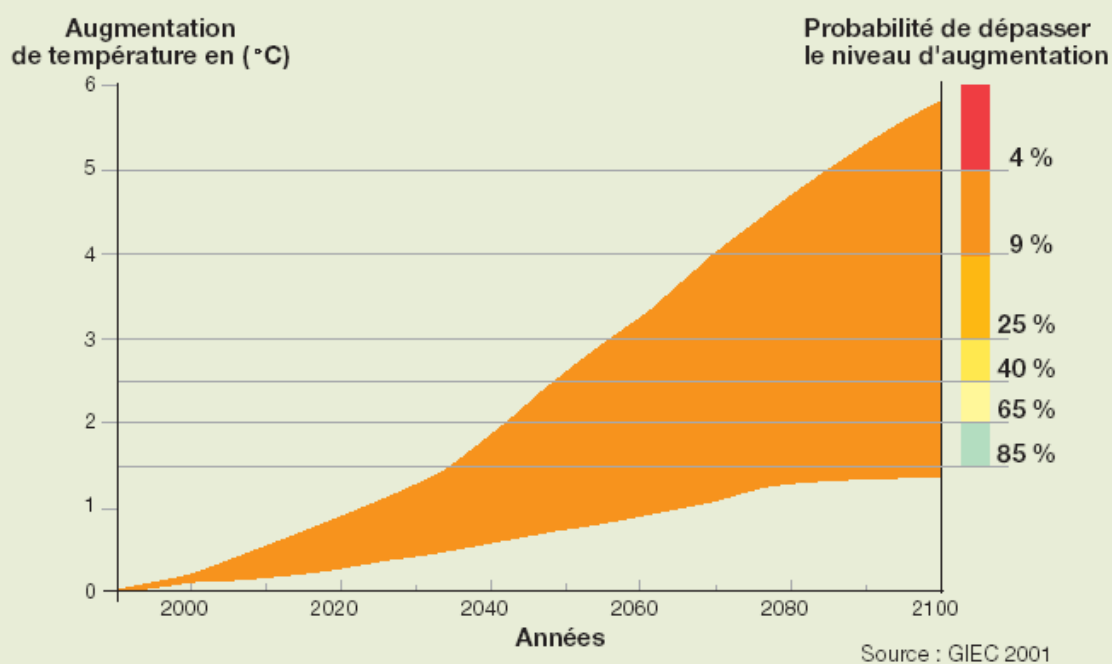
Concentration de CO₂ dans l'atmosphère et écarts de température moyenne du globe depuis 400 000 ans



Source : GIEC 2001

Figure B.2 : Concentration des CO₂ et variation de la température sur 400000 ans [11].

Plage d'augmentation de température moyenne du globe prévue par les modèles



Source : GIEC 2001

Figure B.3 : Augmentation prévue de la température moyenne sur la terre [Source GIEC].

Il est clair que le réchauffement climatique et l'augmentation des GES dans notre atmosphère est complètement dus à l'activité humaine avec la croissance économique mondiale durant le dernier siècle (la preuve que l'augmentation du CO₂ atmosphérique est d'origine humaine se fait par analyse isotopique). Donc les pays industriels ont trouvé qu'il est nécessaire de chercher à trouver un moyen économique pour découpler la croissance des émissions des GES, c'est l'origine du protocole de Kyoto. Le protocole engage les parties signataires comme un premier objectif à fixer une limitation sur les émissions des GES à l'horizon 2008-2012 et à échanger entre eux des quotas d'émissions pour que les pays en défaillance puissent profiter des pays qui ont moins émis des GES pour arriver à la fin à une limitation de 5.2% de réduction des émissions des GES par rapport au niveau atteint en 1990. Le protocole a été ratifié en Février 2005 par 156 pays (l'Union Européenne et chacun de ses Etats-membres et un ensemble des pays industrialisés) à l'exception notable des Etats-Unis et de l'Australie. En France, les émissions des gaz à effets de serre sont dues principalement au secteur de transport comme la montre la figure B.4.

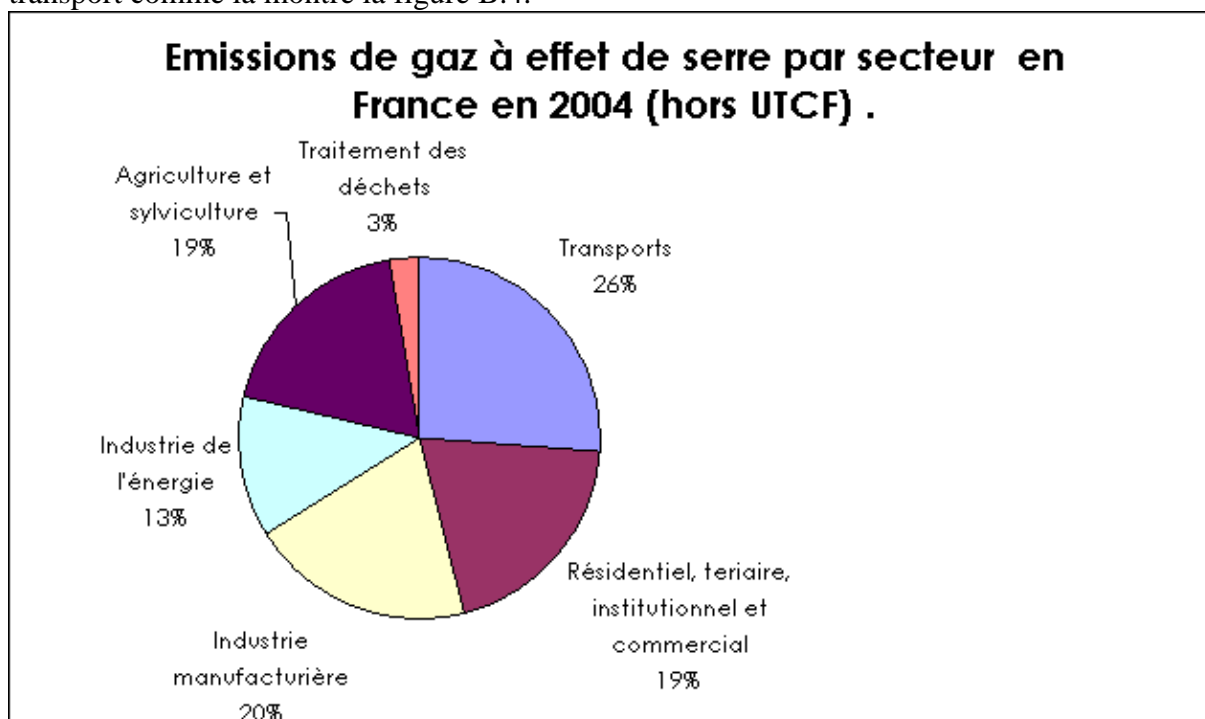


Figure B. 4 : Emissions des GES en France en 2004, [Source Ministère de l'Ecologie et du Développement Durable / CITEPA].

Annexe C - Etude cinématique du mouvement du vilebrequin.

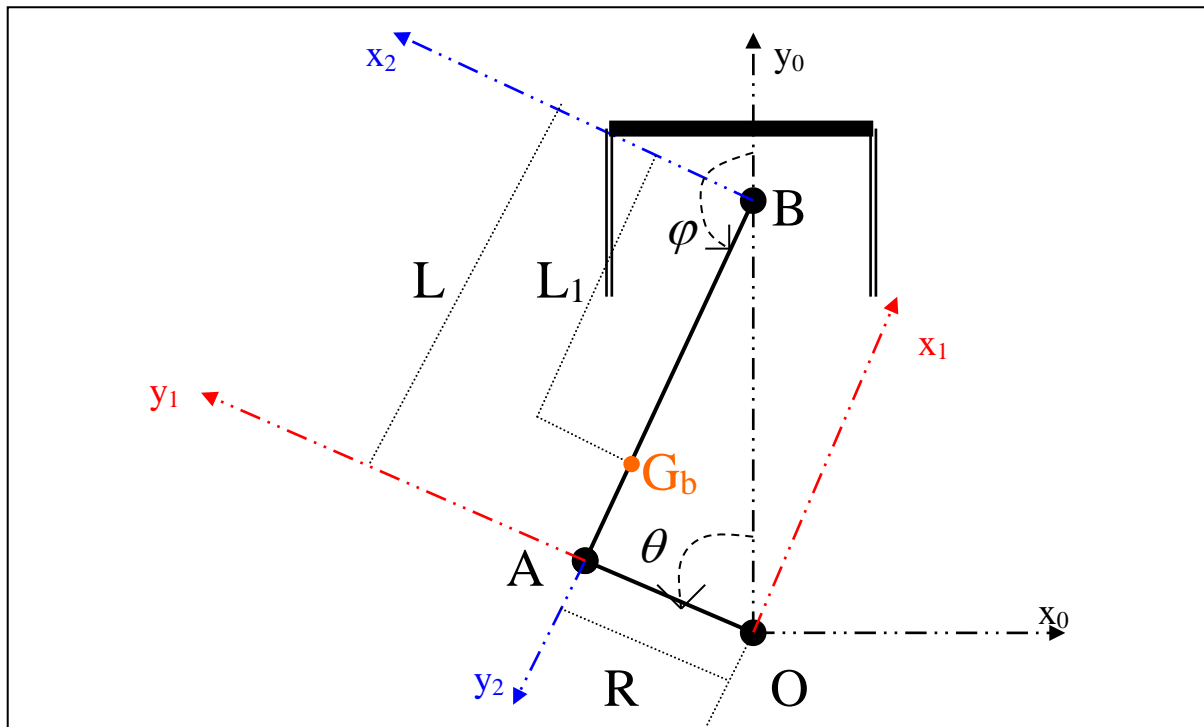


Figure C.1 : Schéma descriptif de l'ensemble piston – bielle – manivelle marquant les trois repères choisis pour décrire les pièces en mouvement.

La figure C.1 représente un schéma descriptif du mouvement de l'ensemble piston – bielle – manivelle. La bielle vient s'attacher à l'axe du piston en B et au maneton en A, le point O représente l'axe du vilebrequin et G_b est le centre de gravité de la bielle. θ et φ sont respectivement les angles que font la manivelle et la bielle avec la verticale. $\theta = 0$ correspond à un angle $\varphi = 180^\circ$ et le piston est au point mort haut (PMH). Les notations prises sur la figure C.1 sont décrites dans le tableau C.1.

m_p	Masse du piston	R	Rayon de manivelle égale à la moitié de la course	L_1	Distance entre le pied de la bielle et son centre de la gravité	$P_{gaz}(\theta)$	Pression instantanée des gaz
m_b	Masse de la bielle	L	Longueur de la bielle	I_b	Moment d'inertie de la bielle	D	Diamètre du piston

Tableau C.1 : Description des notations utilisées sur la figure C.1.

Swoboda a décrit ce système complexe par trois repères : Le repère fixe ($R0$), le repère ($R1$) en rotation de vitesse angulaire $\dot{\theta}$ et le repère ($R2$) en translation et en rotation de vitesse angulaire $\dot{\phi}$ [43].

$$(R0) \rightarrow \left(O, \vec{x}_0, \vec{y}_0 \right)$$

$$(R1) \rightarrow \left(O, \vec{x}_1, \vec{y}_1 \right)$$

$$(R2) \rightarrow \left(B, \vec{x}_2, \vec{y}_2 \right)$$

On va suivre la même démarche prise par Swoboda, on va utiliser les formules de passage d'un repère à un autre et les caractéristiques des vecteurs pour faire le bilan des forces et pour déterminer à la fin la force exercée par la bielle sur la manivelle au point A qui, multiplié par le rayon de la manivelle, est égale au couple moteur. Les différences entre notre approche et celle de Swoboda est que lui, il a établi ses équations en statique avec la vitesse de rotation du vilebrequin $\dot{\theta}$ supposée constante et il a négligé l'effet des poids des pistons et bielles en mouvement et les frottements des différents pièces en mouvement alors que nous allons étudier le cas général sans simplification pour déterminer le couple moteur en dynamique.

➤ Formules de passage du repère (R1) au repère (R0) :

$$\begin{cases} \vec{x}_1 = \cos\theta \cdot \vec{x}_0 + \sin\theta \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{y}_1 = -\sin\theta \cdot \vec{x}_0 + \cos\theta \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{z}_1 = \vec{z}_0 \end{cases} \quad (\text{Eq. C.1})$$

➤ Formules de passage du repère (R2) au repère (R0) :

$$\begin{cases} \vec{x}_2 = \cos\varphi \cdot \vec{x}_0 + \sin\varphi \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{y}_2 = -\sin\varphi \cdot \vec{x}_0 + \cos\varphi \cdot \vec{y}_0 \\ \vec{z}_2 = \vec{z}_0 \end{cases} \quad (\text{Eq. C.2})$$

➤ Relation entre φ et θ :

La relation suivante se déduit directement de la figure C.1 :

$$\sin\varphi = \frac{R}{L} \sin\theta \quad (\text{Eq. C.3})$$

D'où on peut tirer les relations suivantes, en observant que l'angle φ est toujours supérieur à 90° .

$$\Rightarrow \cos\varphi = -\frac{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}}{L} \quad (\text{Eq. C.4})$$

$$\Rightarrow \dot{\varphi} = \frac{R \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta}{L \cdot \cos\varphi} = -\frac{R \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \quad (\text{Eq. C.5})$$

$$\Rightarrow \ddot{\varphi} = \frac{R \cdot \ddot{\theta} \cdot \cos\theta + (\dot{\varphi}^2 - \dot{\theta}^2) \cdot R \cdot \sin\theta}{L \cdot \cos\varphi}$$

$$\Leftrightarrow \ddot{\varphi} = -\frac{R \cdot \cos\theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \ddot{\theta} - \frac{R \cdot \sin\theta \cdot (R^2 - L^2)}{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^{1.5}} \dot{\theta}^2 \quad (\text{Eq. C.6})$$

➤ Etude dynamique de la bielle :

On suppose que la bielle est géométriquement parfaite et symétrique.

Bilan des forces et moments :

La bielle est soumise aux forces et moments suivants (Figure C.2) :

1. Force exercée par le piston sur la bielle en A, $\vec{F}_A = X_A \cdot \vec{x}_0 + Y_A \cdot \vec{y}_0$.
2. Force exercée par la manivelle sur la bielle en B, $\vec{F}_B = X_B \cdot \vec{x}_0 + Y_B \cdot \vec{y}_0$.
3. Force du pesanteur en G_b , $\vec{p}_{bielle} = -m_{bielle} \cdot g \cdot \vec{y}_0$.
4. Moment dû au frottement maneton-bielle, $C_{frott, MB}$.
5. Moment dû au frottement bielle-axe du piston, $C_{frott, PB}$.

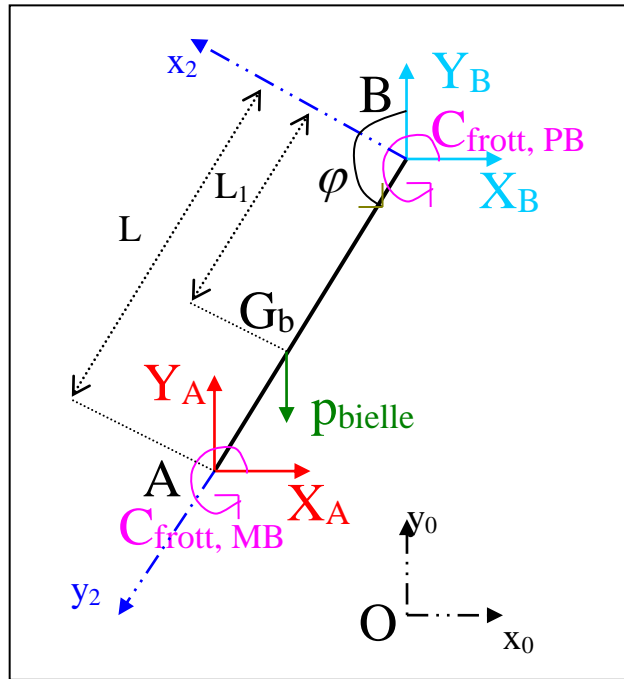


Figure C.2 : Schéma descriptif des forces et moments agissant sur la bielle

La position du centre de gravité de la bielle dans le repère (R0) est :

$$\vec{OG}_b = -\frac{L_1 \cdot R}{L} \cdot \sin \theta \cdot \vec{x}_0 + [R \cdot \cos \theta + (L_1 - L) \cdot \cos \phi] \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.7})$$

La vitesse et l'accélération du centre de gravité sont obtenues par dérivation de (Eq. C.7) par rapport au temps :

$$\vec{V}_{G_b} = -\frac{L_1 \cdot R}{L} \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta \cdot \vec{x}_0 + R \cdot \left(\dot{\phi} - \dot{\theta} - \frac{L_1 \dot{\phi}}{L} \right) \cdot \sin \theta \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.8})$$

$$\vec{\Gamma}_{G_b} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{L_1 \cdot R}{L} (\dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) \cdot \vec{x}_0 \\ + R \cdot \left[-\ddot{\theta} \cdot \sin \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L} \right) \cdot \ddot{\phi} \cdot \sin \theta + \left(\dot{\phi} - \dot{\theta} - \frac{L_1}{L} \dot{\phi} \right) \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta \right] \cdot \vec{y}_0 \end{array} \right\} \quad (\text{Eq. C.9})$$

La première loi de la dynamique appliquée à la bielle en translation donne :

$$m_b \cdot \vec{\Gamma}_{G_b} = \sum \vec{F}_{ext/bielle} = \vec{F}_A + \vec{F}_B + \vec{p}_{bielle} \quad (\text{Eq. C.10})$$

La projection de (Eq. C.10) sur les axes \vec{x}_0 et \vec{y}_0 donne les deux équations suivantes :

$$\frac{m_b L_1 \cdot R}{L} (\dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta - \ddot{\theta} \cos \theta) = X_A + X_B \quad (\text{Eq. C.11})$$

$$m_b \cdot R \cdot \left[-\ddot{\theta} \cdot \sin \theta + \left(1 - \frac{L_1}{L} \right) \cdot \ddot{\varphi} \cdot \sin \theta + \left(\dot{\varphi} - \dot{\theta} - \frac{L_1}{L} \dot{\varphi} \right) \cdot \dot{\theta} \cdot \cos \theta \right] = Y_A + Y_B - m_b \cdot g \quad (\text{Eq. C.12})$$

La position du centre de gravité par rapport aux points A et B est :

$$\vec{G_b B} = -L_1 \cdot \vec{y}_2 = L_1 \cdot \sin \varphi \cdot \vec{x}_0 - L_1 \cdot \cos \varphi \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.13})$$

$$\vec{A G_b} = -(L - L_1) \cdot \vec{y}_2 = (L - L_1) \cdot \sin \varphi \cdot \vec{x}_0 - (L - L_1) \cdot \cos \varphi \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.14})$$

La première loi de la dynamique appliquée à la bielle en rotation :

$$\sum \vec{C}_{\vec{F}/\vec{G_b}} = I_b \cdot \ddot{\varphi} \quad (\text{Eq. C.15})$$

Le moment dû à la force $\vec{F_A}$ en A par rapport au centre de gravité de la bielle est :

$$\vec{C}_{\vec{F_A}/\vec{G_b}} = X_A \cdot \left(\vec{A G_b} \right)_y - Y_A \cdot \left(\vec{A G_b} \right)_x \quad (\text{Eq. C.16})$$

$$\begin{aligned} \vec{C}_{\vec{F_A}/\vec{G_b}} &= -X_A \cdot (L - L_1) \cdot \cos \varphi - Y_A \cdot (L - L_1) \cdot \sin \varphi \\ \rightarrow \vec{C}_{\vec{F_A}/\vec{G_b}} &= -(L - L_1) \cdot (X_A \cdot \cos \varphi + Y_A \cdot \sin \varphi) \end{aligned} \quad (\text{Eq. C.17})$$

Le moment dû à la force $\vec{F_B}$ en B par rapport au centre de gravité de la bielle est :

$$\vec{C}_{\vec{F_B}/\vec{G_b}} = -X_B \cdot \left(\vec{G_b B} \right)_y + Y_B \cdot \left(\vec{G_b B} \right)_x \quad (\text{Eq. C.18})$$

$$\vec{C}_{\vec{F_B}/\vec{G_b}} = +X_B \cdot L_1 \cdot \cos \varphi + Y_B \cdot L_1 \cdot \sin \varphi \quad (\text{Eq. C.19})$$

D'où (Eq. C.15) donne :

$$\left\{ \begin{aligned} &C_{frott,MB} + C_{frott,PB} - (L - L_1) \cdot (X_A \cdot \cos \varphi + Y_A \cdot \sin \varphi) \\ &+ L_1 \cdot (X_B \cdot \cos \varphi + Y_B \cdot \sin \varphi) \end{aligned} \right\} = I_b \cdot \ddot{\varphi} \quad (\text{Eq. C.20})$$

En conclusion on a trois équations à six inconnus : $C_{frott,MB}, C_{frott,PB}, X_A, Y_A, X_B$ et Y_B

➤ Etude dynamique du piston :

On suppose que le piston est géométriquement parfait et symétrique, que sa tête est parfaitement plate et que la pression est homogène dans la chambre de combustion, donc la résultante des forces des gaz s'applique en P (Figure C.3) et n'exerce aucun moment sur le piston.

On suppose aussi que le contact piston chemise est ponctuel en un point C.

Bilan des forces :

Le piston est soumis aux forces et moments suivants (Figure C.3) :

1. Force en B opposée à l'effort qu'a fait son axe sur la bielle, $-\vec{F_B} = -X_B \cdot \vec{x}_0 - Y_B \cdot \vec{y}_0$.
2. Force due au contact chemise - piston en C, $\vec{F_C} = X_C \cdot \vec{x}_0 + Y_C \cdot \vec{y}_0$
3. Forces des gaz en P, $\vec{F_P} = -Y_P(\theta) \cdot \vec{y}_0 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_{gaz}(\theta) \cdot \vec{y}_0$, $P_{gaz}(\theta)$ est la pression relative des gaz.

4. Force du pesanteur en G_p , $\vec{p}_{piston} = -m_p \cdot g \cdot \vec{y}_0$.
5. Moment dû aux frottements bielle-axe du piston, $-C_{frott,PB}$.

Notons que la position du point C est inconnue et est supposée une des variables du problème, G_p est le centre de gravité du piston et $Y_C = F_{frott,PC}$ est la force de frottement qu'exerce la chemise sur le piston.

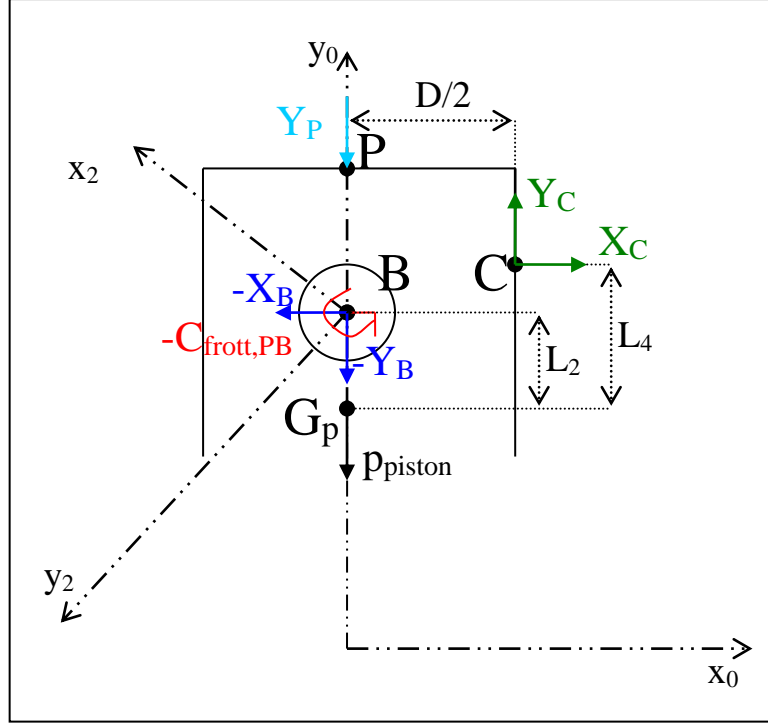


Figure C.3 : Schéma descriptif des forces et moments agissant sur le piston

La position du point B dans le repère (R0) est :

$$\vec{OB} = (R \cdot \cos\theta - L \cdot \cos\varphi) \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.21})$$

Puisque le piston est un solide indéformable et son mouvement est un mouvement de translation, tous ses points ont la même accélération et vitesse. Par suite la vitesse et l'accélération du centre de gravité sont obtenues par dérivation de (Eq. C.21) par rapport au temps :

$$\vec{V}_B = R \cdot (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cdot \sin\theta \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.22})$$

$$\vec{\Gamma}_B = [(\ddot{\varphi} - \ddot{\theta}) \cdot R \cdot \sin\theta + (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cdot R \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta] \cdot \vec{y}_0 \quad (\text{Eq. C.23})$$

La loi fondamentale de la dynamique appliquée au piston en translation :

$$m_p \cdot \vec{\Gamma}_{G_p} = \sum \vec{F}_{ext / piston} = -\vec{F}_B + \vec{F}_C + \vec{F}_P + \vec{p}_{piston} \quad (\text{Eq. C.24})$$

La projection de (Eq. C.24) sur les axes \vec{x}_0 et \vec{y}_0 donne les deux équations suivantes :

$$X_B = X_C \quad (\text{Eq. C.25})$$

$$m_p [(\ddot{\varphi} - \ddot{\theta}) \cdot R \cdot \sin\theta + (\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cdot R \cdot \dot{\theta} \cdot \cos\theta] = -Y_B + F_{frott,PC} - \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_{gaz}(\theta) - m_p \cdot g \quad (\text{Eq. C.26})$$

Le piston ne subit aucun mouvement de rotation d'où

$$\sum C_{\vec{F}/G_p} = \frac{D}{2} \cdot F_{frott,PC} - L_4 \cdot X_C + L_2 \cdot X_B - C_{frott,PB} = 0 \quad (\text{Eq. C.27})$$

En conclusion on a trois équations à six inconnus : $C_{frott,PB}, X_B, Y_B, X_C, F_{frott,PC}$ et L_4

Donc en total, on a six équations à neuf inconnus :

$C_{frott,MB}, C_{frott,PB}, F_{frott,PC}, X_A, Y_A, X_B, Y_B, X_C$ et L_4 . Ce système d'équations ne peut être résolu qu'en prenant trois inconnus comme paramètres et calculant les autres en fonction de ces paramètres. Nous allons prendre $C_{frott,MB}, C_{frott,PB}, F_{frott,PC}$ comme paramètres et résoudre le système d'équations.

$$X_A = \left[\begin{aligned} & \frac{C_{frott,MB} + C_{frott,PB}}{L \cos \varphi} + \left(\frac{L_1}{L} m_b - m_b - m_p \right) g \cdot \tan \varphi \\ & + F_{frott,PC} \cdot \tan \varphi - \frac{\pi D^2}{4} P_{gaz}(\theta) \cdot \tan \varphi \\ & + \ddot{\theta} \left\{ -\frac{R \cdot m_b \cdot L_1^2}{L^2} \cos \theta + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) R \cdot \tan \varphi \cdot \sin \theta \right\} \\ & + \ddot{\varphi} \left\{ -\frac{C}{L \cos \varphi} + \left(-m_p - m_b + \frac{L_1}{L} 2m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) R \cdot \tan \varphi \cdot \sin \theta \right\} \\ & + \dot{\theta}^2 \left\{ \frac{R \cdot L_1^2}{L^2} m_b \sin \theta + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) R \cdot \tan \varphi \cdot \cos \theta \right\} \\ & + \dot{\theta} \cdot \dot{\varphi} \left(-m_p - m_b + \frac{L_1}{L} 2m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) R \cdot \tan \varphi \cdot \cos \theta \end{aligned} \right] \quad (\text{Eq. C.28})$$

$$Y_A = \left\{ \begin{aligned} & (m_b + m_p)g - F_{frott,PC} + \frac{\pi D^2}{4} P_{gaz}(\theta) - (m_p + m_b)R \sin \theta \cdot \ddot{\theta} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) R \sin \theta \cdot \ddot{\varphi} - (m_p + m_b)R \cos \theta \cdot \dot{\theta}^2 \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) R \cos \theta \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\theta} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Eq. C.29})$$

$$X_B = \frac{m_b L_1}{\lambda} (\dot{\theta}^2 \cdot \sin \theta - \ddot{\theta} \cdot \cos \theta) - X_A \quad (\text{Eq. C.30})$$

$$Y_B = F_{frott,PC} - P_{gaz}(\theta) \frac{\pi D^2}{4} - m_p \cdot g - m_p [(\ddot{\varphi} - \ddot{\theta})R \sin \theta + (\dot{\varphi} - \dot{\theta})R \dot{\theta} \cos \theta] \quad (\text{Eq. C.31})$$

$$X_B = X_C \quad (\text{Eq. C.32})$$

$$L_4 = \frac{\frac{D}{2} F_{frott,PC} + L_2 X_B - C_{frott,PB}}{X_B} \quad (\text{Eq. C.33})$$

➤ Etude dynamique du vilebrequin :

Bilan des forces :

Le vilebrequin est soumis aux forces et moments suivants (Figure C.4) :

1. Force de la bielle sur le maneton, $-\vec{F}_A = -X_A \cdot \vec{x}_0 - Y_A \cdot \vec{y}_0$.

2. Poids du vilebrequin : $\vec{p}_{vil} = -m_{vil} \cdot \vec{g} \cdot \vec{y}_0$.
3. Réactions des paliers : $\vec{F}_O = X_O \cdot \vec{x}_0 + Y_O \cdot \vec{y}_0$
4. Couple résistant appliqué au moteur : $-C_r$.
5. Moment dû aux frottements bielle-maneton, $-C_{frott,MB}$.
6. Moment dû aux frottements des paliers du vilebrequin et à l'entraînement des accessoires (pompe à eau, à huile, alternateur, pompe d'injection), $-C_{organes}$.

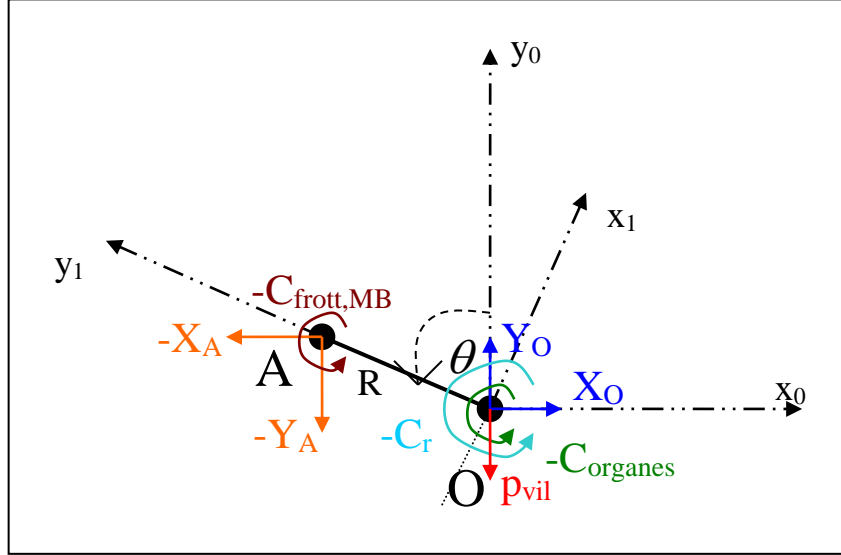


Figure C.4 : Schéma descriptif des forces et moments agissant sur le vilebrequin.

Le vilebrequin ne subit aucun mouvement de translation, d'où :

$$\sum \vec{F}_{ext} = \vec{0} \quad (\text{Eq. C.34})$$

La projection de (Eq. C.34) sur les axes \vec{x}_0 et \vec{y}_0 donne les deux équations suivantes :

$$X_O - X_A = 0 \rightarrow X_O = X_A \quad (\text{Eq. C.35})$$

$$Y_O - Y_A - m_{vil} \cdot g = 0 \rightarrow Y_O = Y_A + m_{vil} \cdot g \quad (\text{Eq. C.36})$$

La loi fondamentale de la dynamique appliquée au vilebrequin en rotation:

$$\sum C_{\vec{F}/O} = J_{vil} \cdot \ddot{\theta} \quad (\text{Eq. C.37})$$

Pour un moteur monocylindrique :

$$\sum C_{\vec{F}/O} = R \cdot (X_A \cdot \cos\theta + Y_A \cdot \sin\theta) - C_r - C_{frott,MB} - C_{organes} = J_{vil} \cdot \ddot{\theta} \quad (\text{Eq. C.38})$$

➤ Couple moteur :

Le couple moteur qui permet de mettre en rotation le vilebrequin est dû à la force $-\vec{F}_A$ qui est l'effort de la bielle sur la manivelle, d'où :

$$C_{m,cyl}(\theta) = R \cdot (X_A \cdot \cos\theta + Y_A \cdot \sin\theta) \quad (\text{Eq. C.39})$$

En remplaçant X_A et Y_A par leur expression et φ , $\dot{\varphi}$ et $\ddot{\varphi}$ par leur valeur en fonction de θ , $\dot{\theta}$ et $\ddot{\theta}$, le couple moteur monocylindrique a l'expression suivante :

$$C_{m,cyl}(\theta) = \left\{ \begin{aligned} & - \left[C_{frott,MB} + C_{frott,PB} \right] \times \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & - F_{frott,PC} \times \left(R \sin \theta + \frac{R^2 \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \\ & + g \times \left[\left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \cdot \frac{R^2 \cdot \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} + (m_b + m_p) \cdot R \cdot \sin \theta \right] \\ & + P_{gaz}(\theta) \times \left[\frac{\pi D^2}{4} R \sin \theta \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \right] \\ & - \ddot{\theta} \times \left[\begin{aligned} & (m_p + m_b) R^2 \sin^2 \theta + \frac{R^2 L_1^2}{L^2} m_b \cos^2 \theta \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & + \frac{R^2 I_b \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \end{aligned} \right] \\ & - \dot{\theta}^2 \times \left[\begin{aligned} & \left(m_p + m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) R^2 \frac{\sin(2\theta)}{2} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \cos \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin^3 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^{1.5}} \\ & + \frac{R^2 I_b \sin(2\theta) \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \sin^2 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & + \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \cos^2 \theta}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \end{aligned} \right] \end{aligned} \right\} \quad (Eq. C.40)$$

On remarque que le couple est formé de six termes :

- Le couple dû aux frottements bielle-maneton et bielle-axe de piston en rotation.
- Le couple dû aux frottements piston-chemise en translation.
- Le couple dû aux forces de la gravité.
- Le couple dû à la force de pression des gaz dans la chambre de combustion.
- Le couple dû à l'inertie de la bielle et piston en mouvement.
- Le couple dû aux forces centrifuges qu'exercent la bielle et le piston en mouvement.

Le couple moteur total des n cylindres est obtenu en faisant la somme des couples moteur issus d'un cylindre $C_{m,cyl}(\theta)$ mais déphasés d'un angle θ_i :

$$C_{moteur} = \sum_{i=0}^{n-1} C_{m,cyl}(\theta + \theta_i) \quad (Eq. C.41)$$

Pour un déphasage uniforme, θ_i a la forme suivante :

$$\theta_i = i \cdot \frac{4 \cdot \pi}{n} \quad (\text{Eq. C.42})$$

➤ Conclusion :

L'équation différentielle décrivant le mouvement du vilebrequin est :

$$C_{\text{moteur}} - C_r - C_{\text{frott,MB}} - C_{\text{organes}} = J_{\text{vil}} \cdot \ddot{\theta} \quad (\text{Eq. C.43})$$

On va remplacer tous les termes dus aux frottements et à l'entraînement des organes auxiliaires par un couple résultant de la forme :

$$C_{\text{frott,organes}} = \left\{ \begin{aligned} & \left[C_{\text{frott,MB}} + C_{\text{frott,PB}} \right] \times \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & + F_{\text{frott,PC}} \times \left(R \sin \theta + \frac{R^2 \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \\ & + C_{\text{frott,MB}} \\ & + C_{\text{organes}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{Eq. C.44})$$

D'où :

$$C_{\text{moteur}} - C_r - C_{\text{frott,organes}} = J_{\text{vil}} \cdot \ddot{\theta} \quad (\text{Eq. C.45})$$

$C_{\text{moteur}} = \sum_{i=0}^{n-1} C_{m,\text{cyl}}(\theta + \theta_i)$ a la forme suivante :

$$C_{m,\text{cyl}}(\theta) = g \times f_1(\theta) + P_{\text{gaz}}(\theta) \times f_2(\theta) + \ddot{\theta} \times f_3(\theta) + \dot{\theta}^2 \times f_4(\theta) \quad (\text{Eq. C.46})$$

Où :

$$f_1(\theta) = \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \cdot \frac{R^2 \cdot \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} + (m_b + m_p) \cdot R \cdot \sin \theta \quad (\text{Eq. C.47})$$

$$f_2(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} R \sin \theta \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (\text{Eq. C.48})$$

$$f_3(\theta) = \left[\begin{aligned} & - (m_p + m_b) R^2 \sin^2 \theta - \frac{R^2 L_1^2}{L^2} m_b \cos^2 \theta \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & - \frac{R^2 \cdot I_b \cdot \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \end{aligned} \right] \quad (\text{Eq. C.49})$$

$$f_4(\theta) = \begin{bmatrix} -\left(m_p + m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b\right) R^2 \frac{\sin(2\theta)}{2} \\ -\left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b\right) \frac{R^3 \cos\theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ -\left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b\right) \frac{R^3 \sin^3 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^{1.5}} \\ -\frac{R^2 \cdot I_b \cdot \sin(2\theta) \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ -\left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b\right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \sin^2 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ -\left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b\right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \cos^2 \theta}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \end{bmatrix} \quad (\text{Eq. C.50})$$

➤ Vérification de l'effort des pressions des gaz :

Le travail des gaz pour un incrément dV de volume est donné par la relation suivante :

$$dW = -P(\theta) \cdot dV \quad (\text{Eq. C.51})$$

Soit V_m le volume mort du cylindre lorsque le point B est au point mort haut (PMH). La

position du point B dans le repère (O', \vec{x}) à tout instant est égale à (figure C.5) :

$$x = \frac{V_m}{\pi D^2/4} + [L + R - (R \cos \theta - L \cos \varphi)]$$

$$x = \frac{V_m}{\pi D^2/4} + [L + R - (R \cos \theta + \sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta})] \quad (\text{Eq. C.52})$$

$$\rightarrow \frac{dx}{dt} = R \dot{\theta} \sin \theta + \frac{R^2 \dot{\theta} \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} = R \dot{\theta} \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}}\right) \quad (\text{Eq. C.53})$$

L'incrémentation du volume occupé par les gaz est égale à :

$$dV = \frac{\pi D^2}{4} dx \quad (\text{Eq. C.54})$$

La puissance instantanée des gaz dans le cylindre est donnée par la formule suivante :

$$P_{gaz} = \frac{dW_{gaz}}{dt} = -P_{gaz}(\theta) \cdot \frac{dV}{dt} = -P(\theta) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot R \cdot \dot{\theta} \cdot \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}}\right) \quad (\text{Eq. C.55})$$

Cette puissance peut être écrite d'une autre forme :

$$P_{gaz} = C_{gaz} \cdot \dot{\theta} \quad (\text{Eq. C.56})$$

D'où en comparant les deux équations, on trouve que l'expression du couple qui est le résultat de l'effort des gaz dans le cylindre sur l'axe du vilebrequin est égale à :

$$C_{gaz} = -P_{gaz}(\theta) \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot R \cdot \sin \theta \cdot \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}}\right) \quad (\text{Eq. C.57})$$

$$(\text{Eq. C.48}) \rightarrow C_{gaz} = -P_{gaz}(\theta) \cdot f_2(\theta) \quad (\text{Eq. C.58})$$

C'est exactement la même expression qui se trouve dans l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin (Eq. C.46).

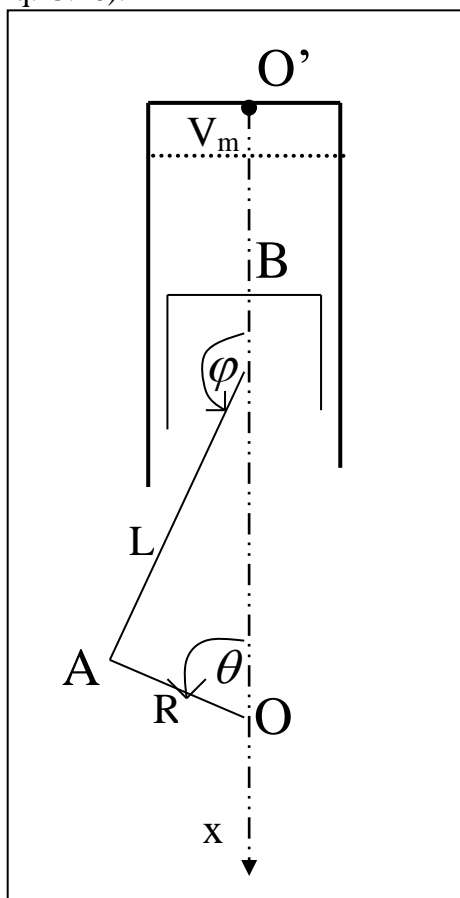


Figure C.5 : Schéma descriptif du mouvement du piston

Annexe D - Comparaison entre l'utilisation du couple instantané des forces de pression des gaz et de sa valeur moyenne sur un cycle moteur pour résoudre l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin

L'équation différentielle d'un moteur à 4 cylindres déphasés d'un angle $\theta_i = i\pi, i = 0 \dots 3$ est (Annexe C):

$$\left(J_{vil} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3(\theta + \theta_i) \right) \cdot \ddot{\theta} = \left[g \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_1(\theta + \theta_i) + \sum_{i=0}^{n-1} P_{gaz}(\theta + \theta_i) \cdot f_3(\theta + \theta_i) \right] + \dot{\theta}^2 \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_4(\theta + \theta_i) - C_r - C_{frott,organes} \quad (\text{Eq. D.1})$$

On étudie les causes et la grandeur de l'erreur entre l'utilisation directe de la pression instantanée et l'utilisation d'un terme moyenné en fonction de la PMI pour résoudre l'équation différentielle du mouvement du vilebrequin (Eq. D.1). On va utiliser une forme plus simplifiée que (Eq. D.1) afin de clairement montrer cette erreur. Donc on va négliger les moments dus aux forces de gravité, de l'inertie et des forces centrifuges des parties en mouvement du moteur et on suppose que le couple dû aux frottements internes et à l'entraînement des organes auxiliaires est constant et que le moteur est subi à un couple résistant constant :

$$C_{frott,organes} + C_r = C_{r,total} = cte \quad (\text{Eq. D.2})$$

D'où l'équation différentielle simplifiée du mouvement du vilebrequin devient :

$$J_{vil} \cdot \ddot{\theta}_1 = \sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta_1 + \theta_i) \times f_2(\theta_1 + \theta_i) - C_{r,total} \quad (\text{Eq. D.3})$$

Maintenant remplaçons le couple créé par les forces de pression par celui de la Pression Moyenne Indiquée PMI, moyenné sur un cycle moteur, on aura :

$$J_{vil} \cdot \ddot{\theta}_2 = \frac{PMI \cdot V_{cylindre}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total} \quad (\text{Eq. D.4})$$

Le but est de comparer les résultats de l'intégration des deux équations différentielles (Eq. D.3) et (Eq. D.4). En particulier nous sommes intéressés à la vitesse de rotation du vilebrequin à la fin du cycle moteur et la durée du cycle moteur dans les deux cas. Pour cela, il faut tout d'abord établir les équations générales de la vitesse de rotation du vilebrequin et de la durée du cycle moteur.

Equation de la vitesse de rotation – Cas général :

$$\begin{aligned} d\dot{\theta} &= \ddot{\theta} \cdot dt \rightarrow \dot{\theta} \cdot d\dot{\theta} = \ddot{\theta} \cdot \dot{\theta} \cdot dt \\ \rightarrow \int_{\dot{\theta}_i}^{\dot{\theta}_f} \dot{\theta} \cdot d\dot{\theta} &= \int_0^t \ddot{\theta} \cdot \dot{\theta} \cdot dt = \int_0^t \ddot{\theta} \cdot \frac{d\theta}{dt} \cdot dt = \int_0^\theta \ddot{\theta} \cdot d\theta \\ \rightarrow \frac{1}{2} \cdot (\dot{\theta}^2(t) - \dot{\theta}_0^2) &= \int_0^\theta \ddot{\theta} \cdot d\theta \end{aligned}$$

$$\rightarrow \dot{\theta}(t) = \sqrt{2 \cdot \int_0^{\theta} \ddot{\theta} \cdot d\theta + \dot{\theta}_0^2} \quad (\text{Eq. D.5})$$

$\dot{\theta}_0$ et $\dot{\theta}(t)$ sont respectivement la vitesse initiale et au temps (t).

Equation de la période du cycle moteur – Cas général :

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \rightarrow dt = \frac{d\theta}{\dot{\theta}} \rightarrow \int_0^t dt = \int_0^{\theta} \frac{d\theta}{\dot{\theta}} \\ (\text{Eq. D.5}) \rightarrow t = \int_0^{\theta} \frac{d\theta}{\sqrt{2 \cdot \int_0^{\theta} \ddot{\theta} \cdot d\theta + \dot{\theta}_0^2}} \end{aligned} \quad (\text{Eq. D.6})$$

Equation de la vitesse de rotation – Pression instantanée :

$$(\text{Eq. D.3}) \Rightarrow \ddot{\theta}_1 = \frac{\sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta_1 + \theta_i) \times f_2(\theta_1 + \theta_i) - C_{r,total}}{J_{vil}} \quad (\text{Eq. D.7})$$

$$\begin{aligned} (\text{Eq. D.5, D.7}) \Rightarrow \dot{\theta}_1(t) = \sqrt{2 \cdot \int_0^{\theta_1} \frac{\sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) - C_{r,total}}{J_{vil}} \cdot d\theta + \dot{\theta}_0^2} \\ \Rightarrow \dot{\theta}_1(t) = \sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \left[\int_0^{\theta_1} \left(\sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) \right) \cdot d\theta - C_{r,total} \cdot \theta_1 \right] + \dot{\theta}_0^2} \end{aligned} \quad (\text{Eq. D.8})$$

Equation de la période du cycle moteur – Pression instantanée :

$$(\text{Eq. D.6}) \Rightarrow t_1 = \int_0^{\theta_1} \frac{d\theta_1}{\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \left[\int_0^{\theta_1} \sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) \cdot d\theta - C_{r,total} \cdot \theta_1 \right] + \dot{\theta}_0^2}} \quad (\text{Eq. D.9})$$

Equation de la vitesse de rotation – PMI :

$$(\text{Eq. D.4}) \Rightarrow \ddot{\theta}_2 = \frac{\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total}}{J_{vil}} \quad (\text{Eq. D.10})$$

$$\begin{aligned} (\text{Eq. D.5, C.10}) \Rightarrow \dot{\theta}_2(t) = \sqrt{2 \cdot \int_0^{\theta_2} \frac{\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total}}{J_{vil}} \cdot d\theta + \dot{\theta}_0^2} \\ \Rightarrow \dot{\theta}_2(t) = \sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \theta_2 \cdot \left[\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total} \right] + \dot{\theta}_0^2} \end{aligned} \quad (\text{Eq. D.11})$$

Equation de la période du cycle moteur – PMI :

$$(Eq. D.6) \Rightarrow t_2 = \int_0^{\theta_2} \frac{d\theta}{\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \theta \cdot \left[\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total} \right] + \dot{\theta}_0^2}} \quad (Eq. D.12)$$

$$\Rightarrow t_2 = \frac{J_{vil}}{\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total}} \cdot \left[\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \theta_2 \cdot \left[\frac{PMI \cdot V_{cylindré}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total} \right] + \dot{\theta}_0^2} - \dot{\theta}_0 \right] \quad (Eq. D.13)$$

Différence entre les deux équations différentielles :

Soit T_1 et T_2 la période du cycle moteur suivant les deux équations différentielles (Eq. D.3) et (Eq. D.4) alors :

$$\theta_1(T_1) = \theta_2(T_2) = 4\pi \quad (Eq. D.14)$$

$$\int_0^{4\pi} \sum_{i=0}^3 P(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) \cdot d\theta = PMI \cdot V_{cylindrée} \quad (Eq. D.15)$$

- Comparaison des vitesses de rotation à la fin du cycle moteur :

$$(Eq. D.8, D.14, D.15) \Rightarrow \dot{\theta}_1(T_1) = \sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot [PMI \cdot V_{cylindré} - C_{r,total} \cdot 4 \cdot \pi] + \dot{\theta}_0^2} \quad (Eq. D.16)$$

$$(Eq. D.11, D.14) \Rightarrow \dot{\theta}_2(T_2) = \sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot [PMI \cdot V_{cylindré} - C_{r,total} \cdot 4 \cdot \pi] + \dot{\theta}_0^2} \quad (Eq. D.17)$$

En comparant les équations (Eq. D.16) et (Eq. D.17), on remarque qu'elles sont identiques donc les deux approches donnent la même valeur de la vitesse de rotation par intervalle de 4π .

$$\rightarrow \dot{\theta}_1 = \dot{\theta}_2 \text{ pour } \theta_1 = \theta_2 = 4\pi \quad (Eq. D.18)$$

- Comparaison des périodes du cycle moteur

$$(Eq. D.9) \Rightarrow T_1 = \int_0^{4\pi} \frac{d\theta_1}{\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \left[\int_0^{\theta_1} \sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) \cdot d\theta - C_{r,total} \cdot \theta_1 \right] + \dot{\theta}_0^2}} \quad (Eq. D.19)$$

$$(Eq. D.13) \Rightarrow T_2 = \left\{ \begin{array}{l} \frac{J_{vil}}{\frac{PMI \cdot V_{cylindrée}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total}} \cdot \left[\sqrt{\frac{8\pi}{J_{vil}} \left(\frac{PMI \cdot V_{cylindrée}}{4 \cdot \pi} - C_{r,total} \right) + \dot{\theta}_0^2} - \dot{\theta}_0 \right] \\ \dots \end{array} \right\} \quad (Eq. D.20)$$

Par contre les équations (Eq. D.19) et (Eq. D.20) sont différentes $T_1 \neq T_2$, en effet (Eq. D.19) est un double intégrale qui dépend de l'allure de la pression et de sa variation en fonction de θ .

Exemple numérique :

Pour bien illustrer cette différence on va définir deux variables y_1 et y_2 qui représentent respectivement les fonctions sous l'intégrale de (Eq. D.9) et (Eq. D.12), ensuite on va comparer ces deux variables à travers l'exemple suivant sur un moteur M4 dont les caractéristiques sont détaillées dans l'annexe F.

$$(Eq. D.9) \Rightarrow y1 = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \left[\int_0^{\theta(t)} \sum_{i=0}^3 P(\theta + \theta_i) \times f_2(\theta + \theta_i) \cdot d\theta - C_{r,total} \cdot \theta \right] + \dot{\theta}_0^2}} \quad (Eq. D.21)$$

$$(Eq. D.12) \Rightarrow y2 = \frac{1}{\sqrt{\frac{2}{J_{vil}} \cdot \left[\left(\frac{1}{4\pi} \cdot PMI \cdot V_{cylindré} - C_{r,total} \right) \cdot \theta \right] + \dot{\theta}_0^2}} \quad (Eq. D.22)$$

La pression instantanée des gaz à l'intérieur de la chambre de combustion a l'allure de la figure D.1.

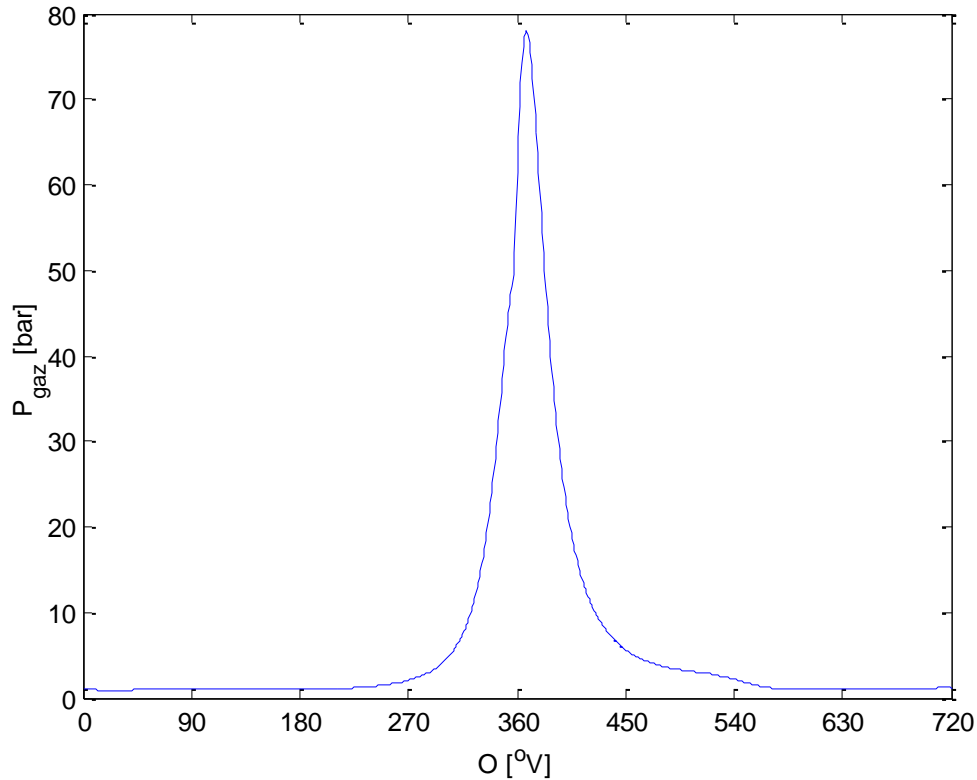


Figure D.1 : Pression dans la chambre de combustion.

Les conditions initiales adoptées dans cet exemple sont données dans le tableau D.1.

$C_{r,total}$	80 N.m.
P_{max}	80 bars
PMI	6.95 bars
$\dot{\theta}_0$	2000 tr/mn

Tableau D.1 : Conditions initiales adoptées dans l'exemple numérique.

La figure D.2 montre une comparaison entre les deux fonctions y_1 en bleu et y_2 en rouge. L'intégrale représente la surface sous les courbes et c'est la cause de divergence des deux équations.

Donc les deux approches amènent aux mêmes vitesses angulaires par intervalle de 4π mais le temps pris par les deux systèmes pour arriver à cette vitesse sont différents d'où la divergence des résultats en traçant les deux courbes de vitesse angulaire en fonction du temps et la convergence des résultats, par intervalle cycle moteur, en traçant les courbes de vitesse angulaire en fonction de degré de vilebrequin.

En plus, dans cet exemple :

$$T_1 = 0.05915s \text{ et } T_2 = 0.05997s. \text{ D'où l'erreur relative est de : } e = \frac{T_2 - T_1}{T_2} \cdot 100 = 1.38 \text{ \%.}$$

L'erreur devient de moins en moins importante en augmentant les valeurs du régime moteur initial θ_0 ou/et de l'inertie du vilebrequin et vis versa.

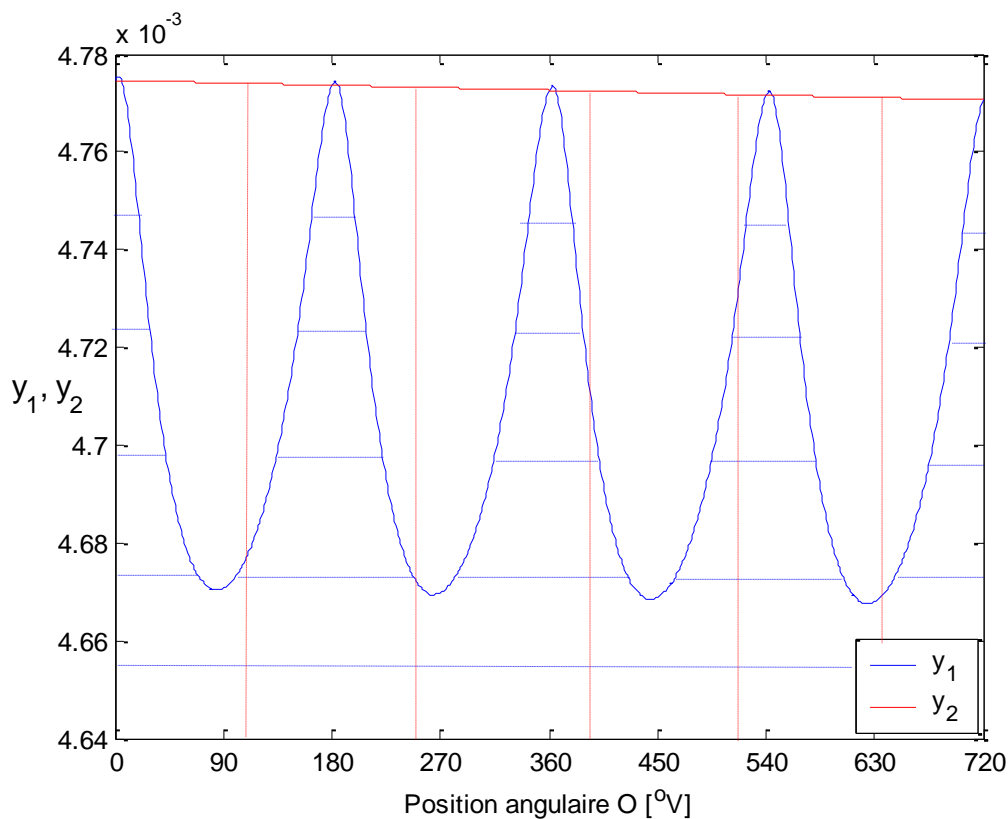


Figure D.2 : Différence entre la valeur de l'équation (Eq. D.9) qui est la surface au dessous de la courbe bleu et celle de l'équation (Eq. D.12) qui est la surface au dessous de la courbe rouge.

Il faut noter que dans une étude dynamique, on est intéressé par la valeur de la vitesse de rotation du vilebrequin et non pas le nombre de cycle moteur qu'a effectué le moteur. Donc malgré l'erreur qui existe entre les périodes du cycle moteur, l'erreur entre la vitesse de rotation calculée à partir de la pression instantanée et de la PMI est négligeable par intervalle du cycle moteur, elle est de 0.34 tr/mn sur un cycle moteur : $|\theta_1(T_1) - \theta_2(T_1)| = 0.34 \text{ tr/mn}$

La figure D.3 montre une comparaison entre la vitesse de rotation du vilebrequin suivant les deux approches sur un cycle moteur T_1 .

La figure D.4 montre une comparaison entre la vitesse de rotation du vilebrequin suivant les deux approches par intervalle du cycle moteur, après 29.5 s l'erreur est de 4.51 tr/mn.

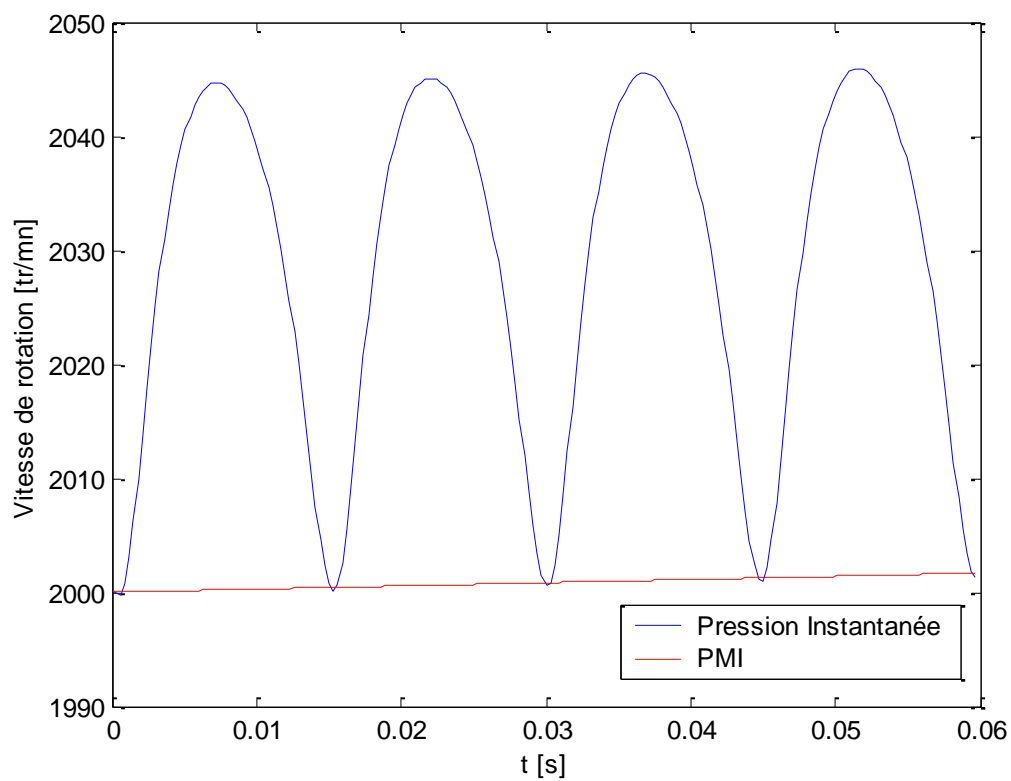


Figure D.3 : Comparaison entre la solution de (Eq. D.3) Pression Instantanée et (Eq. D.4) PMI.

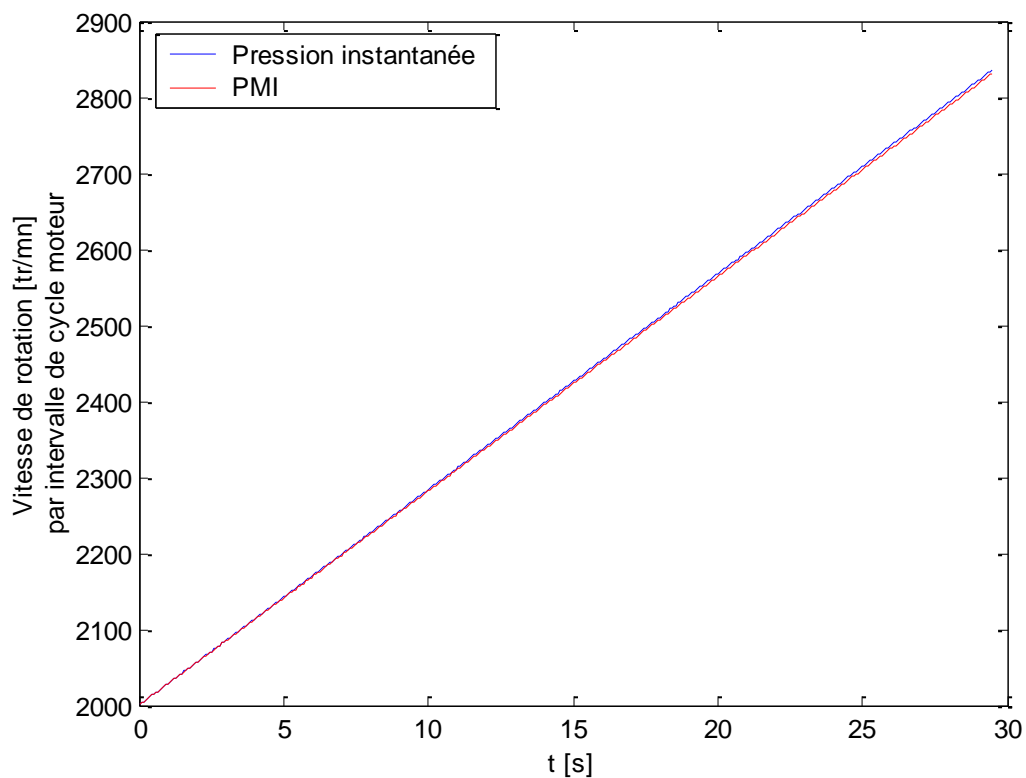


Figure D.4 : Comparaison entre la solution de (Eq. D.3) Pression Instantanée et (Eq. D.4) PMI par intervalle de cycle moteur.

Annexe E - Accélération angulaire moyenne.

L'équation différentielle générale d'un moteur n cylindres est (Annexe C) :

$$\left(J_{vil} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3(\theta + \theta_i) \right) \cdot \ddot{\theta} = \left(g \sum_{i=0}^{n-1} f_1(\theta + \theta_i) + \sum_{i=0}^{n-1} P_{gaz}(\theta + \theta_i) \cdot f_2(\theta + \theta_i) \right) + \dot{\theta}^2 \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_4(\theta + \theta_i) - C_{frott,organes} - C_r \quad (\text{Eq. E.1})$$

Cette équation est dépendante de la position angulaire du vilebrequin ce qui rend son intégration très lourde et exige l'utilisation d'un pas de temps très petit.

Durant cet étude, on va essayer l'élimination de cette dépendance de θ et la définition de l'accélération angulaire moyenne qui va permettre directement de déterminer la vitesse de rotation du vilebrequin à la fin du cycle moteur, augmentant ainsi le pas de temps de quelques degrés de vilebrequin à 720 degrés qui est la période d'un cycle moteur.

Définition de l'accélération angulaire moyenne :

On va poser que l'accélération angulaire du vilebrequin sur un cycle moteur est la somme de deux accélérations l'une constante et l'autre variable (Figure E.1) :

$$\ddot{\theta} = \ddot{\bar{\theta}} + \ddot{\tilde{\theta}} \quad (\text{Eq. E.2})$$

$$\ddot{\bar{\theta}} = \frac{1}{4\pi} \int_0^{4\pi} \ddot{\theta} \cdot d\theta = cte \quad (\text{Eq. E.3})$$

$$\int_0^{4\pi} \ddot{\tilde{\theta}} \cdot d\theta = \int_0^{4\pi} (\ddot{\theta} - \ddot{\bar{\theta}}) \cdot d\theta = \int_0^{4\pi} \ddot{\theta} \cdot d\theta - \ddot{\bar{\theta}} \cdot \int_0^{4\pi} d\theta = 4\pi \cdot \dot{\bar{\theta}} - \ddot{\bar{\theta}} \cdot 4\pi = 0 \quad (\text{Eq. E.4})$$

T est la période du cycle moteur, c'est le temps nécessaire pour que l'axe du vilebrequin tourne de 4π .

Conditions initiales :

Les conditions initiales prises pour établir cette relation sont :

- Les profils de la pression instantanée des gaz dans les cylindres sont identiques.
- Les cylindres sont déphasés d'un angle de $\theta_i = 4\pi/n$.
- Le premier cylindre est au point mort haut à $t = 0$, $\theta(0) = 0$
- Le vilebrequin a une vitesse de rotation initiale égale à $\dot{\theta}(0) = \dot{\theta}_0$.

Expression de la vitesse angulaire instantanée :

La vitesse angulaire à l'instant t est calculée par l'intégration de (Eq. E.2) entre 0 et t . D'où (Figure E.2) :

$$\begin{aligned} (\text{Eq. E.2}) \rightarrow \ddot{\theta} = \ddot{\bar{\theta}} + \ddot{\tilde{\theta}} &= \frac{d\dot{\theta}}{dt} \\ \rightarrow \dot{\theta}(t) = \ddot{\bar{\theta}} \cdot t + \dot{\theta}_0 + \int_0^t \ddot{\tilde{\theta}} \cdot dt & \quad (\text{Eq. E.5}) \end{aligned}$$

Donc on peut écrire :

$$\dot{\theta} = \ddot{\bar{\theta}} \cdot t + \dot{\theta}_0 \quad (\text{Eq. E.6})$$

$$\bar{\theta}(t) = \bar{\ddot{\theta}} \cdot t + \dot{\theta}_0 \quad (\text{Eq. E.7})$$

$$\tilde{\theta}(t) = \int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \quad (\text{Eq. E.8})$$

$$\frac{d\bar{\theta}}{dt} = \bar{\ddot{\theta}} \quad (\text{Eq. E.9})$$

$$\frac{d\tilde{\theta}}{dt} = \tilde{\ddot{\theta}} \quad (\text{Eq. E.10})$$

Expression de l'angle instantanée de rotation du vilebrequin (Figure E.3):

$$\begin{aligned} (\text{Eq. E.5}) \rightarrow \dot{\theta}(t) &= \bar{\ddot{\theta}} \cdot t + \dot{\theta}_0 + \int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt = \frac{d\theta(t)}{dt} \\ \rightarrow \theta(t) &= \frac{1}{2} \bar{\ddot{\theta}} \cdot t^2 + \dot{\theta}_0 \cdot t + \int_0^t \left(\int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \right) \cdot dt \end{aligned} \quad (\text{Eq. E.11})$$

Donc on peut écrire :

$$\theta = \bar{\theta} + \tilde{\theta} \quad (\text{Eq. E.12})$$

$$\bar{\theta}(t) = \frac{1}{2} \bar{\ddot{\theta}} \cdot t^2 + \dot{\theta}_0 \cdot t \quad (\text{Eq. E.13})$$

$$\tilde{\theta}(t) = \int_0^t \left(\int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \right) \cdot dt = \int_0^t \tilde{\theta} \cdot dt \quad (\text{Eq. E.14})$$

$$\frac{d\bar{\theta}}{dt} = \bar{\ddot{\theta}} \quad (\text{Eq. E.15})$$

$$\frac{d\tilde{\theta}}{dt} = \tilde{\ddot{\theta}} \quad (\text{Eq. E.16})$$

En régime transitoire $\bar{\ddot{\theta}} \neq 0$:

Calcul du temps nécessaire pour que l'arbre du moteur tourne d'un angle $\underline{\theta}$:

$$(\text{Eq. E.11}) \rightarrow t = \frac{-\dot{\theta}_0 + \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 2 \cdot \bar{\ddot{\theta}} \cdot \left(\theta - \int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \right)}}{\bar{\ddot{\theta}}} \quad (\text{La valeur négative est à rejeter}) \quad (\text{Eq. E.17})$$

Calcul de la vitesse de rotation correspondante à une rotation du vilebrequin d'un angle θ :

$$(\text{Eq. E.5 et E.17}) \rightarrow \dot{\theta}(t) = \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 2 \cdot \bar{\ddot{\theta}} \cdot \left(\theta - \int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \right)} + \int_0^t \tilde{\ddot{\theta}} \cdot dt \quad (\text{Eq. E.18})$$

Vitesse et temps correspondants à la rotation de l'axe du vilebrequin d'un angle égal à 4π :

$$(Eq. E.17) \rightarrow T = \frac{-\dot{\theta}_0 + \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 2 \cdot \ddot{\theta} \cdot \left(4\pi - \int_0^T \ddot{\theta} \cdot dt\right)}}{\ddot{\theta}} \quad (Eq. E.19)$$

$$(Eq. E.18) \rightarrow \dot{\theta}_T = \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 2 \cdot \ddot{\theta} \cdot \left(4 \cdot \pi - \int_0^T \ddot{\theta} \cdot dt\right)} \quad (Eq. E.20)$$

Le terme $\int_0^T \ddot{\theta} \cdot dt$ est négligeable devant 4π pour les raisons suivantes :

$$\int_0^T \ddot{\theta} \cdot dt < \int_0^T \max(\ddot{\theta}) \cdot dt = \max(\ddot{\theta}) \cdot \int_0^T dt = \max(\ddot{\theta}) \cdot T$$

$$T = \int_0^{4\pi} \frac{1}{\ddot{\theta}} \cdot d\theta \leq \int_0^{4\pi} \frac{1}{\min(\ddot{\theta})} \cdot d\theta = \frac{1}{\min(\ddot{\theta})} \cdot \int_0^{4\pi} d\theta = \frac{4\pi}{\min(\ddot{\theta})}$$

$$\text{Donc } \int_0^T \ddot{\theta} \cdot dt < \frac{\max(\ddot{\theta})}{\min(\ddot{\theta})} \cdot 4 \cdot \pi \lll 4 \cdot \pi \quad (Eq. E.21)$$

$\max(\ddot{\theta})$ est de l'ordre de 30 tr/mn (Figure E.2) alors que $\min(\ddot{\theta})$ est de l'ordre de 800 tr/mn.

D'où :

$$(Eq. E.19 \text{ et } E.21) \rightarrow T = \frac{-\dot{\theta}_0 + \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 8 \cdot \pi \cdot \ddot{\theta}}}{\ddot{\theta}} \quad (Eq. E.22)$$

$$(Eq. E.20 \text{ et } E.21) \rightarrow \dot{\theta}_T = \sqrt{\dot{\theta}_0^2 + 8 \cdot \pi \cdot \ddot{\theta}} \quad (Eq. E.23)$$

Par la suite, on va calculer l'intégrale sur un cycle moteur de chacun des termes (Eq. E.1) :

$$\begin{aligned} & \int_0^{4\pi} \left[J_{vil} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot \ddot{\theta} \cdot d\theta \\ &= \int_0^{4\pi} \left[J_{vil} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot (\ddot{\theta} + \ddot{\theta}) \cdot d\theta \\ &= J_{vil} \cdot \ddot{\theta} \cdot \int_0^{4\pi} d\theta + J_{vil} \cdot \int_0^{4\pi} \ddot{\theta} \cdot d\theta - \ddot{\theta} \cdot \int_0^{4\pi} \left[\sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta - \int_0^{4\pi} \left[\ddot{\theta} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta \\ &= (J_{vil} \cdot 4 \cdot \pi + I_{pieces}) \cdot \ddot{\theta} - \int_0^{4\pi} \left[\ddot{\theta} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta \\ &\rightarrow \int_0^{4\pi} \left[J_{vil} - \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot \ddot{\theta} \cdot d\theta = \left\{ \begin{aligned} & (J_{vil} + I_{pieces}) \cdot 4 \cdot \pi \cdot \ddot{\theta} \\ & - \int_0^{4\pi} \left[\ddot{\theta} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta \end{aligned} \right\} \quad (Eq. E.24) \end{aligned}$$

I_{pieces} est l'inertie moyennée sur un cycle moteur des pistons et bielles en mouvement :

$$I_{pieces} = \frac{-\int_0^{4\pi} \left[\sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta}{4\pi} = cte \quad (\text{Eq. E.25})$$

$$\int_0^{4\pi} \left\{ g \sum_{i=0}^{n-1} f_1 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right\} \cdot d\theta = 0 \quad (\text{Annexe F}) \quad (\text{Eq. E.26})$$

$$\int_0^{4\pi} \dot{\theta}^2 \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_4 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \cdot d\theta \approx 0 \quad (\text{Figure E.4}) \quad (\text{Eq. E.27})$$

$$\int_0^{4\pi} \left\{ \sum_{i=0}^{n-1} P_{gaz} \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \cdot f_2 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right\} \cdot d\theta = PMI \cdot V_{cylindre} \quad (\text{Eq. E.28})$$

$$\int_0^{4\pi} C_{frott,organes} \cdot d\theta = \int_0^T C_{frott,organes} \cdot \dot{\theta} \cdot dt = W_{frott,organes} = PMF \cdot V_{cylindree} \quad (\text{Eq. E.29})$$

Le couple résistant est supposé constant durant un cycle moteur :

$$\int_0^T C_r \cdot d\theta = C_r \cdot \int_0^{4\pi} d\theta = C_r \cdot 4 \cdot \pi \quad (\text{Eq. E.30})$$

En écrivant que (Eq. E.24) est égale à la somme des équations de (Eq. E.25) --) (Eq. E.30), on aura :

$$(J_{vil} + I_{pieces}) \cdot 4\pi \cdot \ddot{\theta} = \left[V_{cylindre} \cdot (PMI - PMF) - 4 \cdot \pi \cdot C_r \right] + \int_0^{4\pi} \left[\ddot{\theta} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta \quad (\text{Eq. E.31})$$

On va négliger le terme : $\int_0^{4\pi} \left[\ddot{\theta} \cdot \sum_{i=0}^{n-1} f_3 \left(\theta + \frac{4 \cdot i \cdot \pi}{n} \right) \right] \cdot d\theta$ (Figure E.5) vu sa faible valeur devant les autres termes de (Eq. E.31).

$$\Rightarrow \ddot{\theta} \approx \frac{\frac{V_{cylindre} \cdot (PMI - PMF)}{4\pi} - C_r}{J_{vil} - I_{pieces}} \quad (\text{Eq. E.32})$$

Conclusion :

On est arrivé à définir et calculer la valeur de l'accélération angulaire moyenne (Eq. E.32) en fonction de la PMI, de la PMF (ou PME) et du couple résistant. Ayant cette valeur et connaissant la vitesse de rotation initiale du vilebrequin, on peut calculer la période du cycle moteur T et la vitesse à la fin du cycle moteur à travers les équations (Eq. E.23 et E.24). Ensuite la vitesse trouvée sera utilisée comme un point initial pour trouver la vitesse et la période du cycle suivant et ainsi de suite. Donc on peut trouver le profil de variation de la vitesse de rotation à travers le temps avec un pas de temps variable égal à la durée du cycle moteur.

Précision :

La période réelle de l'exemple utilisé est de 0.0588s et la période calculée par (Eq. E.23) est de 0.0593s. Donc l'erreur est de 0.8%.

La vitesse réelle de l'exemple utilisé à la fin du cycle est de 2046.6 tr/mn et la vitesse calculée par (Eq. E.24) est de 2046.1 tr/mn. L'erreur est donc de 0.03 %.
Il faut noter que l'erreur devient de plus en plus négligeable avec l'augmentation de la vitesse et/ou l'inertie du vilebrequin.

En régime stationnaire :

Si $\ddot{\theta} = 0$, alors pas d'accélération, donc :

$$\dot{\theta} \approx \dot{\theta}_0 = cte \quad (\text{Eq. E.33})$$

$$T = \int_0^{4\pi} \frac{d\theta}{\dot{\theta}} = \frac{4\pi}{\dot{\theta}_0} \quad (\text{Eq. E.34})$$

$$(\text{Eq. E.32}) \rightarrow \ddot{\theta} = \frac{V_{\text{cylindré}} \cdot (PMI - PMF) - 4 \cdot \pi \cdot C_r}{J_{\text{vil}} 4\pi - I_{\text{pieces}}} = 0$$

$$\Rightarrow C_r = \frac{V_{\text{cylindré}} \cdot (PMI - PMF)}{4\pi} \quad (\text{Eq. E.35})$$

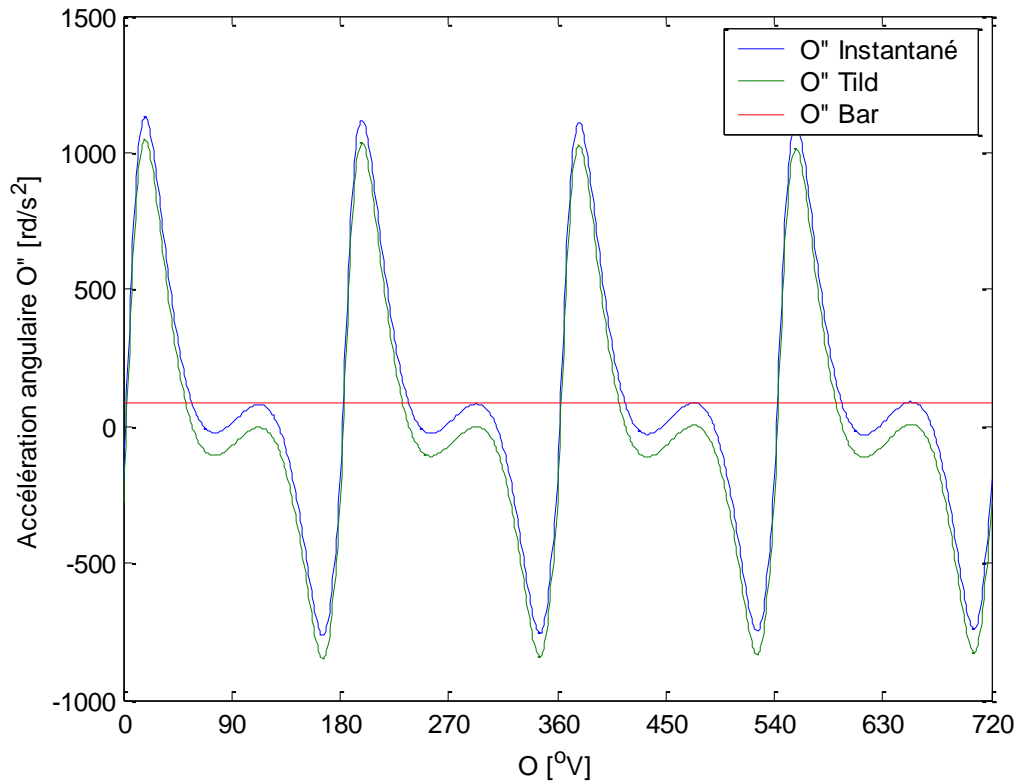


Figure E.1 : Accélération angulaire instantanée, moyenne (bar) et fluctuante (tild).

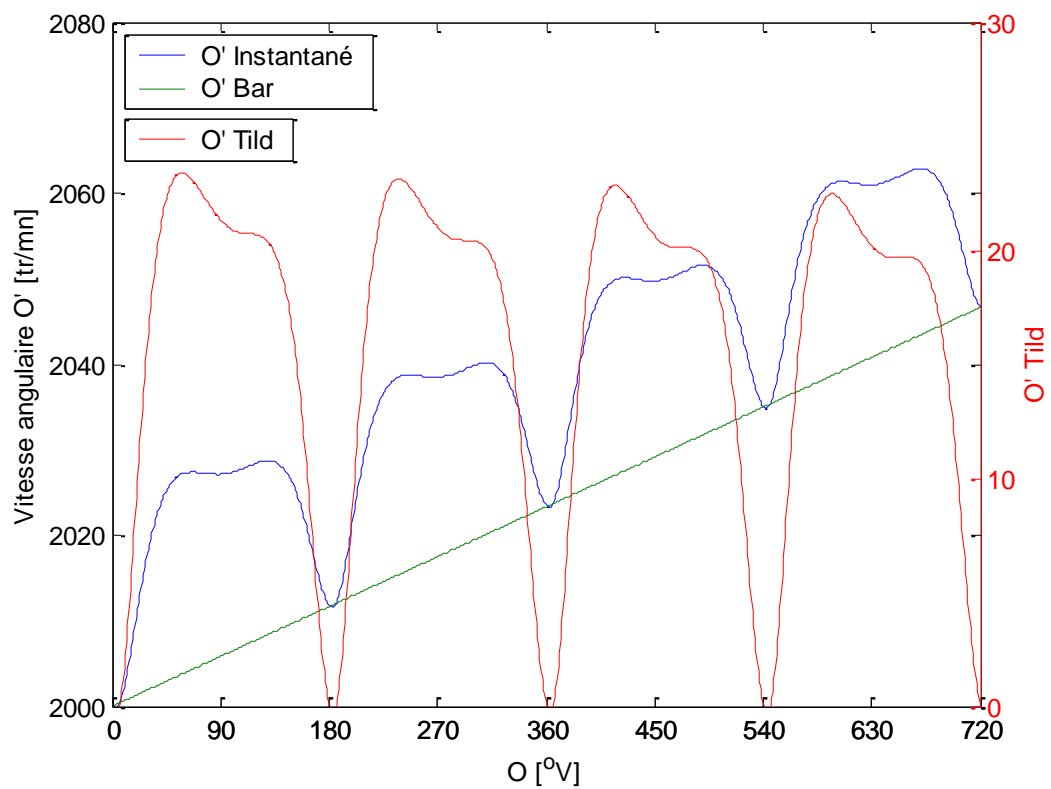


Figure E.2 : Vitesse angulaire instantanée, moyenne (bar) et fluctuante (tild).

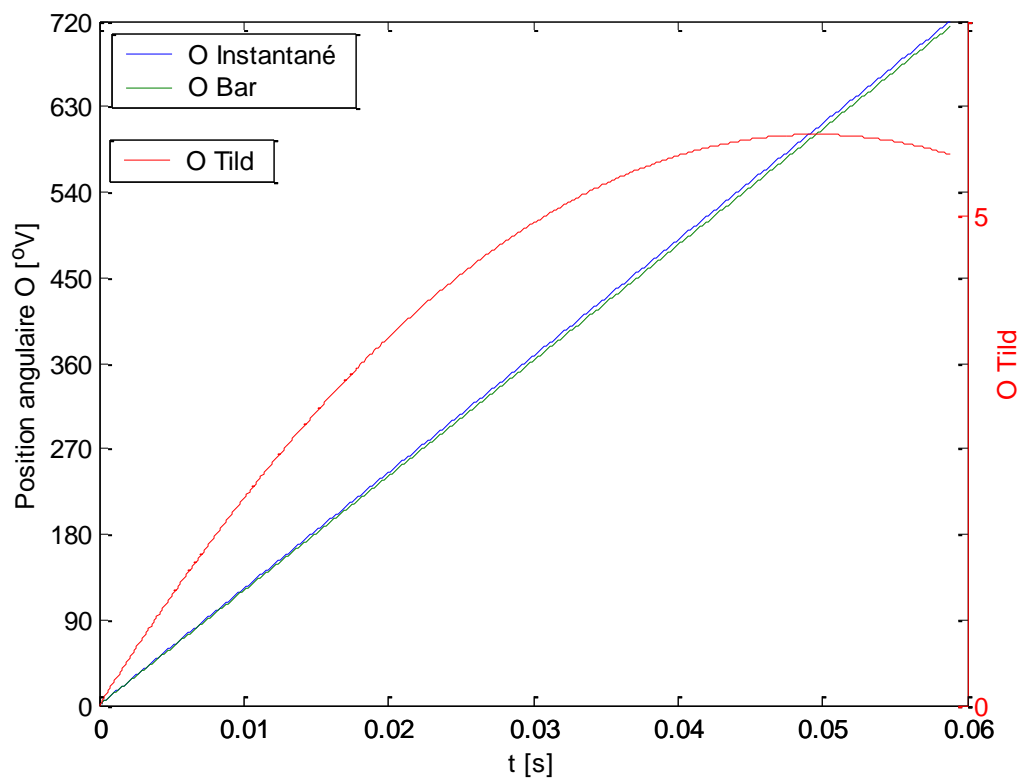


Figure E.3 : Position angulaire instantanée, moyenne (bar) et fluctuante (tild).

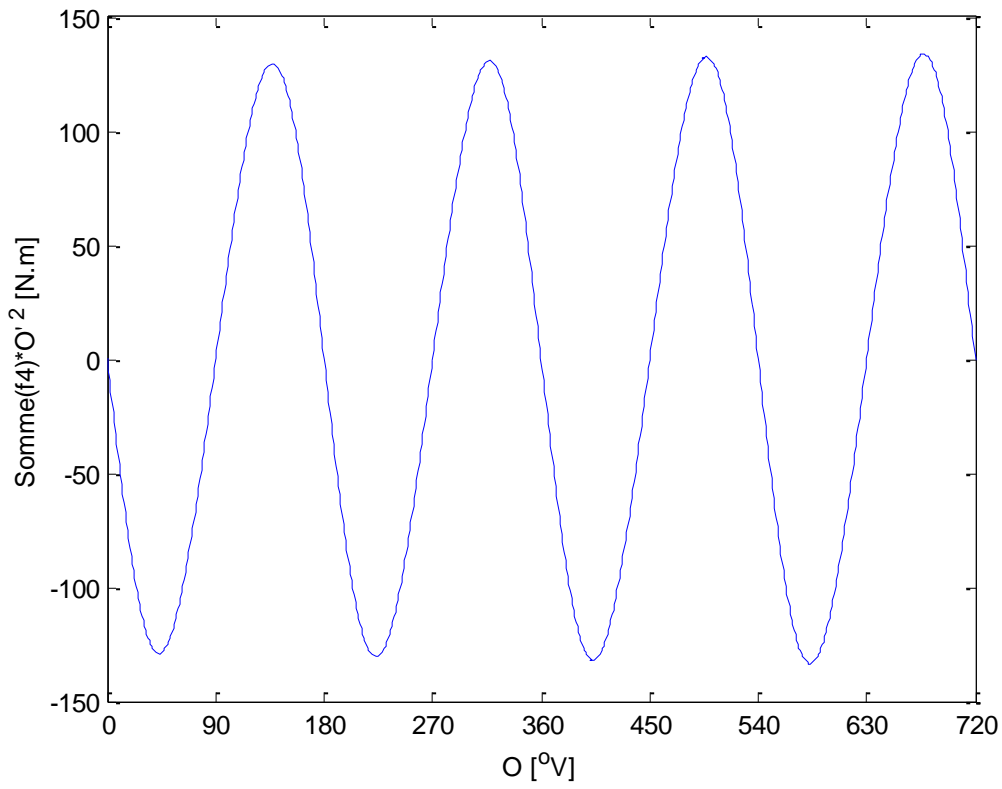


Figure E.4 : Variation de $\dot{\theta}^2 \cdot \sum_n f_4(\theta)$.

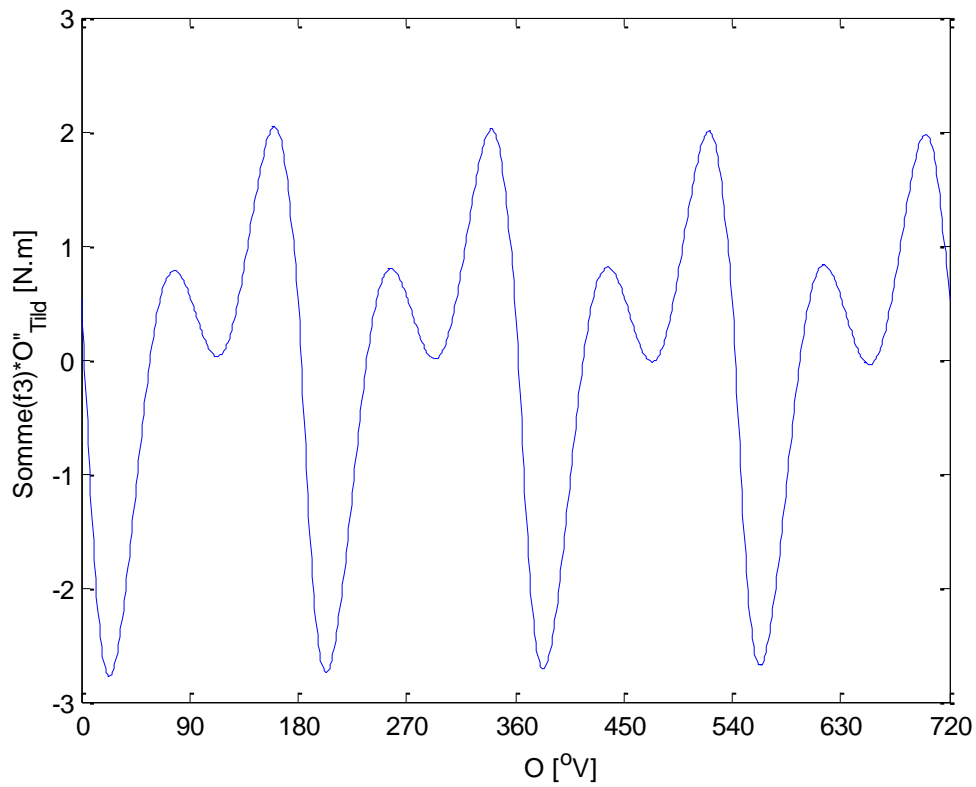


Figure E.5 : Variation de $\ddot{\theta} \cdot \sum f_3(\theta)$

Annexe F - Etude des différents termes du couple moteur

Le couple moteur C_{moteur} agissant sur l'axe du vilebrequin est la résultante des effets des forces de pression des gaz, de la pesanteur, de l'inertie et des forces centrifuges des bielles et pistons. Il a la forme suivante :

$$C_{moteur} = \sum_{i=0}^n C_{m, cyl}(\theta + \theta_i) \quad (Eq. F.1)$$

n est le nombre des cylindres, $C_{m, cyl}$ est le couple moteur relatif à un seul cylindre, θ est la position angulaire du vilebrequin et θ_i est le déphasage entre les cylindres. Un déphasage uniforme a la forme suivante :

$$\theta_i = \frac{i}{n} 4\pi, \quad i = 0, 1 \dots (n-1) \quad (Eq. F.2)$$

$C_{m, cyl}$ a l'expression suivante (Détails Annexe C) :

$$C_{m, cyl}(\theta) = \underbrace{g \times f_1(\theta)}_{\text{couple des forces de gravité}} + \underbrace{P_{gaz}(\theta) \times f_2(\theta)}_{\text{couple des forces de Pression}} + \underbrace{\ddot{\theta} \times f_3(\theta)}_{\text{couple des forces d'inertie}} + \underbrace{\dot{\theta}^2 \times f_4(\theta)}_{\text{couple des forces centrifuges}} \quad (Eq. F.3)$$

Où :

$$f_1(\theta) = \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \cdot \frac{R^2 \cdot \sin(2\theta)}{2\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} + (m_b + m_p) \cdot R \cdot \sin \theta \quad (Eq. F.4)$$

$$f_2(\theta) = \frac{\pi D^2}{4} R \sin \theta \left(1 + \frac{R \cos \theta}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \right) \quad (Eq. F.5)$$

$$f_3(\theta) = \left[\begin{aligned} & - (m_p + m_b) R^2 \sin^2 \theta - \frac{R^2 L_1^2}{L^2} m_b \cos^2 \theta \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & - \frac{R^2 I_b \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin^2 \theta \cdot \cos^2 \theta}{L^2 - R^2 \sin^2 \theta} \end{aligned} \right] \quad (Eq. F.6)$$

$$f_4(\theta) = \left[\begin{aligned} & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) R^2 \frac{\sin(2\theta)}{2} - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \cos \theta \sin(2\theta)}{\sqrt{L^2 - R^2 \sin^2 \theta}} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} m_b \right) \frac{R^3 \sin^3 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^{1.5}} - \frac{R^2 \cdot I_b \cdot \sin(2\theta) \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \sin^2 \theta \cdot (R^2 - L^2)}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)^2} \\ & - \left(m_p + m_b - \frac{L_1}{L} 2m_b + \frac{L_1^2}{L^2} m_b \right) \frac{R^4 \sin(2\theta) \cos^2 \theta}{2(L^2 - R^2 \sin^2 \theta)} \end{aligned} \right] \quad (Eq. F.7)$$

Par la suite on va étudier les caractéristiques et la grandeur de chacun des termes du couple moteur sur un moteur M4 quatre cylindres qui a les caractéristiques suivantes (tableau F.1) :

Inertie vilebrequin	132.45 g.m ²
Inertie volant moteur	116 g.m ²
Masse piston (m _p)	0.6 Kg
Masse bielle (m _b)	0.56 Kg
Inertie Piston assemblé	0.521 g.m ²
Inertie de la bielle assemblée (I _b)	0.791 g.m ²
Longueur de la bielle (L)	133.75 mm
Centre de gravité de la bielle (L ₁)	L * 2/3
Diamètre du piston (D)	76 mm
Course (2*R)	80.5 mm

Tableau F.1 : caractéristiques du moteur M4.

On va définir la valeur moyenne d'une variable $x(\theta)$ qui varie en fonction de la position angulaire du vilebrequin sur un cycle moteur par la formule suivante :

$$\bar{x} = \frac{\int_0^{4\pi} x(\theta) \cdot d\theta}{4\pi} \quad (\text{Eq. F.8})$$

Variation de $f_1(\theta)$:

La figure F.1 montre la variation du couple dû à la force de la pesanteur.

f_1 est une fonction périodique de période 2π et elle est symétrique par rapport à $\theta = \pi$.

La somme des f_1 déphasée relatives aux quatre cylindres est une fonction périodique de période π et elle est symétrique par rapport à $\theta = \pi/2$. La valeur moyennée (Eq. F.8) de $\sum_{i=0}^3 f_1(\theta + \theta_i) \cdot g$ est nulle.

Variation de $f_2(\theta)$:

La figure F.2 montre la variation de la fonction f_2 .

Elle est une fonction périodique de période 2π et elle est symétrique par rapport à $\theta = \pi$. La figure F.3 montre la variation des couples déphasés dus à la pression des gaz dans les quatre cylindres. La figure F.4 représente la somme des couples déphasés de la pression des gaz $\sum_{i=0}^3 P_{gaz}(\theta + \theta_i) \cdot f_1(\theta + \theta_i)$ en supposant qu'on a un profil identique de pression dans tous les cylindres. La valeur moyennée de cette somme sur un cycle moteur (Eq. F.8) représente le couple indiqué du moteur.

Variation de $f_3(\theta)$:

La figure F.5 montre la variation des moments d'inertie déphasés ($f_3(\theta + \theta_i)$) des pistons et bielles des quatre cylindres rapportés sur l'axe du vilebrequin. Ils sont des fonctions périodiques de période π . La figure F.5 montre aussi la résultante des moments d'inertie

$\sum_{i=0}^3 f_3(\theta + \theta_i)$ qui est une fonction périodique de même période π . La valeur moyennée (Eq. F.8) de cette fonction est non nulle et, dans le cas du moteur M2, est égale à 4.8 g.m^2 ce qui représente 1.92 % de la valeur de l'inertie du vilebrequin, du volant et du disque d'embrayage assemblés.

Variation de $f_4(\theta)$:

La figure F.6 montre la variation des fonctions déphasées $f_4(\theta + \theta_i)$ qui représentent les couples dus aux forces centrifuges des pistons et bielles des quatre cylindres. Elles sont périodiques de période 2π et symétriques par rapport à $\theta = \pi$. La figure F.6 montre aussi la variation de la somme $\sum_{i=0}^3 f_4(\theta + \theta_i)$ qui est une fonction périodique de période π et symétrique par rapport à $\theta = \frac{\pi}{2}$, donc sa valeur moyenne (Eq. F.8) est nulle sur un cycle moteur.

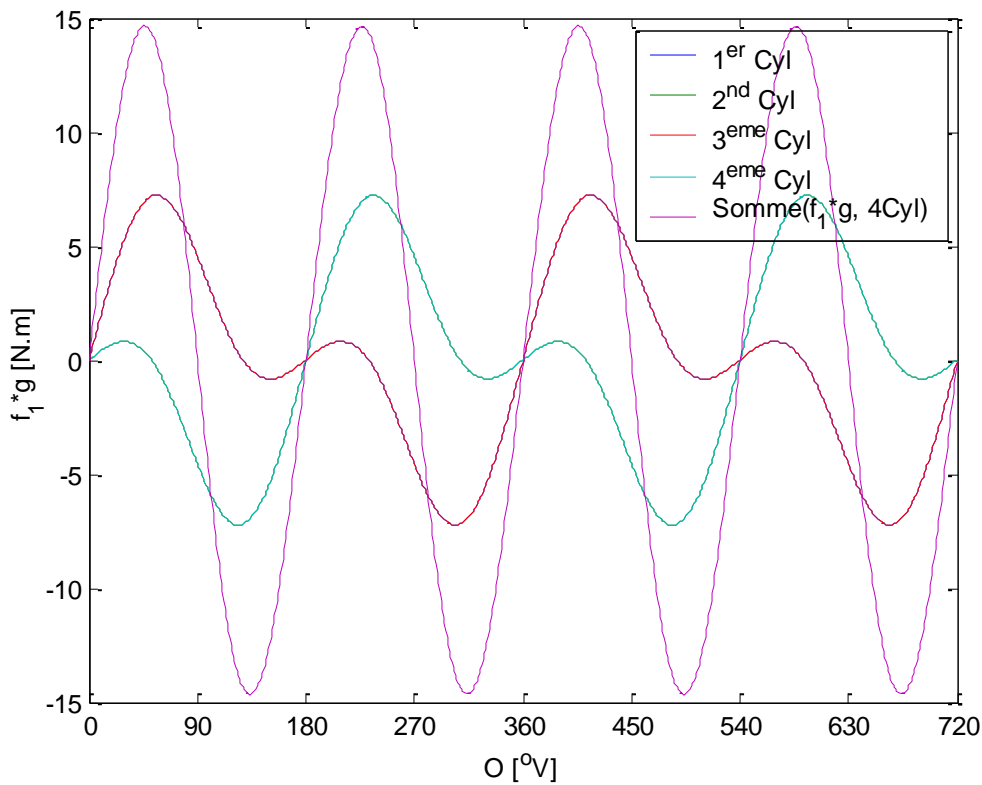


Figure F.1 : Graphe du couple relatif à la force de gravité des pistons et bielles.

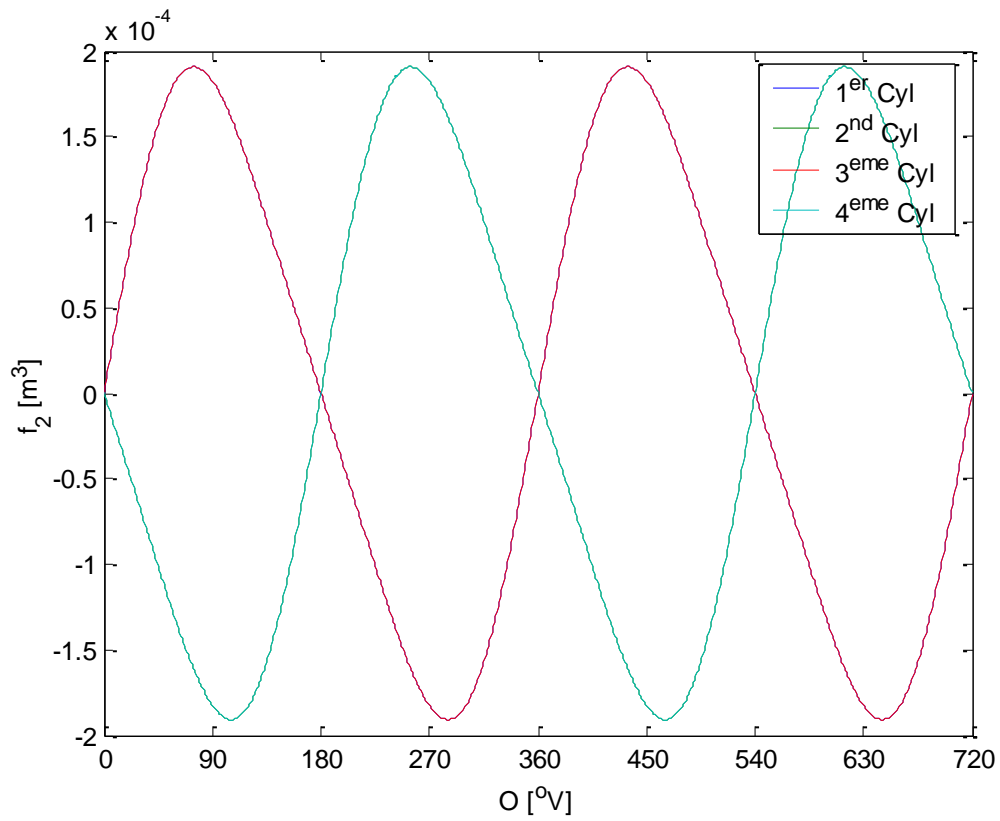


Figure F.2 : Graphe de f_2 .

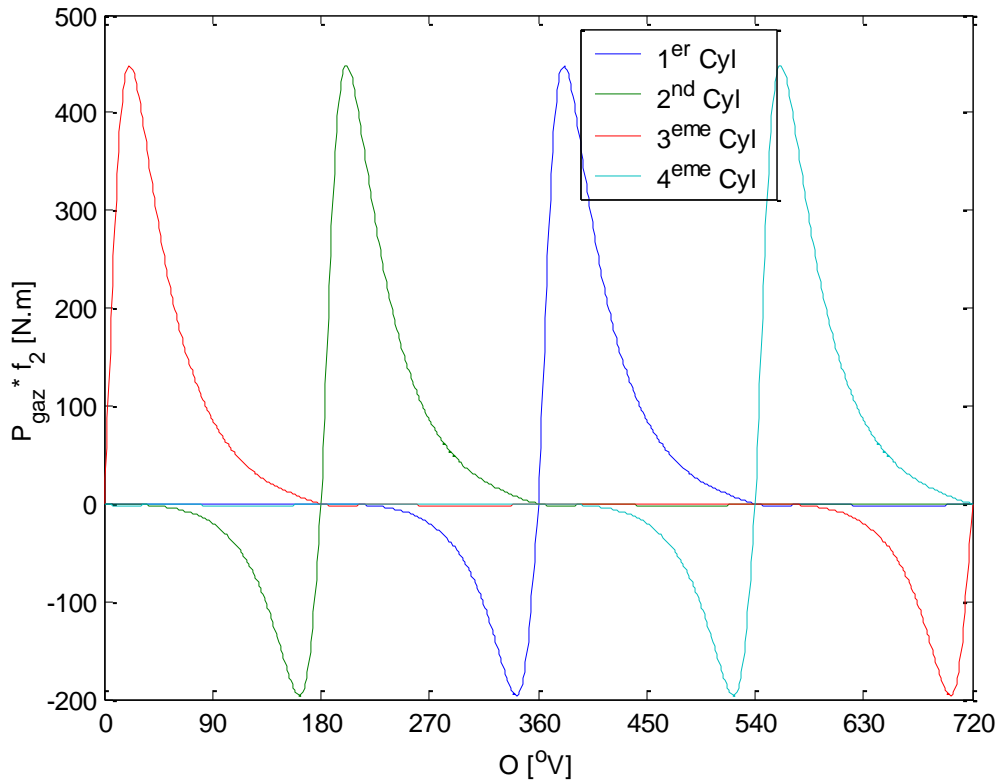


Figure F.3 : Graphe des couples déphasés relatifs à la pression des gaz dans les différents cylindres.

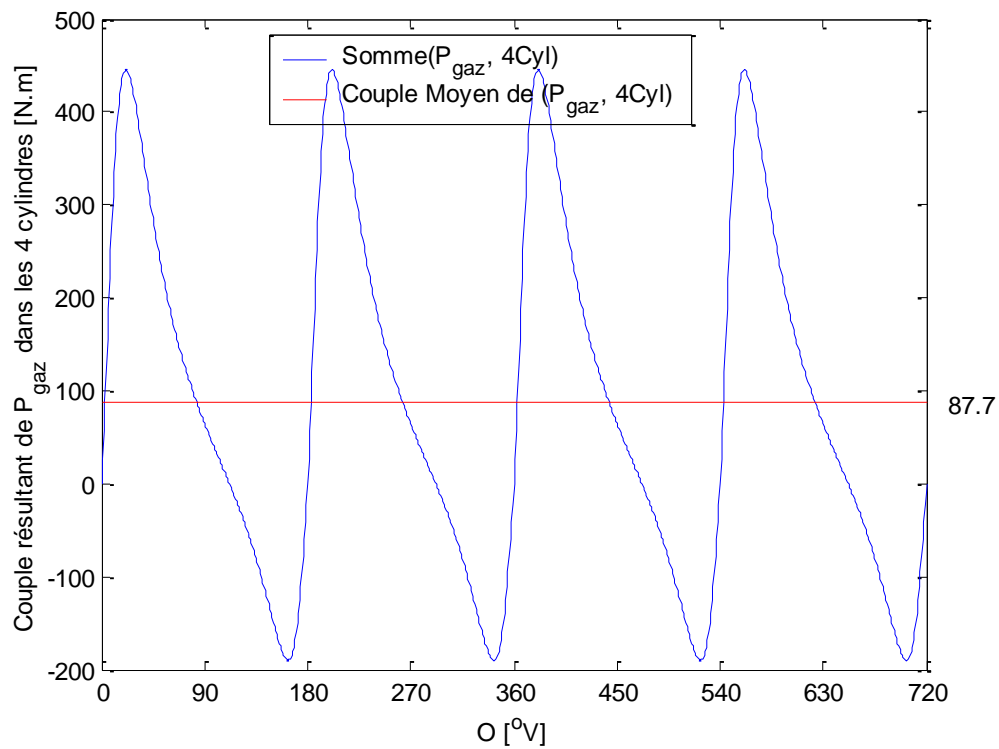


Figure F.4 : Graphe du couple résultant de la pression des gaz dans les quatre cylindres et du couple moyen de la pression des gaz.

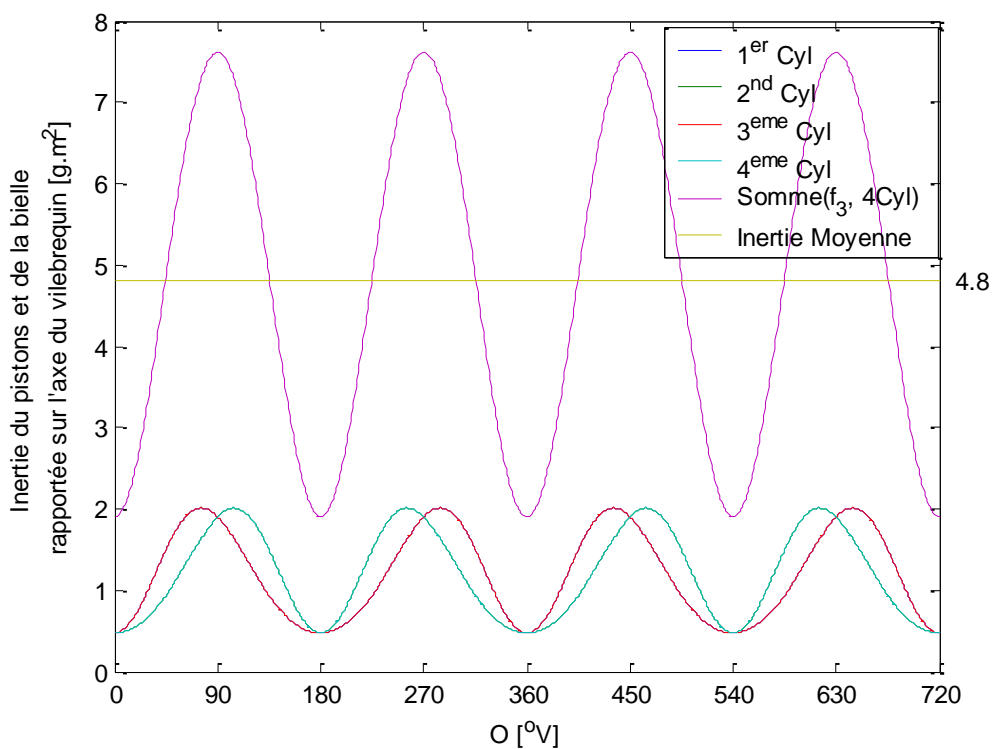


Figure F.5 : Graphe de l'inertie déphasée ($f_3(\theta + \theta_i)$) du piston et bielle des différents cylindres rapportée sur l'axe du vilebrequin, de leur somme ($\sum_{i=0}^3 f_3(\theta + \theta_i)$) ainsi que le moyen de la somme.

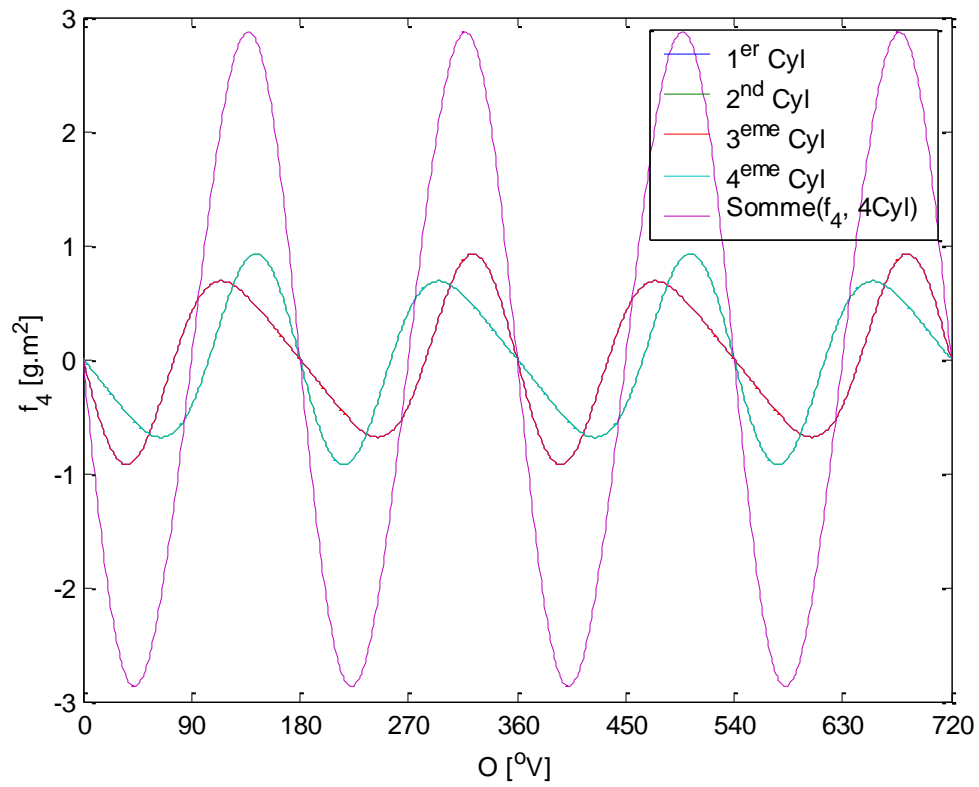


Figure F.6 : Graphe des fonctions $f_4(\theta + \theta_i)$ déphasées des différents cylindres qui représentent les couples dus aux forces centrifuges des pistons et bielles et de leur somme $\sum_{i=0}^3 f_4(\theta + \theta_i)$.

Annexe G - Calcul du couple résistant du véhicule rapporté à l'axe du vilebrequin suivant la loi de la route.

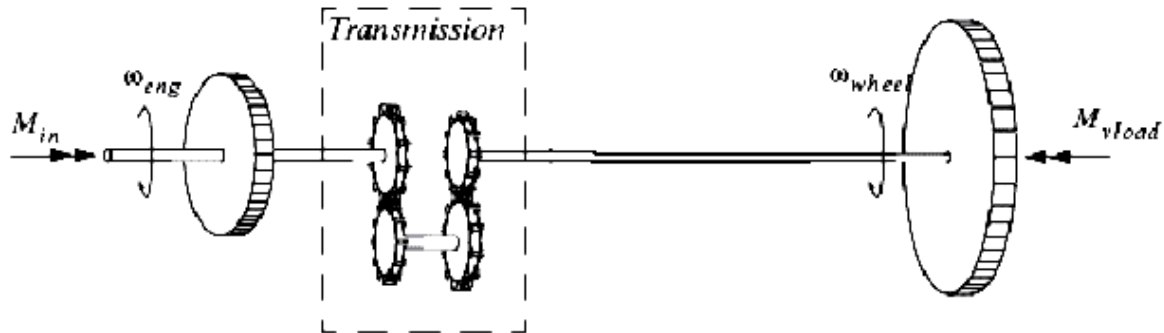


Figure G.1 : Schéma représentatif de la transmission du couple et de la vitesse de rotation de l'axe du vilebrequin jusqu'aux roues.

Puisque nous ne cherchons pas à étudier les vibrations ou la résonance de l'ensemble du système de transmission, et que nous ne sommes intéressés qu'à la variation du couple due au profil de la route et de la vitesse du véhicule, alors nous allons proposer un modèle simplifié (Figure G.1) du couple résistant qui est déduit à partir du bilan des forces extérieures appliquées sur les roues du véhicule et en considérant que les axes de transmission et la boîte de vitesse sont rigides et ne sont pas subis à la torsion.

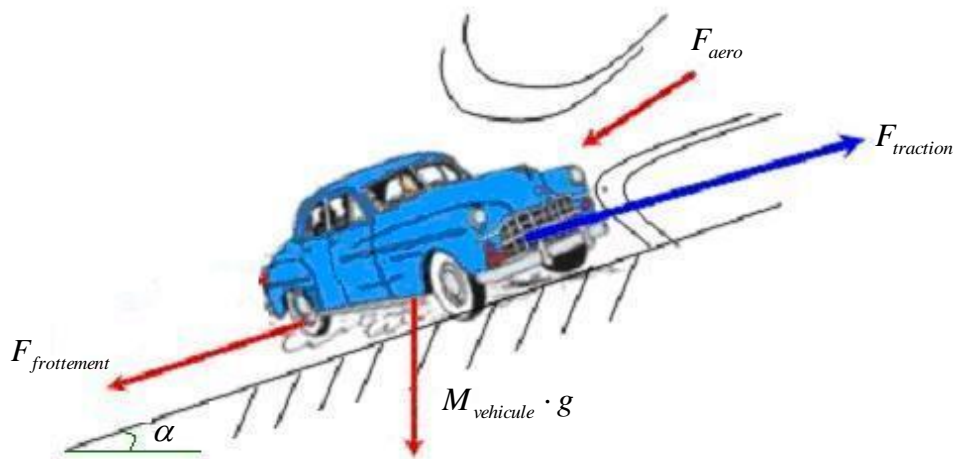


Figure G.2 : Schéma représentatif des forces agissant sur le véhicule

Bilan des forces (Figure G.2) :

1. La force de traction $\vec{F}_{traction}$. C'est la force issue du travail produit par la combustion du gazole et appliquée aux roues.
2. La traînée aérodynamique. C'est la force de résistance de l'air opposée au mouvement du véhicule, elle la forme suivante :

$$F_{aéro} = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot C_x \cdot S_f \cdot (V_{vehicule} \pm V_{air})^2 \quad (\text{Eq. G.1})$$

C_x est le coefficient de traînée aérodynamique, V_{air} et $V_{vehicule}$ sont respectivement la vitesse de l'air et du véhicule, V_{air} est positif si sa direction est de sens contraire au déplacement du véhicule et négatif au cas opposé, ρ_{air} est la masse volumique de l'air et S_f est la surface frontale du véhicule.

3. La force de la pesanteur qui a la forme suivante :

$$\vec{F}_{pesanteur} = \mp M_{vehicule} \cdot \sin(\alpha) \cdot \vec{g} \quad (\text{Eq. G.2})$$

$M_{vehicule}$ est la masse totale du véhicule et α est la pente de la route.

4. La force de résistance au roulement qui a la forme suivante :

$$F_{frottement} = M_{vehicule} \cdot g \cdot (C_{f0} + C_{f1} \cdot V_{vehicule} + C_{f2} \cdot V_{vehicule}^2) \quad (\text{Eq. G.3})$$

5. La force d'inertie des roues en rotation. En supposant que toutes les roues sont identiques et tournent à la même vitesse angulaire, elle a la forme suivante :

$$F_{inertie} = \frac{nb_{roues} \cdot J_{roue}}{R_{roue}} \cdot \ddot{\theta}_{roues} \quad (\text{Eq. G.4})$$

nb_{roues} est le nombre des roues, J_{roue} est le moment d'inertie d'une roue, R_{roue} est le rayon de la roue et $\ddot{\theta}_{roues}$ est son accélération angulaire.

Rapport de vitesse de rotation entre les roues et l'axe du vilebrequin :

Quand un rapport de boîte de vitesse est engagé, le rapport de vitesse angulaire entre le vilebrequin et les roues est une constante spécifique au rapport en question.

$$K_i = \frac{\dot{\theta}_{roues}}{\dot{\theta}_{moteur}} \quad (\text{Eq. G.5})$$

K_i représente la réduction de la vitesse de rotation, à travers la boîte de vitesse, l'axe de transmission et le différentiel, de l'axe du moteur jusqu'aux roues, i est l'indice du rapport engagé et $\dot{\theta}_{moteur}$ est la vitesse angulaire du vilebrequin. En considérant que les axes de transmission et la boîte de vitesse sont rigides et ne sont pas subis à la torsion, on peut écrire :

$$K_i = \frac{\ddot{\theta}_{roues}}{\ddot{\theta}_{moteur}} \quad (\text{Eq. G.6})$$

En plus la vitesse et l'accélération du véhicule sont liées à celles de la roue par les équations suivantes :

$$\begin{cases} V_{vehicule} = R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{moteur} \\ a_{vehicule} = R_{roue} \cdot K_i \cdot \ddot{\theta}_{moteur} \end{cases} \quad (\text{Eq. G.7})$$

La première loi de la dynamique appliquée au véhicule donne :

$$\sum_{vehicule} \vec{F} = M_{vehicule} \cdot \vec{a}_{vehicule} \quad (\text{Eq. G.8})$$

$$\Rightarrow \begin{bmatrix} F_{traction} - \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot C_x \cdot S_f \cdot (V_{air} \pm V_{vehicule})^2 \\ \pm M_{vehicule} \cdot \sin(\alpha) \cdot g \\ - M_{vehicule} \cdot g \cdot (C_{f0} + C_{f1} \cdot V_{vehicule} + C_{f2} \cdot V_{vehicule}^2) \\ - \frac{nb_{roues} \cdot J_{roue}}{R_{roue}} \cdot \ddot{\theta}_{roues} \end{bmatrix} = M_{vehicule} \cdot a_{vehicule}$$

$$\Rightarrow F_{traction} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot C_x \cdot S_f \cdot (V_{vehicule} \pm V_{air})^2 \\ + M_{vehicule} \cdot g \cdot [\pm \sin(\alpha) + C_{f0} + C_{f1} \cdot V_{vehicule} + C_{f2} \cdot V_{vehicule}^2] \\ + M_{vehicule} \cdot a_{vehicule} + \frac{nb_{roues} \cdot J_{roue}}{R_{roue}} \cdot \ddot{\theta}_{roues} \end{array} \right\} \quad (Eq. G.10)$$

D'où le couple nécessaire sur les roues pour entraîner la charge est :

$$C_{roues} = F_{traction} \cdot R_{roues} \quad (Eq. G.11)$$

Ce couple est transmis sur l'axe du vilebrequin à travers la transmission et la boîte de vitesse. Le couple transmis est le couple résistant C_r qui est calculé par l'équation suivante :

$$C_r = -K_i \cdot C_{roues} \cdot \frac{1}{\eta_{mec}} \quad (Eq. G.12)$$

η_{mec} est le rendement mécanique qui prend en compte les différentes pertes de la puissance transmise par frottement dans les différents mécanismes de transmission. Il est supposé constant.

Finalement le couple résistant du véhicule rapporté au vilebrequin est déduit des équations (Eq. G.10, G.11 et G.12) :

$$C_r = -\frac{K_i \cdot R_{roue}}{\eta_{mec}} \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot C_x \cdot S_f \cdot (R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{moteur} \pm V_{air})^2 \\ + \left(M_{vehicule} \cdot R_{roue} + \frac{nb_{roues} \cdot J_{roue}}{R_{roue}} \right) \cdot K \cdot \ddot{\theta}_{moteur} \\ + M_{vehicule} \cdot g \cdot \left[\pm \sin(\alpha) + C_{f0} + C_{f1} \cdot R_{roue} \cdot K \cdot \dot{\theta}_{moteur} \right. \\ \left. + C_{f2} \cdot R_{roues}^2 \cdot K^2 \cdot \dot{\theta}_{moteur}^2 \right] \end{array} \right\} \quad (Eq. G.13)$$

Dans le cas du couple résistant généré par les rouleaux pour simuler l'effet de la résistance de l'air et des frottements Roues-Sol, l'équation (Eq. G.10) donne :

$$F_{traction} = \left\{ (F_0 + F_1 \cdot V_{vehicule} + F_2 \cdot V_{vehicule}^2) + M_{vehicule} \cdot a_{vehicule} + \frac{nb_{roues} \cdot J_{roue}}{R_{roue}} \cdot \ddot{\theta}_{roues} \right\} \quad (Eq. G.14)$$

Avec :

$$\alpha = 0 \quad (Eq. G.15)$$

$$F_0 = \frac{1}{2} \rho_{air} \cdot C_x \cdot S_f \cdot V_{air}^2 + M_{vehicule} \cdot g \cdot C_{f0} \quad [N] \quad (\text{Eq. G.16})$$

$$F_1 = \frac{M_{vehicule} \cdot g \cdot C_{f1}}{3.6} \quad [N/(Km/h)] \quad (\text{Eq. G.17})$$

$$F_2 = \frac{M_{vehicule} \cdot g \cdot C_{f2}}{3.6^2} \quad [N/(Km/h)^2] \quad (\text{Eq. G.18})$$

D'où le couple résistant appliqué à l'axe du vilebrequin est :

$$\rightarrow C_r = \frac{K_i}{\eta_{mec}} \cdot \left\{ \left(M_{vehicule} \cdot R_{roue}^2 + 2 \cdot J_{roue} \right) \cdot K_i \cdot \ddot{\theta}_{moteur} \right. \\ \left. + R_{roue} \cdot \left[F_0 + F_1 \cdot 3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{moteur} \right] \right. \\ \left. + F_2 \cdot \left(3.6 \cdot R_{roue} \cdot K_i \cdot \dot{\theta}_{moteur} \right)^2 \right\} \quad (\text{Eq. G.19})$$

Annexe H - Algorithmes d'optimisation

Algorithme génétique

Les algorithmes génétiques simulent le processus d'évolution naturelle suivant le modèle darwinien dans un environnement donné. Ils utilisent un vocabulaire similaire à celui de la génétique naturelle mais les processus naturels auxquels ils font référence sont beaucoup plus complexes. Donc une population est formée d'individus dont chacun est représenté par un chromosome constitué de gènes qui contiennent les caractères héréditaires de l'individu. Les principes de sélection, de croisement, de mutation s'inspirent des processus naturels de même nom. Pour un problème d'optimisation, l'individu représente l'ensemble des variables d'optimisation recherchées, une solution potentielle. On lui associe la valeur de la fonction "objectif" à minimiser, son adaptation. On génère ensuite de façon itérative (Figure H.1) des populations d'individus sur lesquelles on applique des processus de sélection, de croisement et de mutation. La sélection a pour but de favoriser les meilleurs éléments de la population pour le critère considéré (les mieux adaptés), le croisement et la mutation assurent l'exploration de l'espace d'états.

On commence par générer une population aléatoire d'individus. Pour passer d'une génération k à la génération $k+1$, les opérations suivantes sont effectuées :

Chaque individu est affecté d'une probabilité plus ou moins importante suivant la valeur de son adaptation. Ensuite suivant la règle de sélection utilisée, les individus dotés d'une probabilité supérieure ont une chance plus grande à être sélectionnée pour se reproduire.

La règle de croisement indique la manière dont deux individus sélectionnés vont se reproduire pour constituer les nouveaux individus de la génération suivante.

La règle de mutation indique la manière dont les gènes de l'individu vont être manipulées pour se transformer en des nouveaux individus.

Les nouveaux individus ainsi formés sont évalués et intégrés dans la population pour constituer la génération suivante.

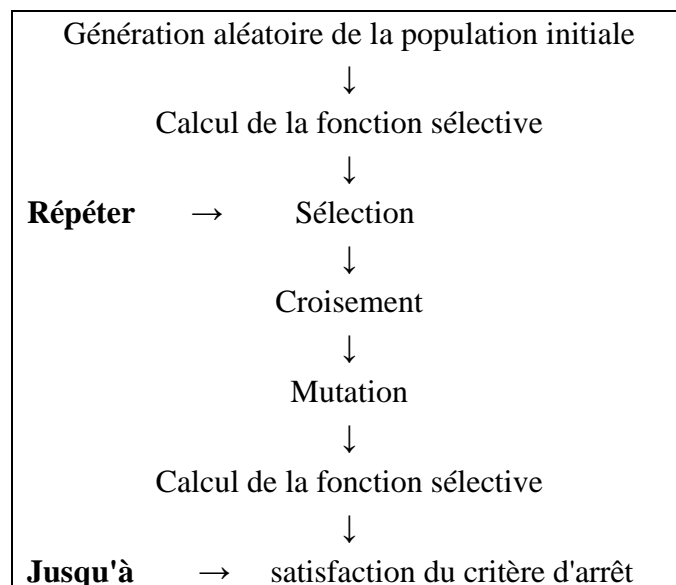


Figure H.1: Algorithme génétique de base.

Plusieurs critères d'arrêt de l'algorithme sont possibles : le nombre de générations peut être fixé à priori (temps constant) ou l'algorithme peut être arrêté lorsque la population n'évolue plus suffisamment et le gain apporté par la continuation du processus devient négligeable.

Pour utiliser un algorithme génétique sur un problème d'optimisation on doit donc disposer d'un principe de codage des individus, d'un mécanisme de génération de la population initiale et d'opérateurs permettant de diversifier la population au cours des générations et d'explorer l'espace de recherche. La figure H.1 illustre les différentes opérations qui interviennent dans un algorithme génétique de base.

Méthode Quasi-Newton avec fonction de pénalité

Le problème d'optimisation initial a la forme suivante :

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Min}\{f(X)\} \\ X = \{(x_i), i = 1 \dots N\} \\ \text{Sous les contraintes} \\ h_i(X) = 0, i = 1 \dots l \\ g_j(X) \leq 0, j = 1, \dots, m \end{array} \right. \quad (\text{Eq. H.1})$$

Dans le cas d'un problème d'optimisation non linéaire sous contraintes, la première étape de la résolution est de le transformer en un problème sans contraintes, ceci peut être fait en utilisant les facteurs de pénalité, le problème aura la forme suivante :

$$\text{Min} \left\{ \phi(X) = f(X) + r \cdot \left(\sum_{i=1}^l [h_i(X)]^2 \right) + r \cdot \left(\sum_{j=1}^m [G_j(X)]^2 \right) \right\} \quad (\text{Eq. H.2})$$

Avec :

$$G_j(X) = \begin{cases} g_j(X) & \text{Si } g_j(X) > 0 \\ 0 & \text{Si } g_j(X) \leq 0 \end{cases} \quad (\text{Eq. H.3})$$

$$r = r_0^k \quad (\text{Eq. H.4})$$

k est le nombre d'itérations. Les contraintes égalités sont toujours actives alors que les contraintes inégalités sont seulement actives si elles ne sont pas respectées. Ensuite on utilise la méthode quasi-Newton [24] pour minimiser la fonction $\phi(X)$. L'algorithme est formé des étapes suivantes (Figure H.2) :

- Commencer par une solution initiale $X_i^{(k)}$, $i = 0$ et $k = 1$.
- Déduire le vecteur suivant $X_{i+1}^{(k)}$ d'après l'équation suivante :

$$X_{i+1}^{(k)} = X_i^{(k)} - \alpha_i^{(k)} \cdot D_i^{(k)} \cdot \nabla \phi_i^{(k)} \quad (\text{Eq. H.5})$$

$\nabla \phi$ est le gradient calculé en différentiant la fonction $\phi(X)$ par rapport à X . D est une approximation de l'inverse du Hessien déduite d'après l'approximation d'Armijo-Goldstein :

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{i+1}^{(k)} = \left[\begin{array}{l} D_i^{(k)} + \frac{(\nabla \phi_{i+1}^{(k)} - \nabla \phi_i^{(k)}) \cdot (\nabla \phi_{i+1}^{(k)} - \nabla \phi_i^{(k)})^T}{(\nabla \phi_{i+1}^{(k)} - \nabla \phi_i^{(k)})^T \cdot (X_{i+1}^{(k)} - X_i^{(k)})} \\ - \frac{D_i^{(k)} \cdot (X_{i+1}^{(k)} - X_i^{(k)}) \cdot (X_{i+1}^{(k)} - X_i^{(k)})^T \cdot D_i^{(k)}}{(X_{i+1}^{(k)} - X_i^{(k)})^T \cdot D_i^{(k)} \cdot (X_{i+1}^{(k)} - X_i^{(k)})} \end{array} \right] \\ D_0^{(k)} = I \end{array} \right. \quad (\text{Eq. H.6})$$

$\alpha_i^{(k)}$ est le facteur de relaxation qui doit respecter la condition d'Armijo-Goldstein :

$$\left\{ \begin{array}{l} \phi_i(X_i^{(k)} - \alpha_i^{(k)} \cdot D_i^{(k)} \cdot \nabla \phi_i^{(k)}, r_0^k) \leq (\phi_i^{(k)} - \beta \cdot \alpha_i^{(k)} \cdot [\nabla \phi_i^{(k)}]^T \cdot D_i^{(k)} \cdot \nabla \phi_i^{(k)}) \\ \beta \in]0,1[\end{array} \right. \quad (\text{Eq. H.7})$$

c) Si $\|\nabla \phi_i^{(k)}\| > \text{Tolérance}$ alors: $\{ i = i + 1 \text{ et aller à (b)} \}$

d) Si $\|\nabla \phi_i^{(k)}\| \leq \text{Tolérance}$ alors: $\{ X_0^{(k+1)} = X_i^{(k)} \}$

$\left\{ \begin{array}{l} \text{Si } \|X_0^{(k+1)} - X_0^{(k)}\| > \text{Tolérance alors: } \{ k = k + 1, i = 0 \text{ et aller à (b)} \} \\ \text{Si } \|X_0^{(k+1)} - X_0^{(k)}\| \leq \text{Tolérance alors: } \left\{ \begin{array}{l} X_0^{(k+1)} \text{ est la solution optimale} \\ \text{FIN} \end{array} \right\} \end{array} \right\}$

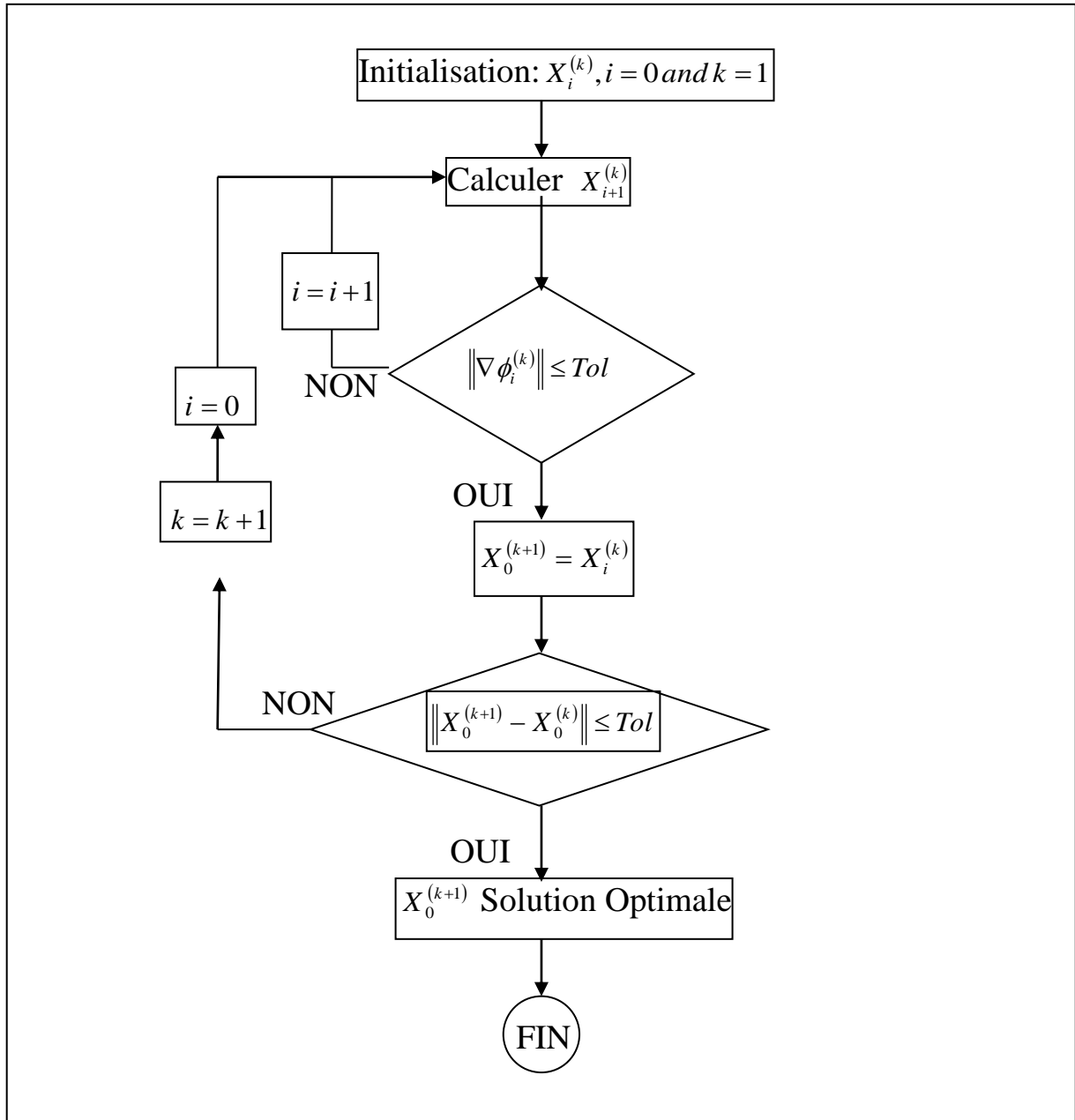


Figure H.2 : Algorithme d'optimisation Quasi-Newton.

Méthode SQP

Tout d'abord le problème d'optimisation avec contraintes est transformé en un problème sans contraintes en utilisant les multiplicateurs de Lagrange.

$$L(X, \lambda) = f(X) + \sum_{i=1}^l \lambda_i \cdot h_i(X) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \cdot g_j(X) \quad (\text{Eq. H.8})$$

La méthode séquentielle consiste à résoudre le problème en partant d'un vecteur initial X_0 et en construisant une série de vecteur X_k qui converge vers la solution optimale X^* . Au $k^{\text{ème}}$ itération, le vecteur X_{k+1} se déduit du vecteur précédent par la formule suivante :

$$X_{k+1} = X_k + \alpha_k \cdot d_k \quad (\text{Eq. H.9})$$

α_k est le pas d'optimisation et d_k est la direction de descente.

La méthode de Programmation Quadratique Successive (SQP) est considérée parmi les méthodes les plus performantes qu'on peut utiliser pour résoudre les problèmes d'optimisation non linéaires sous contraintes. Elle possède les avantages suivantes : elle converge vers des solutions précises et possède une vitesse de convergence relativement supérieure aux autres méthodes. Elle peut être divisée en deux étapes séparées :

1. Recherche de la direction de descente optimale.
2. Recherche du pas d'optimisation.

Recherche de la direction de descente optimale :

A chaque itération et à partir du problème principal, la méthode SQP construit un sous problème quadratique linéaire, plus facile à résoudre. L'objectif est la recherche de la direction de descente optimale d_k qui minimise la fonction "objectif" $f(X)$. On cherche donc à remplacer la fonction objectif du problème principal par une approximation de forme quadratique et à linéariser les contraintes égalités et inégalités autour du point X_k . Cette étape nécessite aussi l'approximation du Hessien de la fonction Lagrangienne qui peut être calculée en utilisant la formule de Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno BFGS. Le problème quadratique est alors défini de la manière suivante :

$$\begin{cases} \text{Min} \left(\frac{1}{2} d_k^T \cdot H_k \cdot d_k + \nabla f(X_k)^T \cdot d_k \right) \\ \nabla g_i(X_k)^T \cdot d_k + g_i(X_k) = 0, & i = 1, \dots, m_e \\ \nabla g_j(X_k)^T \cdot d_k + g_j(X_k) \leq 0, & i = m_e + 1, \dots, m \end{cases} \quad (\text{Eq. H.10})$$

Recherche du pas d'optimisation :

Le pas α_k est déterminé de sorte à produire une décroissance suffisante dans une fonction de mérite construite à partir du problème d'optimisation initial et souvent dotée de coefficients de pénalité.

$$f_{\text{mérite}}(X) = f(X) + \sum_{i=1}^{m_e} r_i \cdot g_i(X) + \sum_{i=m_e+1}^m r_i \cdot \text{Max}\{0, g_i(X)\} \quad (\text{Eq. H.11})$$

Annexe I - Modèles de connaissance

Les modèles quasi-statiques

Les modèles quasi-statiques considèrent que la réponse du moteur en phase transitoire peut être décrite par une suite d'états stationnaires très rapprochés. Les modèles quasi-statiques en valeurs moyennes décrivent les variables d'état du moteur par leur valeur moyenne éliminant ainsi leur dépendance à la position angulaire du vilebrequin. Ces variables sont calculées par des équations semi-empiriques et sont liées entre elles par des équations déduites de la loi de la conservation de la masse et d'énergie et de la loi fondamentale de la dynamique. L'identification des paramètres des équations semi-empiriques est faite à partir des données expérimentales collectées sur un banc d'essais statiques et obtenues par balayage du couple et de la vitesse de rotation sur toute la plage de fonctionnement moteur. Ces modèles sont simples et précis et permettent une connaissance en valeur moyenne de l'état des gaz à travers les différentes parties du moteur.

Les modèles de remplissage et de vidange

Les modèles de remplissage et de vidange considèrent les collecteurs d'admission et d'échappement comme des volumes capacitifs et le moteur comme un système ouvert où l'échange de masse et de chaleur est gouverné par l'équation de la conservation de masse et d'énergie. Suivant la précision souhaitée du modèle, l'écoulement des gaz à l'intérieur des conduites est supposé monodimensionnel, bidimensionnel ou tridimensionnel. A chaque itération, l'état des gaz dans les différents volumes est calculé d'après la loi de la conservation de la masse et d'énergie. Ce type de modélisation prend compte de la nature cyclique des différentes variables d'état et nécessite un temps de calcul considérable.

Les modèles par bond graph

Le bond graph est une représentation graphique des transferts d'énergie dans le système moteur. Il est basé sur le principe de la conservation de la puissance. Les liens d'un Bond Graph sont des symboles qui représentent soit des flux d'énergie, soit des flux d'information. La description d'un modèle par bond graph comprend trois niveaux d'objets de natures différentes :

- Un ensemble de descriptions sous forme de graphes orientés dont les nœuds appartiennent à un ensemble spécifique. Cette description est équivalente à un ensemble d'équations (algèbre-différentielles) structurelles décrivant le système.
- Un ensemble de lois constitutives caractérisant la physique qualitative du système.
- Un ensemble de paramètres pour décrire quantitativement les lois constitutives.

Références

- [1] Ammann, Markus, Nicholas Patrick Fekete, Lino Guzzella, and A. H. Glattfelder. *Model-based control of the VGT and EGR in a turbocharged common-rail Diesel engine: theory and passenger car implementation*. No. 2003-01-0357. SAE Technical Paper, 2003.
- [2] Bai, Lu, and Minggao Yang. *Coordinated control of EGR and VNT in turbocharged diesel engine based on intake air mass observer*. No. 2002-01-1292. SAE Technical Paper, 2002.
- [3] Buratti, Riccardo, Alessandro Carlo, Enrico Lanfranco, and Alberto Pisoni. "Di diesel engine with variable geometry turbocharger (VGT): a model based boost pressure control strategy." *Meccanica* 32, no. 5 (1997): 409-421.
- [4] Christian Cabal, and Claude Gatignol. *Rapport sur la définition et les implications du concept de voiture propre*. Office parlementaire d'évaluation des choix scientifiques et technologiques, Assemblée nationale, 2005.
- [5] Comité interministériel pour les véhicules propres et Economes. *Etat des filières de véhicules propres et impact des politiques publiques d'accompagnement*. Ministère de l'industrie, édition 2005.
- [6] Dotoli, Mariagrazia, and Paolo Lino. "Fuzzy adaptive control of a variable geometry turbocharged diesel engine." In *Proc. IEEE Int. Symp. Ind. Electron. (ISIE)*, vol. 4, pp. 1295-1300. 2002.
- [7] Dovifaaz, Xavier. "Modélisation et commande d'un moteur Diesel en vue de la réduction de ses émissions." PhD dissertation, Amiens, 2001.
- [8] Filipi, Zoran, Yongsheng Wang, and Dennis N. Assanis. *Effect of variable geometry turbine (VGT) on diesel engine and vehicle system transient response*. No. 2001-01-1247. SAE Technical Paper, 2001.
- [9] Fredriksson, Jonas, and Bo Egardt. "Backstepping control with local LQ performance applied to a turbocharged diesel engine." In *Decision and Control, 2001. Proceedings of the 40th IEEE Conference on*, vol. 1, pp. 111-116. IEEE, 2001.
- [10] Gao, Z., and W. Schreiber. "The effects of EGR and split fuel injection on diesel engine emission." *International Journal of Automotive Technology* 2, no. 4 (2001): 123-133.
- [11] Watson, R. T., D. L. Albriton, and T. Barker. "Changements climatiques 2001: Rapport de synthèse, résumé à l'intention des décideurs." *Rapport, GIEC, Septembre 2001, pages: 1 37* (2001).
- [12] Gilliéron, Patrick, and Eugénie Levallois-Goy. "Contribution de l'aérodynamique au développement durable et sécuritaire dans l'automobile." *Mechanics & Industry* 6, no. 6 (2005): 567-574.
- [13] Guerrassi, N., and P. Dupraz. *A common rail injection system for high speed direct injection diesel engines*. No. 980803. SAE Technical Paper, 1998.

- [14] Hafner, M., M. Schüler, O. Nelles, and R. Isermann. "Fast neural networks for diesel engine control design." *Control Engineering Practice* 8, no. 11 (2000): 1211-1221.
- [15] Hafner, Michael. *Model based determination of dynamic engine control function parameters*. No. 2001-01-1981. SAE Technical Paper, 2001.
- [16] Hafner, Michael, and Rolf Isermann. "Multiobjective optimization of feedforward control maps in engine management systems towards low consumption and low emissions." *Transactions of the Institute of Measurement and Control* 25, no. 1 (2003): 57-74.
- [17] John B. Heywood. *Internal combustion engines*. McGraw Hill Education, 1988.
- [18] Hiroyasu, T., M. Miki, J. Kamiura, S. Watanabe, and H. Hiroyasu. *Multi-objective optimization of diesel engine emissions and fuel economy using genetic algorithms and phenomenological model*. No. 2002-01-2778. SAE Technical Paper, 2002.
- [19] Jung, Dohoy, and Dennis N. Assanis. *Multi-zone DI diesel spray combustion model for cycle simulation studies of engine performance and emissions*. No. 2001-01-1246. SAE Technical Paper, 2001.
- [20] Jung, Merten. "Mean-value modelling and robust control of the airpath of a turbocharged diesel engine." PhD dissertation, University of Cambridge, 2003.
- [21] Jung, D., and D. N. Assanis. "Modeling of direct injection diesel engine emissions for a quasi-dimensional multi-zone spray model." *International Journal of Automotive Technology* 5, no. 3 (2004): 165-172.
- [22] Kolmanovsky, Ilya V., and Anna G. Stefanopoulou. "Optimal control techniques for assessing feasibility and defining subsystem level requirements: An automotive case study." *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 9, no. 3 (2001): 524-534.
- [23] Michel, S., D. Maignan, Y. Collette, E. Martini, J. Bachler, and M. Weber. "Dynamic tuning: a new approach for fast engine emission calibration." In *SIA International Conference*. 2006.
- [24] Minoux, Michel. *Programmation mathématique. Théorie et algorithmes*. Lavoisier, 2008.
- [25] Mital, R., J. Li, S. C. Huang, B. J. Stroia, R. C. Yu, J. A. Anderson, and Kenneth Howden. *Diesel exhaust emissions control for light duty vehicles*. No. 2003-01-0041. SAE Technical Paper, 2003.
- [26] Nelles, Oliver, Alexander Fink, and Rolf Isermann. "Local linear model trees (LOLIMOT) toolbox for nonlinear system identification." *IFAC Proceedings Volumes* 33, no. 15 (2000): 845-850.
- [27] Omran, R., R. Younes, and J. C. Champoussin. "Optimal control of diesel engines: methods and applications." In *3rd International Conference on Advances in Vehicle Control and Safety*. 2007.

- [28] Omran, Rabih, Rafic Younes, Jean-Claude Champoussin, Danitza Fedeli, François Masson, and Nouredine Guerrassi. *Genetic algorithm for dynamic calibration of engine's actuators*. No. 2007-01-1079. SAE Technical Paper, 2007.
- [29] Omran, Rabih, Rafic Younes, and Jean-Claude Champoussin. "Neural networks for real-time nonlinear control of a variable geometry turbocharged diesel engine." *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, DOI: 10.1002/rnc.1264.
- [30] Younes, R., M. Ouladsine, and H. Noura. "Optimisation du débit d'air dans le Diesel suralimenté." *Bordeaux, France: Congrès International Francophone d'Automatique, CIFA* (2006).
- [31] Liazid, A., J. C. Champoussin, and R. Younes. "State affine model of gaseous emissions of a diesel engine in transient conditions." *Entropie* 30, no. 182 (1994): 3-12.
- [32] Younes, R., J. C. Champoussin, and A. Liazid. "Modélisation du moteur diesel suralimenté en vue de sa commande optimale." *Entropie* 29, no. 174-75 (1993): 31-42.
- [33] Ouenou-Gamo, S. "Modélisation d'un moteur Diesel suralimenté." PhD dissertation, Université de Picardie Jules Verne, Amiens, 2001.
- [34] Ouladsine, Mustapha, Gérard Bloch, and Xavier Dovifaaz. "Neural modelling and control of a Diesel engine with pollution constraints." *Journal of Intelligent & Robotic Systems* 41, no. 2 (2005): 157-171.
- [35] PAROIS, Aimé. "Suralimentation des moteurs de véhicules par turbocompresseur." *Techniques de l'Ingénieur, BM2631* (2001): 1-21.
- [36] Pesant, Laurie. "Elaboration d'un nouveau système catalytique à base de carbure de silicium (β -SiC) pour la combustion des suies issues des automobiles à moteur Diesel." PhD dissertation, Strasbourg 1, 2005.
- [37] Pinchon, Philippe. "Futures évolutions des motorisations dans l'automobile." *Réalités Industrielles* (2003): 35.
- [38] Rakopoulos, C. D., D. C. Rakopoulos, and D. C. Kyritsis. "Development and validation of a comprehensive two-zone model for combustion and emissions formation in a DI diesel engine." *International journal of energy research* 27, no. 14 (2003): 1221-1249.
- [39] Roberts, Martyn. *Benefits and challenges of variable compression ratio (VCR)*. No. 2003-01-0398. SAE Technical Paper, 2003.
- [40] Saulnier, Sylvain, and Stephane Guilain. *Computational Study of Diesel Engine Downsizing Using Two-StageTurbocharging*. No. 2004-01-0929. SAE Technical paper, 2004.
- [41] Servant, Louis, and A. Sebek. "La pollution atmosphérique et les transports franciliens." *Institut d'Aménagement et d'Urbanisme de la Région Ile-de-France; IAURIF, Rapport* (2004).

- [42] Stefanopoulou, Anna G., Ilya Kolmanovsky, and James S. Freudenberg. "Control of variable geometry turbocharged diesel engines for reduced emissions." *IEEE transactions on control systems technology* 8, no. 4 (2000): 733-745.
- [43] Swoboda, Bernard. *Mécanique des moteurs alternatifs*. Éditions Technip, 1984.
- [44] Younes, R., and J. C. Champoussin. "Le Turbocompresseur à Géométrie Variable, un Moyen de Réduire la Pollution." In *J. SFT*. 1994.
- [45] Traver, Michael L., Richard J. Atkinson, and Christopher M. Atkinson. *Neural network-based diesel engine emissions prediction using in-cylinder combustion pressure*. No. 1999-01-1532. SAE Technical Paper, 1999.
- [46] Van Nieuwstadt, Michiel Jacques, Ilya V. Kolmanovsky, and Paul Eduard Moraal. *Coordinated EGR-VGT control for diesel engines: an experimental comparison*. No. 2000-01-0266. SAE Technical paper, 2000.
- [47] Venuti, Nicolas. "Contribution à la conception de la commande d'un moteur muni de soupapes électromécaniques." PhD Dissertation, PARIS XII University, France, 1994.
- [48] Younes, Rafic. "Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions." PhD dissertation, Ecole Centrale de Lyon, 1993.
- [49] Wijetunge, R. S., C. J. Brace, J. G. Hawley, and N. D. Vaughan. "Fuzzy logic control of diesel engine turbocharging and exhaust gas recirculation." In *Proceedings of the Control UKACC International Conference on Control Mini-Symposium on Engine Control Systems*. University of Cambridge, 2000.
- [50] Wu, Bin, Zoran Filipi, Dennis N. Assanis, Denise M. Kramer, Gregory L. Ohl, Michael J. Prucka, and Eugene DiValentin. *Using artificial neural networks for representing the air flow rate through a 2.4 liter VVT engine*. No. 2004-01-3054. SAE Technical Paper, 2004.
- [51] Zeng, Pin, and Dennis N. Assanis. *Cylinder pressure reconstruction and its application to heat transfer analysis*. No. 2004-01-0922. SAE Technical Paper, 2004.
- [52] Zito, Gianluca, and Ioan Doré Landau. "Narmax model identification of a variable geometry turbocharged diesel engine." In *American Control Conference, 2005. Proceedings of the 2005*, pp. 1021-1026. IEEE, 2005.
- [53] Zweiri, Yahya H., and D. Seneviratne. "Diesel engine indicated torque estimation based on artificial neural networks." In *Computer Systems and Applications, 2007. AICCSA'07. IEEE/ACS International Conference on*, pp. 791-798. IEEE, 2007.