



**HAL**  
open science

**SIMULATION DE L'INFLUENCE DES  
PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DES  
MOTEURS DIESEL SURALIMENTES  
SEMI-RAPIDES SUR LES EMISSIONS POLLUANTES  
- ETUDE EN REGIME STATIONNAIRE ET  
DYNAMIQUE - APPLICATION AUX ENSEMBLES  
UTILISES EN PROPULSION NAVALE**

Xavier Tauzia

► **To cite this version:**

Xavier Tauzia. SIMULATION DE L'INFLUENCE DES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT DES MOTEURS DIESEL SURALIMENTES SEMI-RAPIDES SUR LES EMISSIONS POLLUANTES - ETUDE EN REGIME STATIONNAIRE ET DYNAMIQUE - APPLICATION AUX ENSEMBLES UTILISES EN PROPULSION NAVALE. Milieux fluides et réactifs. Ecole Centrale de Nantes; Université de Nantes, 1998. Français. NNT : . tel-03139904

**HAL Id: tel-03139904**

**<https://hal.science/tel-03139904>**

Submitted on 12 Feb 2021

**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.

ECOLE DOCTORALE  
SCIENCES POUR L'INGENIEUR  
DE NANTES  
1998

**Thèse de DOCTORAT**

Discipline : Sciences de l'Ingénieur  
Spécialité : Dynamique des Fluides et des Transferts

présentée et soutenue publiquement par :

**Xavier TAUZIA**

le 8 Octobre 1998  
à l'Ecole Centrale de Nantes

**SIMULATION DE L'INFLUENCE DES PARAMETRES DE FONCTIONNEMENT  
DES MOTEURS DIESEL SURALIMENTES SEMI-RAPIDES  
SUR LES EMISSIONS POLLUANTES**

**ETUDE EN REGIME STATIONNAIRE ET DYNAMIQUE**

**APPLICATION AUX ENSEMBLES UTILISES EN PROPULSION NAVALE**

Jury :

<b>Rapporteur</b>	<b>J.-P. FRAYRET</b>	<i>Professeur, Université de Bordeaux I - Laboratoire de Mécanique Physique</i>
<b>Rapporteur</b>	<b>M. PLUVIOSE</b>	<i>Professeur, CNAM Paris - Chaire de turbomachine</i>
<b>Président</b>	<b>J.-C. CHAMPOUSSIN</b>	<i>Professeur, Ecole Centrale de Lyon - Laboratoire de Mécanique des Fluides et Acoustique</i>
	<b>B. DESMET</b>	<i>Professeur, ENSIMEV - Université de Valenciennes - LAMIH-LCSME</i>
	<b>G. GROSSHANS</b>	<i>Chef du Service Projets Thermodynamiques, S.E.M.T. Pielstick, Saint Denis</i>
	<b>J.-F. HETET</b>	<i>Maître de Conférences, Ecole Centrale de Nantes - Laboratoire de Mécanique des Fluides</i>
	<b>M. LEBEAU</b>	<i>Directeur Etudes - Essais, DCN Indret</i>

Directeur de thèse : **J.-F. HETET**

## REMERCIEMENTS

---

*Ce travail a été effectué au sein de la Division Energétique et Environnement du Laboratoire de Mécanique des Fluides de l'Ecole Centrale de Nantes (UMR CNRS 6598), dans le cadre d'une bourse DRET/DCN/CNRS.*

*Je remercie Monsieur le Professeur **Jean-Pierre FRAYRET** de l'Université de Bordeaux I qui a bien voulu en être le rapporteur et participer à mon jury de thèse. Je tiens tout particulièrement à lui exprimer ma gratitude pour les précieux conseils qu'il m'a prodigués, et pour le soin qu'il a consacré à la lecture de mon mémoire.*

*Je remercie également Monsieur le Professeur **Michel PLUVIOSE**, titulaire de la Chaire de Turbomachine du CNAM Paris, pour la critique constructive de mes travaux dont il a été le rapporteur et pour sa participation à ce jury.*

*Monsieur le Professeur **Jean-Claude CHAMPOUSSIN**, de l'Ecole Centrale de Lyon, m'a fait l'honneur de présider mon jury de thèse. Je lui en suis profondément reconnaissant, ainsi que des conseils qu'il m'a prodigués.*

*Je tiens à remercier Monsieur le Professeur **Bernard DESMET** de l'Université de Valenciennes et de l'ENSIMEV pour l'intérêt qu'il a porté à cette étude et pour sa participation au jury.*

*Mes remerciements vont aussi à Monsieur **Gérald GROSSHANS** Chef du Service Projets Thermodynamiques à la SEMT-Pielstick pour avoir accepté de prendre part à mon jury de thèse, pour ses conseils avisés et pour les nombreuses informations techniques que lui et son collègue, Monsieur **Laurent MOUILLARD**, m'ont communiquées pendant mes recherches.*

*Je remercie Monsieur **Maxime LEBEAU** Directeur Etudes-Essais à la Direction des Constructions Navales d'Indret pour sa participation à ce jury. Qu'il veuille bien me*

*permettre d'associer à ces remerciements Monsieur **Dominique MIGNOTTE**, Expert moteur à DCN Indret, qui a permis d'assurer le financement de ces travaux.*

*Je tiens enfin à exprimer toute ma reconnaissance à Monsieur **Jean-François HETET**, Maître de Conférences à l'Ecole Centrale de Nantes, qui a bien voulu accepter de diriger cette thèse et qui m'a fait bénéficier, tout au long du travail, de son aide et de ses connaissances du sujet. Qu'il en soit sincèrement remercié, ainsi que de sa participation au jury.*

*Je ne saurais oublier, pour terminer, tous ceux qui, à des titres divers, m'ont apporté leur aide et m'ont manifesté leur soutien et leurs encouragements. En particulier, je tiens à remercier Monsieur **Pascal CHESSE**, Maître de Conférences à l'Ecole Centrale de Nantes, qui, par ses conseils amicaux, a contribué à l'aboutissement de ma recherche.*

## SOMMAIRE

---

NOMENCLATURE	3
INTRODUCTION	11
I. - ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE	13
I.1. - ETAT SUR LES EMISSIONS POLLUANTES PRODUITES PAR LES MOTEURS DIESEL	16
I.2. - LES DIFFERENTES MODELISATIONS DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL	35
I.3. - ETAT SUR LES LOGICIELS DE SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DES MOTEURS DIESEL	55
II. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES A L'ECHAPPEMENT ET DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES MOTEURS DIESEL SURALIMENTES SEMI-RAPIDES	59
II.1. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI-RAPIDES: MODELE ZERO-DIMENSIONNELLE DEUX-ZONES	62
II.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI-RAPIDES: MODELE QUASIDIMENSIONNEL MULTIZONES	75
II.3. - EXTENSION DU LOGICIEL <i>SELENDIA</i> : SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE DES MOTEURS DIESEL TURBOCOMPRESSES	86

III. - VALIDATION DES MODELES D'EVALUATION DES EMISSIONS POLLUANTES	91
III.1. - MOTEURS ETUDIES	94
III.2. - VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION DEUX ZONES	96
III.3.- VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION MULTIZONES	108
IV. - EVALUATION DES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS POLLUANTES EN FONCTIONNEMENT STATIONNAIRE	121
IV.1. - ETUDE D'UN MOTEUR 3PC2-6B A EMISSIONS DE NO <sub>x</sub> REDUITES - COMPARAISON CALCUL / EXPERIENCE	124
IV.2. - ETUDE PAR SIMULATION DE QUELQUES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS EN FONCTIONNEMENT STATIONNAIRE - APPLICATION A LA PROPULSION NAVALE	135
V. - EVALUATION DES EMISSIONS POLLUANTES ET DES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE EN FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE	167
V.1. - SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE A SURALIMENTATION SEQUENTIELLE: VALIDATION	170
V.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE	182
V.3. - ETUDE DES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE	190
CONCLUSION	211
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	215
ANNEXES	227

---

## NOMENCLATURE

---

Symboles Latins	Unité	Signification
A	K	constante
A*	K	écart de température maximal entre les deux zones
A1, A2	-	coefficients de Wiebe
$A_{pm}$ , $A_{diff}$	K	constantes
Asf, Asc	-	constantes
B	-	fonction "écart de température"
Bach	-	Indice "Bacharach" d'opacité des fumées
Bs1, Bs2, Bs3	-	constantes
C	-	concentration dans un jet
Clair	-	coefficient d'entraînement de l'air par le jet
$Cd_{noz}$	-	coefficient de décharge d'un orifice de l'injecteur
$C_m$	-	concentration maximale (sur l'axe d'un jet)
$Cp_e$ , $Cp_s$	J/kg/K	Capacité calorifique massique à pression constante des gaz en entrée et en sortie des turbomachines de suralimentation
Cran	mm	Cran (position de la crémaillère) de la pompe à injection
$Cran_{nom}$	mm	valeur nominale du cran de pompe
$Cran_r$	-	Cran réduit
Cs1, Cs2	-	constantes
$C_{st}$	-	rapport air/carburant stoechiométrique
CW1, CW2	-	coefficients de Wiebe
dHair	J/s	enthalpie de l'air entrant dans une zone
dHfv	J/s	enthalpie du carburant entrant dans une zone
$dm_{ad}/dt$	kg/s	débit instantané à la soupape d'admission

d <sub>mair</sub>	kg/s	masse de gaz frais entraînée par le jet dans une zone
d <sub>mb</sub>	kg/s	variation de la masse de gaz brûlés dans une zone
d <sub>mbc</sub>	kg/s	taux de combustion limité par la cinétique chimique
d <sub>mbd</sub>	kg/s	taux de combustion de diffusion
d <sub>mbp</sub>	kg/s	taux de combustion de pré-mélange
d <sub>mbt</sub>	kg/s	taux de combustion limité par le mélange turbulent
d <sub>mb_comb</sub>	kg/s	variation de la masse de gaz brûlés due à la combustion, dans une zone
d <sub>m<sub>c</sub>/dt</sub>	kg/degAM	débit moyen de carburant
d <sub>m<sub>comp</sub></sub>	kg/s	débit massique du compresseur de suralimentation
d <sub>m<sub>ec</sub>/dα</sub>	kg/degAM	débit instantané à la soupape d'échappement
d <sub>m<sub>ec</sub>/dt</sub>	kg/s	débit instantané à la soupape d'échappement
d <sub>m<sub>fl</sub></sub>	kg/s	variation de la masse de carburant liquide dans une zone
d <sub>m<sub>fv</sub></sub>	kg/s	variation de la masse de carburant vaporisé dans une zone
d <sub>minj</sub>	kg/s	débit de fuel injecté dans une zone
d <sub>minj<sub>tot</sub></sub>	kg/s	débit instantané d'injection
DMS	m	diamètre moyen de Sauter
d <sub>msch</sub>	kg/s	taux de combustion des suies (Modèle de Hiroyasu)
d <sub>m<sub>scm</sub></sub>	kg/s	taux de combustion des suies (Modèle de Morel)
d <sub>m<sub>sfh</sub></sub>	kg/s	taux de formation des suies (Modèle de Hiroyasu)
d <sub>m<sub>sfm</sub></sub>	kg/s	taux de formation des suies (Modèle de Morel)
d <sub>m<sub>turb</sub></sub>	kg/s	débit massique de la turbine de suralimentation
d <sub>m<sub>vap</sub></sub>	kg/s	débit d'évaporation dans une zone
d <sub>m<sub>xp</sub></sub>	kg/s	taux de préparation du mélange "air-carburant" (combustion de pré-mélange)
d <sub>noz</sub>	m	diamètre de l'orifice
dQ <sub>b</sub>	W	puissance libérée par la combustion dans une zone
dQ <sub>p</sub>	W	pertes thermiques au niveau des parois du cylindre pour une zone
dQ <sub>p<sub>tot</sub></sub>	W	pertes thermiques au niveau des parois du cylindre
DUC1	deg AM	durée de la phase de combustion de pré-mélange
DUC2	deg AM	durée de la phase de combustion de diffusion
DUI	deg AM	durée d'injection



ecart	-	écart à la consigne de vitesse
$f_2$	-	rapport entre la masse de combustible brûlé par diffusion et la masse totale de carburant injecté
hair	J/kg	enthalpie spécifique de l'air entrant dans les zones
hfv	J/kg	enthalpie spécifique du carburant
IB	-	Indice "Bosch" d'opacité des fumées
$I_{mot}$	kgm <sup>2</sup>	Inertie du moteur et du frein
INF	-	excès d'air au moment de l'inflammation
$I_{TC}$	kgm <sup>2</sup>	Inertie du turbocompresseur
kcc	-	constante
kcpm	-	constante
Kdi	-	constante
$k_i^+, k_i^-$	cm <sup>3</sup> /mol/s	vitesse des réactions, et des réactions inverses du mécanisme de Zeldovitch (i=1, 2, 3)
Kmc	-	constante
Kp, Ki	-	constantes
Kpp	-	constante
Ksfm, Kscm	-	constantes
ksfm, kscm	-	constantes
KTI	s <sup>-1</sup>	taux de mélange turbulent
$L_{vap}$	J/kg	Chaleur latente de vaporisation de l'eau
ma	kg	masse d'air dans une zone
$m_{adm}$	kg	masse totale introduite dans le cylindre au cours de l'admission
$m_b$	kg	masse de carburant brûlé
$m_{bd}$	kg	masse de combustible brûlé par diffusion
$m_{byp}$	kg	masse traversant le(s) dispositifs(s) de « by-pass » pendant un cycle, ramenée au nombre de cylindres
$m_c$	kg	masse instantanée de carburant dans le cylindre
$m_{colech}$	kg	masse totale dans le collecteur d'échappement
$m_{comb}$	kg	masse enfermée dans le cylindre pendant la combustion
$m_{cy}$	kg	masse totale présente dans le cylindre au cours du cycle
$m_{c\_ech}$	kg	masse de carburant dans le collecteur d'échappement

$m_{c\_EGR}$	kg	masse de carburant provenant de l'EGR
$m_{c\_inj}$	kg	masse de carburant injectée
$m_{c\_res}$	kg	masse de carburant résiduelle après l'échappement
$m_{ech}$	kg	masse totale échappée du cylindre
$m_{echtot}$	kg	masse totale de dilution à l'échappement
$m_{fuel\_tot}$	kg	masse totale de carburant injectée
$mfv$	kg	masse de carburant vaporisé dans une zone
$mg$	kg	masse de gaz dans une zone
$mHC_{cond}$	kg	masse de condensat sur les suies
Min	-	fonction Minimum
$minj$	kg	masse de fuel injectée dans une zone
$minj$	kg	masse de fuel injectée dans une zone
$m_{inj\_eau}$	kg	masse d'eau injectée
$m_{inj\_nom}$	kg	masse de carburant injectée au point de fonctionnement nominal à chaque cycle
$mp$	kg	masse de mélange air-carburant préparée, non encore brûlée
$m_{polcomb}$	kg	masse de polluant produite pendant la combustion
$m_{polcy}$	kg	masse instantanée de polluant présente dans le cylindre au cours du cycle
$m_{polech}$	kg	masse de polluant présente à l'échappement
$m_{polres}$	kg	masse de polluant résiduelle, restant dans le cylindre après l'échappement
$ms_c$	kg	masse de suie oxydée
$ms_{cy}$	kg	masse de suie dans le cylindre
$ms_f$	kg	masse de suie formée
$msh$	kg	masse de suie dans une zone (Modèle de Hiroyasu)
$msm$	kg	masse de suie dans une zone (Modèle de Morel)
$m_{s\_ech}$	kg	masse de suie à l'échappement
$M_X$	g/mol	masse molaire de l'espèce X
$m_{z1}$	kg	masse de la zone de gaz brûlés
$m_{z2}$	kg	masse de la zone de gaz frais
$n_{echtot}$	mol	quantité totale de gaz de dilution à l'échappement

Nrot	tr/mn	vitesse de rotation du moteur
Nrot <sub>c</sub>	tr/min	régime moteur de consigne
Nrot <sub>nom</sub>	tr/mn	vitesse de rotation nominale du moteur
Nrot <sub>r</sub>	-	régime moteur réduit
N <sub>TC</sub>	tr/s	vitesse de rotation des turbocompresseurs
n <sub>X_ech</sub>	mol	quantité totale de l'espèce X à l'échappement
PCI	J/kg	Pouvoir Calorifique Inférieur du carburant
P <sub>comp</sub>	W	puissance absorbée par un compresseur
P <sub>cy</sub>	Pa	Pression cylindre
P <sub>cy0</sub>	Pa	Pression cylindre théorique, dans un cycle sans combustion
PINF	bar	Pression dans le cylindre au moment de l'inflammation
P <sub>max</sub>	bar	Pression maximale de cycle
PME	bar	Pression moyenne effective
PME <sub>frein</sub>	bar	Pression moyenne effective du frein (ou résistive)
PME <sub>frot</sub>	bar	Pression Moyenne Effective de frottement
PME <sub>nom</sub>	bar	Pression moyenne effective nominale
PMI	bar	Pression moyenne indiquée
P <sub>turb</sub>	W	puissance fournie par une turbine
Q <sub>comb</sub>	J	Dégagement apparent de chaleur lié à la combustion
Q <sub>vap</sub>	J	Energie absorbée par l'évaporation de l'eau
R	J/mol/K	constante des gaz parfaits
r	J/kg/K	constante relative des Gaz Parfaits
R <sub>1</sub> , R <sub>2</sub> , R <sub>3</sub>	mol/cm <sup>3</sup> /s	taux d'avancement des réactions de Zeldovitch
r <sub>bal</sub>	-	rapport entre la masse échappée du cylindre et la masse enfermée dans le cylindre pendant la combustion
Re	-	nombre de Reynolds dans le cylindre
RGC	-	taux de gaz résiduel
RINF	-	rapport entre la masse de carburant injectée pendant le délai d'inflammation et la masse totale de carburant injectée
s	m	pénétration d'une zone du jet
S <sub>cyl</sub>	m <sup>2</sup>	surface du cylindre au cours du cycle

$S_{noz}$	$m^2$	section de l'injecteur
$T$	K	température des zones
$t$	s	temps
$T_2$	K	température des gaz d'admission en sortie des compresseurs de suralimentation
$T_3$	K	température des gaz d'admission en aval du réfrigérant
$T_{ai}$	ms	délai d'inflammation
$T_{cc}$	K	constante
$T_{comb2}$	K	constante
$T_{cyl}$	K	température moyenne dans le cylindre
$t_{debinj}$	s	instant de début d'injection
$T_{di}$	K	constante
$T_e, T_s$	K	températures en entrée et en sortie des turbomachines de suralimentation
$T_{par}$	K	température des parois du cylindre
$T_{pm}$	K	constante
$T_{RASe}$	K	température du fluide réfrigérant à l'entrée de l'échangeur
$T_{sfm}, T_{scm}$	K	constantes
$T_{z1}$	K	température de la zone de gaz brûlés
$T_{z2}$	K	température de la zone de gaz frais
$U$	m/s	vitesse dans un jet
$U_m$	m/s	vitesse maximale (dans un jet)
$v$	m/s	vitesse des zones
$V_{cy}$	$m^3$	volume du cylindre au cours du temps
$V_{cyl}$	$m^3$	cylindrée du moteur
$V_{cyl_u}$	$m^3$	cylindrée unitaire
$vol$	$m^3$	volume d'une zone
$volair$	$m^3$	volume de la zone de gaz frais
$V_{z1}$	$m^3$	volume de la zone de gaz brûlés
$V_{z2}$	$m^3$	volume de la zone de gaz frais
$X_{eau}$	-	rapport entre les masses d'eau et de carburant injectées
$X_{EGR}$	-	taux de recyclage des gaz d'échappement: rapport entre le débit de recyclage et le débit total à l'admission

Symboles grecs	Unité	Signification
$\alpha$	deg AM	Angle vilebrequin
$\alpha_{FE}$	deg AM	angle de fin de l'échappement
$\alpha_{INF}$	deg AM	angle de début de combustion (inflammation)
$\alpha_{OE}$	deg AM	angle d'ouverture de la soupape d'échappement
$\Delta P_{noz}$	Pa	différence de pression amont/aval au niveau de l'orifice de l'injecteur
$\epsilon$	-	efficacité du réfrigérant d'air de suralimentation
$\gamma_e$	-	Rapport des chaleurs spécifiques du gaz à l'entrée des turbomachines de suralimentation
$\eta_{comp}, \eta_{turb}$	-	rendement du compresseur et de la turbine par rapport à l'isentropique
$\eta_{turbo}$	-	rendement mécanique du turbocompresseur
$\lambda_0$	-	excès d'air dans la zone de gaz brûlés
$\lambda_{adm}$	-	excès d'air à l'admission
$\lambda_{cy}$	-	excès d'air dans le cylindre au cours du cycle
$\lambda_{ech}$	-	excès d'air moyen à l'échappement
$\lambda_{gl}$	-	excès d'air global
$\rho_{cy}$	kg/m <sup>3</sup>	masse volumique du gaz dans le cylindre
$\rho_{fuel}$	kg/m <sup>3</sup>	masse volumique du carburant
$\rho_s$	kg/m <sup>3</sup>	masse volumique des particules de suie
$\tau_{Bup}$	s	durée du "break-up" du jet
$\tau_{comp}$	-	taux de compression dans le compresseur
$\tau_{inf}$	s	délai d'inflammation
$\tau_{turb}$	-	taux de détente dans la turbine
$\tau_{vap}$	s	durée d'évaporation

Autres Symboles	Unité	Signification
$[X]_{g/nm^3}$	g/nm <sup>3</sup>	concentration de l'espèce X
$[X]_{g/kwh}$	g/kWh	concentration de l'espèce X
$[X]_{ppm\_vol}$	ppm.	concentration volumique de l'espèce X
$[X]_{ppm\_vol\_xo2}$	ppm	concentration volumique de l'espèce X, corrigée à xo2 % d'oxygène
$[\ ]$	mol/cm <sup>3</sup>	concentration d'une espèce chimique
$[\ ]_e$	mol/cm <sup>3</sup>	concentration d'une espèce chimique à l'équilibre



## INTRODUCTION

---

*Les moteurs Diesel de forte puissance sont largement utilisés en propulsion navale et dans les centrales de production d'énergie, en raison de leur fiabilité et de leur rendement favorables. Cependant, les législations de plus en plus contraignantes visant à limiter les émissions polluantes à l'échappement produites par ces moteurs tendent à remettre en cause leur suprématie. De nombreuses études ont été menées, tant sur le plan expérimental que sur le plan analytique, afin d'étudier les mécanismes qui régissent la formation des différents polluants produits, notamment les oxydes d'azote et les particules. Beaucoup portent sur les moteurs Diesel rapides utilisés en propulsion automobile, qui ont, parmi les premiers, fait l'objet d'une réglementation. Les travaux traitant des moteurs semi-rapides utilisés en propulsion navale, sont généralement centrés sur l'étude d'un polluant particulier, ou sur l'efficacité d'une technique spécifique pour réduire les émissions. En outre, ces études sont le plus souvent limitées au processus de combustion, et, par conséquent, ne peuvent situer l'influence sur les émissions polluantes de certains paramètres relatifs aux autres étapes du cycle, ou au dispositif de suralimentation. De la même façon, les conséquences des modifications visant à réduire les émissions polluantes sur le maintien des performances de l'appareil propulsif ne sont pas systématiquement explicitées.*

*Enfin, la plupart des recherches concernent les émissions des moteurs Diesel en fonctionnement stabilisé. L'importance des émissions lors des phases dynamiques est relevée par plusieurs auteurs, mais les études engagées restent partielles.*

*L'analyse de l'influence sur les émissions polluantes à l'échappement des paramètres clefs, relatifs à la combustion mais également aux autres processus intervenant dans les moteurs Diesel suralimentés semi-rapides, constitue l'objectif principal de cette étude proposée par D.C.N. Indret. En effet, le niveau d'émission apparaît maintenant comme un nouveau critère d'optimisation lors de la conception et du développement des ensembles propulsifs Diesel.*

*Compte tenu de la lourdeur et du coût d'une approche expérimentale directe, le traitement du sujet passe préférentiellement par le recours à un outil de simulation, dont on peut*

*espérer par ailleurs des informations inaccessibles par la mesure. Le laboratoire disposant déjà d'un programme représentatif du fonctionnement stationnaire de ces ensembles, l'essentiel du travail présenté dans ce mémoire porte sur l'introduction et l'exploitation d'une composante permettant d'évaluer les émissions polluantes à l'échappement, pour différentes configurations du moteur, en régime stationnaire et lors des phases dynamiques.*

*L'examen bibliographique (Chapitre I) fait la synthèse des acquis concernant les émissions polluantes des moteurs Diesel, et présente les différentes approches existantes pour évaluer ces émissions. Deux modélisations phénoménologiques, l'une zéro-dimensionnelle deux-zones et l'autre quasi dimensionnelle multizones, sont retenues. Ces modèles sont décrits dans le chapitre II, qui présente en outre l'adaptation spécifique aux moteurs semi-rapides, la programmation et le couplage avec le logiciel complet de simulation préexistant.*

*Le chapitre III traite des différentes étapes de la validation de ces modèles, par le biais de comparaisons entre les résultats obtenus par simulation et des mesures d'émissions effectuées sur deux types de moteurs Diesel semi-rapides en régime stationnaire. Enfin, les chapitre IV et V regroupent les différentes études paramétrées réalisées sur ces moteurs dans l'optique d'une limitation des émissions respectivement en fonctionnement stationnaire et lors des phases transitoires.*



# CHAPITRE I :

## ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

---

I.1. - ETAT SUR LES EMISSIONS POLLUANTES PRODUITES PAR LES MOTEURS DIESEL	16
I.1.1. - Rappels sur la combustion dans les moteurs Diesel	16
I.1.2. - Emissions polluantes résultant de la combustion Diesel	18
I.1.2.1. - Oxydes d'azote	18
I.1.2.2. - Particules	21
I.1.2.3. - Hydrocarbures imbrûlés	25
I.1.2.4. - monoxyde de carbone	27
I.1.2.5. - autres polluants	29
I.1.3. - Mesures et Normes	29
I.1.3.1. - Mesure des émissions polluantes à l'échappement	29
I.1.3.2. - Réglementation des émissions en propulsion navale	33
I.2 - DIFFÉRENTES MODÉLISATIONS DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL	35
I.2.1. - modèles directs	35
I.2.2. - modèles phénoménologiques	38
I.2.2.1. - modèles "monozone"	38
I.2.2.2. - modèles deux zones et leurs dérivés	42
I.2.2.3. - modèles multizones	47
I.1.2.3. - Autres modèles	54
I.3. - ETAT SUR LES LOGICIELS DE SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DES MOTEURS DIESEL	55
I.3.1. - Revue des principaux logiciels de simulation du fonctionnement des moteurs Diesel existants	55
I.3.2. - Revue des logiciels de simulation du fonctionnement dynamique des moteurs Diesel en vue d'élargir les possibilités du code <i>SELENDIA</i>	56



*La combustion des hydrocarbures fossiles dans les machines thermiques s'accompagne d'une production massive de dioxyde de carbone et d'eau. Elle implique également la formation d'espèces secondaires résultant de réactions incomplètes ou parasites, et dont les concentrations dans les gaz d'échappement, quoique très inférieures, peuvent se révéler critiques en raison de la haute toxicité de ces composés. Les mécanismes physico-chimiques qui régissent la formation de ces espèces polluantes sont complexes, en particulier dans le cas des moteurs alternatifs à combustion interne, en raison principalement du caractère discontinu et instationnaire de la combustion. Dans les moteurs Diesel, la combustion a lieu essentiellement par diffusion, sous des pressions et des températures élevées, et dans un milieu fortement hétérogène. Les différentes étapes intervenant lors de la combustion Diesel (injection, délai d'inflammation, atomisation du jet de carburant, évaporation des gouttes, diffusion turbulente et combustion, phénomènes pariétaux, formation des espèces polluantes) sont encore imparfaitement élucidées, et chacune fait l'objet d'études détaillées, tant expérimentales que théoriques.*

*Compte tenu de l'objectif principal de cette thèse mentionné en introduction générale, l'examen bibliographique est centré sur les connaissances relatives aux émissions polluantes des moteurs Diesel, et sur les moyens de les évaluer. Les informations sélectionnées peuvent être classées en trois catégories:*

- les principes généraux de la combustion Diesel, et les acquis sur les différents polluants produits (mécanismes de formation, modélisation, principaux moyens de dépollution );*
- les différentes modélisations mises en œuvre pour accéder aux émissions polluantes (modèles directs, modèles phénoménologiques et modèles d'identification).*
- les moyens d'estimation des caractéristiques thermodynamiques du fonctionnement d'un moteur Diesel de forte puissance suralimenté.*

## I.1. - ETAT SUR LES EMISSIONS POLLUANTES PRODUITES PAR LES MOTEURS DIESEL

### I.1.1. - Rappels sur la combustion dans les moteurs Diesel

Il convient tout d'abord de rappeler les deux caractéristiques principales de la combustion dans les moteurs Diesel:

- un allumage par compression;
- une introduction séparée de l'air et du combustible, et une combustion essentiellement par diffusion de matière (carburant vaporisé, oxygène de l'air).

Dans la littérature, les différentes descriptions de la combustion dans les moteurs Diesel distinguent généralement trois phases [Heywood88, Haddad et al.86, Kamimoto et al.91]:

\* La première est le délai d'inflammation. C'est le laps de temps qui s'écoule entre le début de l'injection et le début de l'inflammation (déterminé par un changement de pente du diagramme de la pression dans le cylindre ou par l'apparition d'une flamme visible). Ce délai résulte de deux causes [Haupais92, Aligrot94]:

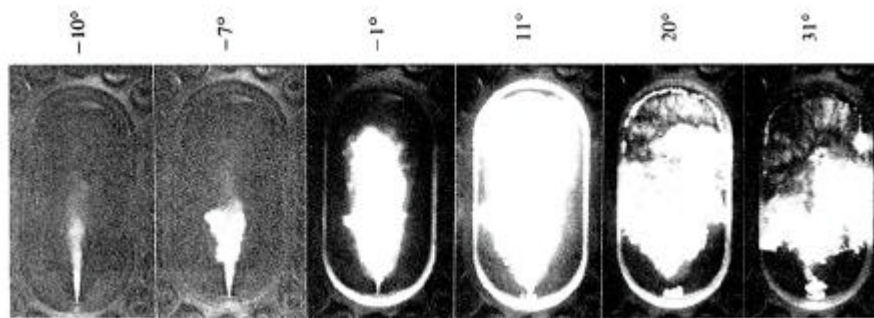
- Le combustible est injecté à une température faible (30 à 80 °c) dans un air dont la température est supérieure à celle d'auto-inflammation. Le mélange entre l'air chaud et le jet de combustible chauffe les gouttelettes jusqu'à leur température d'ébullition, apporte la chaleur nécessaire pour former de la vapeur de combustible et pour chauffer celle-ci au voisinage de la température d'auto-inflammation (TAI). C'est la partie physique du délai d'inflammation, pour laquelle les températures sont trop faibles pour que les réactions d'oxydation puissent avoir lieu de manière appréciable.
- lorsque de la vapeur atteint des températures supérieures à la TAI, un petit laps de temps est encore nécessaire pour que la concentration critique en peroxydes puisse être atteinte et provoquer l'inflammation. Cette seconde partie du délai est essentiellement liée aux phénomènes chimiques.

\* Le délai d'auto-inflammation écoulé, l'inflammation débute, dans les régions où la température et la richesse sont optimales, c'est à dire à la périphérie du jet. Tout le combustible qui s'est évaporé et mélangé à l'air pendant le délai d'inflammation est brûlé rapidement, produisant une flamme de type pré-mélange. Il en résulte un taux de dégagement d'énergie élevé, caractéristique de cette deuxième phase, qui se traduit également par une hausse importante de la température et de la pression dans le cylindre.

Bien entendu, l'importance de cette deuxième phase dépend de la quantité de combustible injectée pendant le délai d'inflammation, et donc du taux d'injection, mais également de la durée de la première phase.

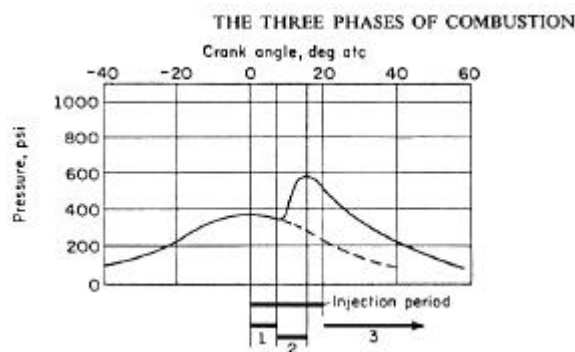
\* Lorsque la combustion de pré mélange est terminée, le reste du combustible brûle à son tour. C'est la troisième phase, qui concerne généralement la majorité du combustible consommé, et pendant laquelle la combustion a lieu par diffusion. La cinétique chimique étant alors très rapide, la combustion est contrôlée par le mélange turbulent du carburant avec l'air entraîné par le jet.

Expérimentalement, il est possible d'appréhender les principaux phénomènes physiques caractéristiques de la combustion dans les moteurs Diesel. Ainsi, grâce à la photographie à grande vitesse (plusieurs centaines d'images par seconde), on peut visualiser l'injection du combustible, le délai d'inflammation, puis l'apparition de la flamme (Figure I.1) [Heywood88].



*Figure I.1 : Combustion d'un jet de fuel dans un moteur Diesel - Délai d'allumage [Heywood88]*

De même, l'évolution de la pression dans le cylindre permet de repérer les trois phases précédemment décrites. Durant le délai d'inflammation, la pression est égale à celle d'un cycle sans combustion. Ensuite, on observe l'augmentation brutale liée à la combustion rapide de pré mélange, puis une évolution plus lente avec la combustion contrôlée (Figure I.2) [Fayette85].



*Figure I.2 : Pression dans le cylindre au cours de la combustion - Visualisation des trois phases de la combustion [Fayette85]*

### I.1.2. - Emissions polluantes résultant de la combustion Diesel

La combustion par diffusion des moteurs Diesel est par nature fortement hétérogène, et se traduit par des concentrations d'espèces chimiques et des températures très variables d'un point à l'autre du cylindre. Cette caractéristique influe sur la nature et la concentration des espèces polluantes produites par les moteurs Diesel.

#### I.1.2.1. - Oxydes d'azote

Le terme oxyde d'azote ou  $\text{NO}_x$  traduit la présence de deux espèces chimiques différentes:

- le monoxyde d'azote NO
- le dioxyde d'azote  $\text{NO}_2$ , dont la part dans les  $\text{NO}_x$  est faible, mais peut atteindre 30 % dans certains cas particuliers [Pipho et al.91].

En fait, une partie importante du monoxyde d'azote s'oxyde spontanément en dioxyde d'azote dans l'atmosphère. C'est pourquoi les normes introduisent la notion de  $\text{NO}_x$ , et supposent que cette oxydation est complète : les calculs d'émission massique sont faits en attribuant au NO aussi bien qu'au  $\text{NO}_2$  la masse molaire du  $\text{NO}_2$  [Heywood88].

Les oxydes d'azote ont deux actions polluantes [Haupais92, Holbrook et al.91]:

- irritation et destruction des muqueuses;
- contribution à la formation des pluies acides et du « smog ».

La formation du NO à partir de l'azote du carburant n'est généralement pas prise en compte (les carburants Diesel courants ont des teneurs en azote très faibles, seuls les moteurs utilisant des fuels lourds peuvent émettre une faible proportion de "fuel NO").

La principale source de NO est l'oxydation à haute température de l'azote de l'air utilisé comme comburant. Dans les moteurs à combustion interne, cette réaction a lieu principalement dans la région de la post-flamme ("thermal NO"), seule une faible partie du NO, le plus souvent négligée, étant formée dans le front de flamme ("prompt NO").

Pour décrire le mécanisme de formation du NO à partir de l'azote de l'air lors de la combustion au voisinage de la richesse 1, on utilise généralement les équations de Zeldovitch [Bowman75]. Les deux équations de base sont :



auxquelles on ajoute souvent (mécanisme de Zeldovitch étendu) :



Les taux des réactions directes et inverses ont été mesurés lors de nombreuses études expérimentales, dont Bowman (1975) réalise une synthèse critique (voir tableau I.1). Les facteurs d'incertitude élevés qui sont mentionnés sont à relier aux gammes de température considérées qui vont bien au delà des valeurs rencontrées dans un moteur à combustion interne. Les valeurs des taux des réactions proposées par Bowman ont été reprises par de nombreux auteurs, en particulier Heywood (1988) qui les recommande pour évaluer les émissions de NO<sub>x</sub> des moteurs à combustion interne.

Reaction	Rate constant, cm <sup>3</sup> /mol·s	Temperature range, K	Uncertainty, factor of or %
(1) O + N <sub>2</sub> → NO + N	7.6 × 10 <sup>13</sup> exp [-38,000/T]	2000-5000	2
(-1) N + NO → N <sub>2</sub> + O	1.6 × 10 <sup>13</sup>	300-5000	±20% at 300 K 2 at 2000-5000 K
(2) N + O <sub>2</sub> → NO + O	6.4 × 10 <sup>9</sup> T exp [-3150/T]	300-3000	±30% 300-1500 K 2 at 3000 K
(-2) O + NO → O <sub>2</sub> + N	1.5 × 10 <sup>9</sup> T exp [-19,500/T]	1000-3000	±30% at 1000 K 2 at 3000 K
(3) N + OH → NO + H	4.1 × 10 <sup>13</sup>	300-2500	±80%
(-3) H + NO → OH + N	2.0 × 10 <sup>14</sup> exp [-23,650/T]	2200-4500	2

Tableau I.1: Taux de réaction du mécanisme de Zeldovitch étendu [Bowman75]

On en déduit le taux de formation de NO en faisant les hypothèses suivantes [Heywood88]:

- les concentrations des espèces O, N, H, C sont les concentrations à l'équilibre
- la concentration en azote évolue suivant un processus quasi stationnaire.

On obtient :

$$\frac{d(x_{NO})}{dt} = \frac{2R_1(1 - \alpha^2)}{1 + \alpha R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (I.4.)$$

notations de l'auteur

(x<sub>NO</sub>): concentration de NO

α: rapport entre la concentration de NO réelle et la concentration à l'équilibre

R<sub>i</sub> : taux de la réaction n<sup>o</sup>i à l'équilibre

On constate alors que le taux de formation de NO et les concentrations à l'équilibre sont d'autant plus élevés que la température est élevée, et que la concentration en oxygène est importante.

Les procédés de réduction à la source des émissions d'oxyde d'azote visent essentiellement à réduire la température maximale du cycle [Heywood88, Gros91, Degobert92, Grosshans95, Ahlqvist95].

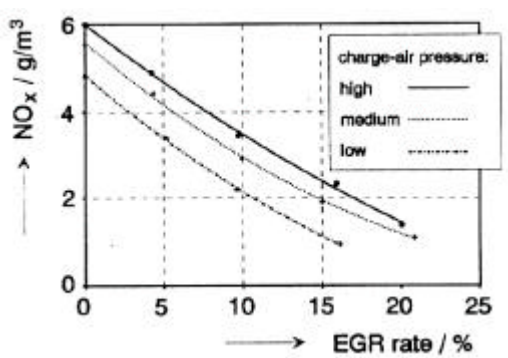
Le retard à l'injection revient à brûler le combustible plus tard dans le cycle, lorsque la température et la pression sont moins élevés [Danyluk93, Wölfe et al.93, Ishida et al.91].

D'une manière générale, un contrôle accru du processus d'injection [Fiedler 95, Besio et al.96, Kawakami et al.95], et de la forme de la chambre [Tanabe et al.95] permet de mieux maîtriser le déroulement de la combustion, et par voie de conséquence la température maximale de cycle.

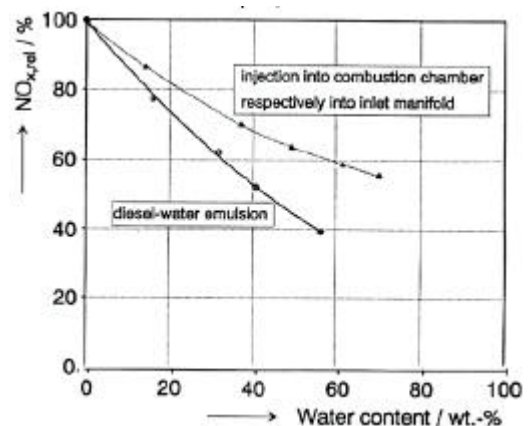
[Schnor et al.95] ont montré que, pour un niveau fixé de la pression maximale d'un cycle, l'augmentation du taux de compression pouvait conduire à une diminution des émissions de  $NO_x$ . Le refroidissement de l'air à l'admission [Sukoh et al.91, Tsukamoto et al.95], éventuellement par turbocooling (refroidissement de l'air d'admission par détente dans une turbine [Grosshans95]) sur les moteurs suralimentés est également utilisé pour diminuer la température du cycle.

La recyclage des gaz d'échappement (E.G.R.: Exhaust Gas Recirculation) permet, par la présence d'un gaz inerte ( $CO_2$ ) de capacité calorifique supérieure à celle de l'azote, de diminuer la concentration en oxygène (dilution) et de diminuer la température dans le cylindre [Smith et al.93-1, Rimmels et al.95, Imahashi et al.95 ] (Figure I.3).

Le même objectif peut être atteint par injection d'eau, soit dans l'air d'admission, soit en émulsion avec le combustible: la vaporisation nécessite une certaine quantité de chaleur dans le cylindre et la capacité calorifique de l'eau élevée abaisse la température du cycle (ce dernier aspect est prépondérant) [Okada et al.95, Miyano et al.95, Velji et al.95, Sonoda et al.95] (Figure I.4). Malgré une efficacité indéniable, toutes ces solutions applicables aussi bien aux moteurs Diesel rapides qu'aux moteurs industriels, sont encore au stade du développement, en raison de leur coût et des problèmes techniques liés à leur mise en œuvre.



*Figure I.3 : Diminution relative des émissions de  $NO_x$  en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement [Rimmels et al.95]*



*Figure I.4 : Diminution relative des émissions de  $NO_x$  en fonction du taux d'injection d'eau [Velji et al.95]*



On peut également envisager d'éliminer les  $\text{NO}_x$  produits lors d'une combustion de type cycle Diesel par un post-traitement pseudo-catalytique des gaz d'échappement utilisant l'ammoniac ou l'urée [Heimrich96]. Mais là encore, la complexité de l'installation et la consommation élevée d'ammoniac freinent le développement de cette technique, qui est néanmoins déjà appliquée aux moteurs industriels de forte puissance dans certaines centrales de production d'énergie ou en propulsion navale [Sondergaard et al.91, Yaguchi et al.95].

Enfin, il convient de souligner l'influence des conditions atmosphériques (notamment l'humidité) [Tsukamoto et al.95, Nishida et al.95] et de la nature du carburant utilisé [Hülsman et al.91] sur le taux d'émission de  $\text{NO}_x$ .

#### I.1.2.2. - Particules

Pour les Diesel, dans la mesure où contrairement aux polluants gazeux elles sont directement perceptibles, les émissions de particules sont souvent à l'origine de la réputation de "moteurs polluants". Leur impact sur l'organisme n'est pas encore clairement établi. Néanmoins, il semble que les particules les plus fines constituent un facteur aggravant dans les maladies des voies respiratoires.

La notion de "particule" regroupe les différentes espèces contenues dans les gaz d'échappement qui se déposent sur des filtres après dilution et abaissement de la température en dessous de  $52^\circ\text{C}$ . On distingue essentiellement [Heywood88, Degobert92, Grosshans95]:

- les suies: il s'agit de particules carbonées solides, composées d'agrégats de sphérules de quelques nanomètres, résultant du mode de combustion par diffusion et que l'on peut recueillir sur un filtre chaud ( $125^\circ\text{C}$ ).
- la fraction organique soluble (ou S.O.F.: Soluble Organic Fraction) qui est constituée de composés organiques lourds (Hydrocarbures Aromatiques Polycycliques, Hydrocarbures imbrûlés, hydrocarbures oxygénés), qui se condensent sur les suies lors du refroidissement des gaz d'échappement.
- des résidus non-organiques condensés comme l'acide sulfurique, les oxydes de soufre, les cendres issues du carburant ou les résidus minéraux provenant du lubrifiant.

Le mode de combustion par diffusion utilisé dans ces moteurs est, par nature, générateur de suies. Différentes études [Dec et al.95, Murayama et al.91, Dresden-Rausch et al.91] ont tenté de décrire les mécanismes de formation et d'oxydation des suies, mais ceux ci apparaissent particulièrement complexes, et difficiles à isoler expérimentalement, puisqu'ils se déroulent simultanément.

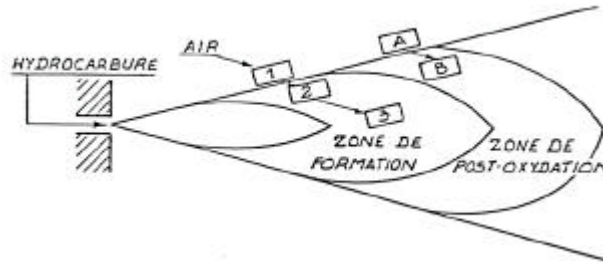


Figure I.5 : Formation et destruction des suies dans une flamme de diffusion [Haupais88]

Au voisinage de l'injecteur, l'air se mélange au combustible qui brûle en consommant tout l'oxygène disponible. Les gaz chauds ainsi formés migrent vers le cœur du jet et échauffent le combustible en absence d'oxygène, entraînant la formation de suies par pyrolyse (Figure I.5). La pyrolyse débute par un craquage thermique qui ouvre les liaisons carbone des molécules d'hydrocarbure. Intervient ensuite une polymérisation (conséquence des mécanismes de nucléation et de coalescence), avec une déshydrogénation plus ou moins complète des molécules [Haupais92]. La taille des particules de carbone formées est d'environ 200 Å. La pyrolyse est d'autant plus importante que les hydrocarbures utilisés sont lourds et insaturés.

Plus en aval, l'air ne rencontre plus de combustible puisque ce dernier a déjà été brûlé. Alors, sous réserve d'une température suffisamment élevée, l'oxygène permet de brûler des suies; c'est le mécanisme de post-oxydation. La chaleur nécessaire à cette opération ne peut être associée à la réaction chimique simple  $C+O_2 \rightarrow CO_2$ . Elle est attribuée à l'intervention du radical hydroxyde OH. En effet, elle devient négligeable lorsque la température des gaz est inférieure à 1000 ou 1100 K, domaine pour lequel la concentration en hydroxyle est alors très faible (Figure I.6).

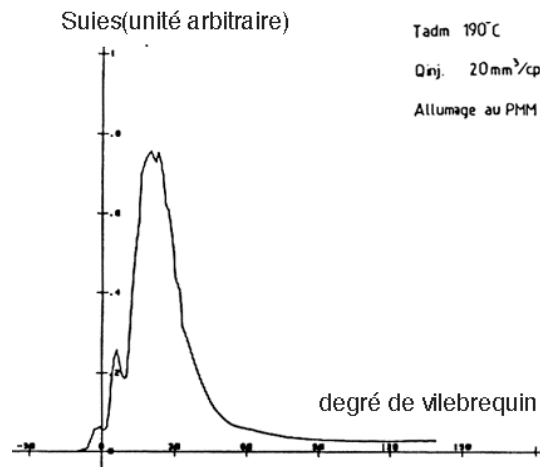


Figure I.6 : Evolution des quantités de suies sur un cycle de moteur Diesel [Haupais88]

Contrairement au cas de la formation de  $\text{NO}_x$ , Il n'existe pas à l'heure actuelle de procédure qui fasse l'unanimité pour décrire les mécanismes de formation et d'oxydation des suies. Les différents modèles proposés sont généralement composés de deux équations empiriques décrivant respectivement la création et la combustion des suies, avec prise en compte de la température et de divers autres paramètres ayant une incidence avérée ou supposée (par exemple, la pression cylindre, les pressions partielles d'oxygène et de vapeur de combustible, la richesse locale). Nishida et al. (1989) proposent par exemple :

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f \cdot m_{fg} \cdot P^{0.5} \cdot \exp\left(-\frac{E_{sf}}{RT}\right) \quad (\text{I.5.})$$

$$\frac{dm_{sc}}{dt} = A_c \cdot m_s \cdot \frac{P_{O_2}}{P} \cdot P^{1.8} \cdot \exp\left(-\frac{E_{sc}}{RT}\right) \quad (\text{I.6.})$$

*notations des auteurs*

- $m_{sf}, m_{sc}$ : masses de suie formée et oxydée
- $m_s$ : masse de suie
- $m_{fg}$ : masse de fuel vapeur
- $P$ : pression dans le cylindre
- $P_{O_2}$ : pression partielle d'oxygène
- $T$ : température
- $R$ : constante des Gaz Parfaits
- $A_f, A_c, E_{sf}, E_{sc}$ : constantes

Des expressions comparables sont également proposées par Hiroyasu et al. (1983) ou Morel et al. (1987), largement reprises par différents auteurs. Kyriakides et al. (1987) utilisent pour décrire la formation des suies un mécanisme plus détaillé développé par Tesner et al. (1971), qui distingue la formation de radicaux, le phénomène de nucléation et enfin la formation de suie proprement dite. La concentration de suie est reliée à la présence de nuclei par l'équation :

$$\frac{dN}{dt} = (a - b \cdot N) \cdot n \quad (\text{I.7.})$$

La formation spontanée et le taux de production des nuclei sont donnés par :

$$n_0 = a_0 \frac{P_{fu}}{T} \exp(-E_{st} / T) \quad (\text{I.8.})$$

$$\frac{dn}{dt} = n_0 + (f - g)n - g_0 n N \quad (\text{I.9.})$$

<i>notations des auteurs</i>	<i>N: concentration en particules de suie</i>
	<i>n: concentration en nuclei</i>
	<i>n<sub>0</sub>: taux de formation des radicaux</i>
	<i>P<sub>fi</sub>: pression partielle de carburant</i>
	<i>T: température</i>
	<i>a, b, a<sub>0</sub>, g<sub>0</sub>, f, g, E<sub>st</sub> : constantes</i>

La modélisation de l'oxydation des suies est développée à partir des mécanismes proposés par Lee et al. (1962):

$$\frac{dSc}{dt} = \frac{6.51}{\rho_s \cdot d_s} \cdot \frac{PO_2}{T^{\frac{1}{2}}} z \cdot \exp\left(-\frac{E_{so}}{T}\right) r^* \cdot \psi \quad (I.10.)$$

<i>notations de l'auteur</i>	<i>Sc: concentration de suie oxydée</i>
	<i>ρ<sub>s</sub>: masse volumique des particules de suie</i>
	<i>d<sub>s</sub>: diamètre des particules de suie</i>
	<i>PO<sub>2</sub>: pression partielle d'oxygène</i>
	<i>T: température</i>
	<i>z: concentration de suie disponible pour l'oxydation</i>
	<i>E<sub>so</sub>: constante</i>
	<i>r*: fraction massique du fluide dans les structures de Kolmogorov</i>
	<i>ψ: fraction massique du carburant brûlé dans les structures de Kolmogorov</i>

On peut noter que même les codes de calcul les plus sophistiqués utilisent des formulations empiriques pour évaluer les émissions de suies [Emitil94].

Pour réduire les émissions de suies, Murayama et al. (1996) envisagent de contrôler la pyrolyse, en limitant les zones de combustion trop riches en carburant, mais la réalisation pratique reste difficile. Détruire le plus complètement la suie formée n'est possible qu'en fin de combustion, lorsqu'il n'y a plus de zones "riches" à condition de disposer d'une température maximale de cycle suffisante, favorisant par ailleurs la formation de NO<sub>x</sub>. La recherche d'un compromis sur la teneur des principaux polluants reste pour Degobert (1992) et Haupais (1992) un objectif majeur. Dans ce contexte, l'injection d'eau en émulsion dans le carburant, initialement destinée à diminuer les émissions de NO<sub>x</sub>, par abaissement de la température semble avoir également un effet bénéfique

quant à l'oxydation des suies [Okada et al.95, Velji et al.95, Sonoda et al.95], expliqué par une concentration plus élevée en radicaux OH [Haupais 92], et par une meilleure vaporisation du combustible [Degobert92].

Dans ce cadre, relatif à la formation des suies, il convient également de noter que la présence en quantité élevée de soufre dans le carburant (Fioul lourd par exemple) conduit à une augmentation sensible du niveau de particules [Mollenhauer et al.95]. De même, le manque d'air en fonctionnement transitoire, notamment lors des phases de prise de charge, contribue également à la formation de suies [Degobert92, Hellen92, Schnor et al.95]. Cette éventualité impose alors souvent une diminution de la quantité de fuel injectée (limites de cran) ou une adaptation de l'alimentation en air par l'optimisation du dispositif de suralimentation (inertie réduite, géométrie variable, assistance pneumatique).

Plus globalement, le post-traitement des gaz d'échappement au moyen de filtres peut également être envisagé pour atténuer les émissions de particules [Murayama 94]. Toutefois, étant donné les quantités importantes produites, un filtre classique serait très rapidement obstrué; il est par conséquent nécessaire de prévoir un dispositif actif pour brûler les suies piégées à une température élevée (700°C) éventuellement abaissée en présence de catalyseurs. Différents dispositifs sont étudiés afin de satisfaire un compromis entre l'efficacité, l'encombrement et la perte de charge, mais la mise au point est encore en cours dans les applications routières [Degobert92, Zelenka et al.93], et ne semble pas envisagée pour les moteurs industriels de forte puissance.

Enfin, il convient de considérer aussi la fraction organique soluble et les résidus non organiques dont les parts respectives sont très variables. Ces éléments dépendent notamment du carburant (fuel lourd ou carburant Diesel, teneur en soufre), du niveau d'imbrûlés (voir I.1.2.3), ou de la lubrification. Par conséquent, il importe, dans la mesure du possible, d'en tenir compte dans la modélisation, étant entendu que le paramètre fondamental qu'est la température semble avoir une influence mineure.

#### I.1.2.3. - Hydrocarbures imbrûlés

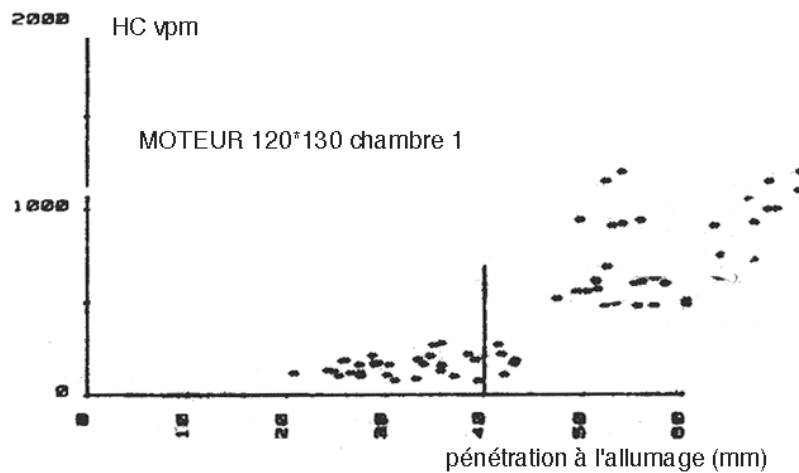
L'absence locale de combustion ou une combustion défectueuse font que l'on retrouve à l'échappement une partie du combustible, intact ou transformé chimiquement. Or certains composés formés comme les Aromatiques Polynucéiques sont particulièrement nocifs (action cancérogène avérée).

Les causes principales des défauts de combustion à l'origine des imbrûlés sont un excès d'appauvrissement (trop d'air par rapport au carburant disponible), un excès de richesse (trop de

carburant par rapport à l'air disponible), ou une température localement insuffisante.

\* L'excès d'appauvrissement concerne une partie du carburant injecté pendant le délai d'inflammation et situé à la périphérie du jet. Lors de l'inflammation, ce carburant a déjà atteint la limite inférieure d'inflammabilité, et ne peut ni s'auto-enflammer ni entretenir un front de flamme rapide. La quantité d'hydrocarbures imbrûlés provenant de ces régions appauvries dépend du volume injecté pendant le délai d'inflammation, du brassage avec l'air durant cette période et des conditions d'auto-inflammation dans le cylindre.

\* Les émissions par richesse excessive sont essentiellement dues à la vidange du sac de l'injecteur (volume compris entre le siège de l'aiguille et les trous) qui génère des gouttes de combustible d'un diamètre élevé, arrivant dans le cylindre à des vitesses très réduites. La vaporisation et la combustion en sont par conséquent très difficiles. Le combustible ainsi introduit dans le moteur ne brûle pratiquement pas et se retrouve à l'échappement, de telle sorte que lorsque le délai d'auto-inflammation est minimal, les émissions d'imbrûlés sont directement proportionnelles au volume du sac. Une deuxième levée de l'aiguille de l'injecteur, après la fin de l'injection, due à un retour des ondes de pression peut donner lieu au même phénomène, et être à l'origine d'imbrûlés à l'échappement.

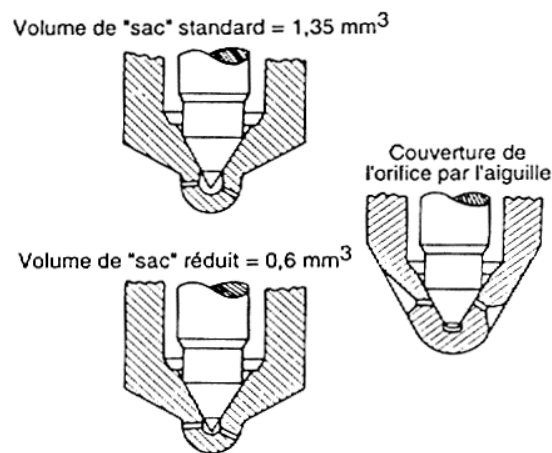


*Figure I.7: Evolution des hydrocarbures imbrûlés en fonction de la pénétration du jet lors de l'allumage [Haupais82]*

\* Enfin, le blocage de la combustion près des parois [Heywood88, Degobert92] est une source importante d'imbrûlés. En effet, la tenue des matériaux et du film d'huile imposent des températures de paroi pour la chambre de combustion très inférieures aux température de combustion (de 400 à 600 K contre plus de 2000 K); il existe par conséquent au voisinage des parois du cylindre une zone de gaz perturbée, avec des gradients de température très élevés, qui

crée des conditions favorables pour la formation d'imbrûlés. On ne connaît pas encore le détail des processus qui interviennent dans cette zone, mais on sait que plus la quantité de combustible atteignant cette zone est élevée, plus les émissions d'imbrûlés à l'échappement sont importantes (Figure I.7) [Haupais82].

Limiter la production d'hydrocarbures imbrûlés constitue par conséquent un impératif. Cet objectif peut être atteint par l'utilisation d'injecteurs sans sac (injecteur à siège perforé - Figure I.8), dont la réalisation est délicate, mais qui conduisent à des résultats spectaculaires, par l'optimisation du système d'injection (pompe, tuyauterie, etc.), et par une minimalisation de l'arrosage des parois par le combustible.



*Figure I.8 : Coupe d'injecteur à trous [Haupais92]*

L'évaluation des hydrocarbures imbrûlés est assez rarement intégrée dans les programmes de simulation thermodynamique des moteurs Diesel. Outre les travaux de [Haupais 82] sur l'impact du combustible liquide sur les parois, on peut signaler l'approche de [Bazari93], qui définit la masse d'hydrocarbures imbrûlés comme la différence entre la masse de combustible injecté et la masse de combustible brûlé, de laquelle il faut également soustraire la masse des suies et des particules solubles calculée par ailleurs. Cette approche nécessite que la quantité de combustible brûlé et par conséquent le taux de combustion soient calculés de manière très précise.

#### I.1.2.4. - monoxyde de carbone

Le monoxyde de carbone CO est un gaz polluant qui bloque les transferts d'oxygène dans l'organisme.

La réaction  $\text{CO}_2 \rightleftharpoons \text{CO} + 1/2 \text{O}_2$  possède une cinétique très rapide dans le cas de la combustion

Diesel. Le monoxyde de carbone, formé en forte quantité pendant les phases à haute température est pratiquement entièrement oxydé pendant la détente grâce à un important excès d'air. C'est pourquoi, les émissions de CO sont généralement très faibles pour les moteurs Diesel [Heywood88]. Toutefois, des blocages thermiques locaux, notamment près des parois, peuvent geler la réaction d'oxydation du CO. Dans ce cas, les teneurs à l'échappement peuvent être majorées, proportionnellement à la masse de carburant concernée.

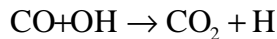
La production de CO dans les moteurs Diesel est rarement modélisée. On peut citer le modèle proposé par Bazari (1993), qui reprend notamment les travaux de Bowman et al (1975) concernant les moteurs à allumage commandé. Le mécanisme de formation du CO ( $RH \rightarrow R \rightarrow RO_2 \rightarrow RCHO \rightarrow RCO \rightarrow CO$ ) conduit à l'expression du taux de formation:

$$\frac{dCO_f}{dt} = A_f \cdot m_{fv} \cdot P_{cyl}^{0.5} \cdot \exp\left(-\frac{12000}{T_z}\right) \quad (I.11.)$$

*notations de l'auteur:*

- $CO_f$ : masse de CO formé
- $P_{cyl}$ : pression dans le cylindre
- $T_z$ : température locale
- $m_{fv}$ : masse de fuel vaporisé
- $A_f$ : constante dont la valeur n'est pas indiquée

Les mécanismes d'oxydation du CO sont divers, mais la réaction prépondérante semble être:



En supposant que toutes les espèces chimiques exceptées le CO sont à leur concentration d'équilibre, on obtient [Bazari93] :

$$\frac{dCO_{ox}}{dt} = K[OH]_e \cdot \{[CO] - [CO]_e\} \quad (I.12.)$$

*notations de l'auteur:*

- $CO_{ox}$ : concentration de CO oxydé
- $[CO]_e, [OH]_e$ : concentrations de CO et d'OH à l'équilibre
- $[CO]$ : concentration de CO
- $K$ : constante de vitesse

Etant donné les faibles niveaux d'émission de CO des moteurs Diesel, la limitation de ce polluant est pour l'instant rarement envisagée.

---



#### I.1.2.5 - autres polluants

Outre les polluants mentionnés précédemment, les gaz d'échappement contiennent d'autres espèces chimiques pouvant avoir une influence néfaste sur l'environnement, notamment [Heywood88, Haupais92]:

- le dioxyde de carbone  $\text{CO}_2$ , responsable de l'effet de serre. (les quantités rejetées sont proportionnelles à la consommation de combustible).
- les produits soufrés, lesquels, outre leur action polluante, peuvent être à l'origine de problèmes de corrosion lorsqu'ils se condensent à l'intérieur du moteur (c'est pourquoi la teneur maximale en soufre des combustibles est d'ores et déjà réglementée). Le soufre contenu dans le fuel se retrouve quasi intégralement oxydé à l'échappement sous forme de dioxyde de soufre  $\text{SO}_2$  (99%) et de trioxyde de soufre (1%)[Bazari93]. Les quantités rejetées sont donc proportionnelles à la consommation de carburant et à sa teneur en soufre.

Pour ces deux polluants les techniques de limitation sont simples:

- restriction de la consommation spécifique, ou dans tous les cas maintien à un niveau acceptable lors de la mise en œuvre des techniques de dépollution concernant les autres émissions.
- choix d'un carburant à faible teneur en soufre.

#### I.1.3. - Mesures et Normes

##### I.1.3.1. - Mesure des émissions polluantes à l'échappement

L'analyse des gaz d'échappement à volume constant (C.V.S.: Constant Volume Sampling), est utilisée en propulsion routière, et traite l'intégralité du débit d'échappement. Elle ne semble pas adaptée aux moteurs industriels, en raison de leur taille. Pour ces moteurs, seule une fraction du débit d'échappement (la plus représentative possible) est prélevée, éventuellement diluée, puis analysée.

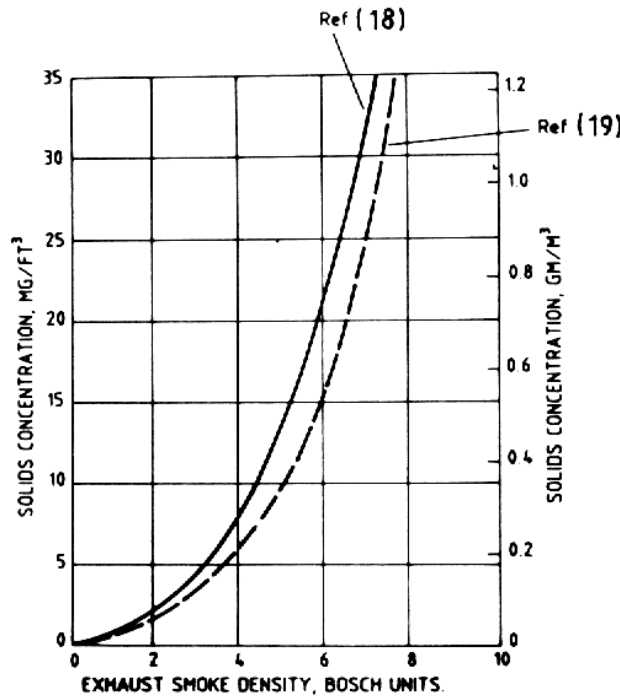
Les analyseurs d'émissions gazeuses utilisent différentes techniques, notamment [Grosshans95, Degobert92]:

- Absorption d'infrarouge ( $\text{CO}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}_2$ )
- Chimiluminescence ( $\text{NO}$ )
- Electrochimie ( $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{SO}_2$ )
- Paramagnétisme ( $\text{O}_2$ )
- Ionisation de flamme (Hydrocarbures imbrûlés)

Les quantités de polluant sont ramenées au débit de gaz d'échappement (ppm (vol.) ou  $\text{g}/\text{m}^3(\text{n})$ , éventuellement corrigée à X% d'oxygène pour éliminer les différences d'excès d'air dans les comparaisons), au travail ( $\text{g}/\text{kWh}$ ) ou à la quantité de carburant consommé ( $\text{g}/\text{g}$  de fuel).

La mesure des polluants solides est généralement basée sur la masse recueillie sur un filtre chauffé à  $125^\circ\text{C}$  (suies) ou refroidi en deçà de  $52^\circ\text{C}$  (particules). Les teneurs sont exprimées en  $\text{g}/\text{m}^3(\text{n})$  ou en  $\text{g}/\text{kWh}$ .

Il existe également des analyseurs optiques ou fumimètres, qui mesurent l'absorption d'un faisceau lumineux par un panache de fumée (Ringelmann, Hartridge) ou l'indice de noircissement d'un papier ayant filtré un volume connu de gaz d'échappement (Bosch, Bacharach). Des corrélations entre les différentes méthodes de mesure optiques et les mesures pondérales sont disponibles dans la littérature (Figure I.9).



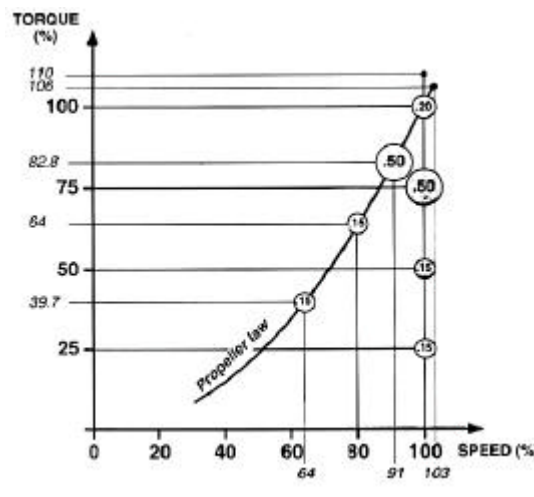
*Figure I.9: Corrélations entre les mesures de particules pondérales et l'indice Bosch proposées par Kyriakides et al. (1987)*

Les différents constituants des particules ayant un impact sur l'opacité variable, la validité de ce type de corrélation est loin d'être générale (notamment vis à vis du type de carburant utilisé), mais elle permet néanmoins de suivre des tendances lors d'études paramétriques.

Il existe plusieurs tentatives de normalisation de la mesure des émissions des moteurs à combustion interne, suivant les pays et les applications [Degobert92].

La norme ISO8178 [Iso96] définit les techniques et les conditions de mesure et d'évaluation des émissions polluantes des moteurs à combustion interne pour toutes les applications autres que la propulsion routière. Pour chaque type d'application, il existe des cycles de mesure, constitués de plusieurs points de fonctionnement stabilisés, appelés modes, et définis par un régime et un couple. Pour chaque espèce de polluant, la teneur suivant un cycle ISO est obtenue en faisant la moyenne des concentrations relevées pour les différents modes, affectées de coefficients de pondération propres à chaque cycles.

En propulsion navale, la norme propose deux cycles à quatre modes, à vitesse nominale (E2) ou suivant une loi hélice (E3) (Figure I.10).



*Figure I.10: Visualisation des différents modes constituant les cycles E2 et E3 (Norme ISO 8178/4) destinés à évaluer les émissions polluantes des moteurs Diesel de propulsion navale [Grosshans95]*

Ces spécifications s'appliquent aussi bien pour les essais au banc, que pour les essais sur site, à bord des navires.

Ces derniers posent un certain nombre de difficultés, liées notamment à l'exigüité, et à la moins grande maîtrise des paramètres de fonctionnement. Kushiya et al. (1995), Carlton et al. (1995), Yanase et al. (1995) comparent différentes techniques et procédures de mesure (Figure I.11).

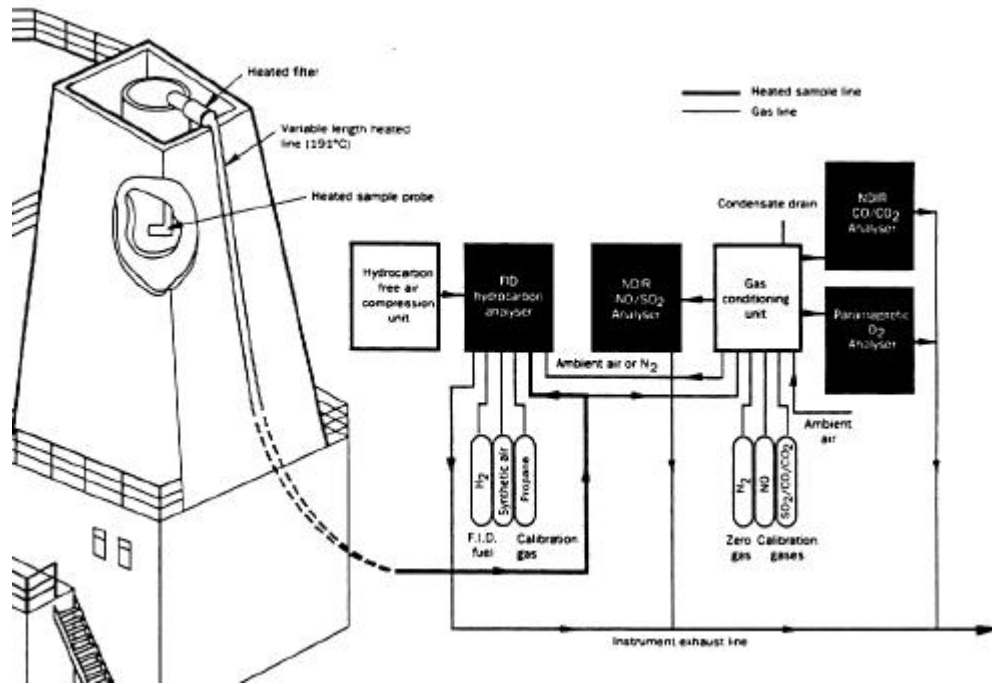


Figure I.11: exemple d'installation de mesure de polluants sur site [Carlton et al.95]

Actuellement, la prise en compte du fonctionnement dynamique des moteurs au plan des normes est assez rare et se limite à des mesures intégrales sur des cycles comprenant des phases de fonctionnement transitoire [Degobert 92]. Toutefois, l'intérêt d'une mesure continue des émissions pendant les phases transitoires apparaît clairement [Callahan et al.86, Arcoumanis et al.94-1, Arcoumanis et al.94-2].

Callahan et al. étudient des phases transitoires simplifiées comprenant des variations linéaires de charge et de vitesse (rampes positives ou négatives). Ces phases élémentaires sont alors combinées pour constituer une phase de fonctionnement dynamique. L'analyse des gaz est réalisée au moyen d'un prélèvement par un système de vanne rapide, qui distribue sur différents analyseurs le gaz correspondant aux différentes étapes élémentaires. Les espèces mesurées sont le CO, les NO<sub>x</sub>, les hydrocarbures imbrûlés et les particules. Cette approche est une évolution intéressante des techniques intégrales, mais son application à des sollicitations réelles ne semble pas envisageable.

Arcoumanis et al. (1994-1) ont réalisé une mesure continue des émissions en utilisant des techniques spécifiques:

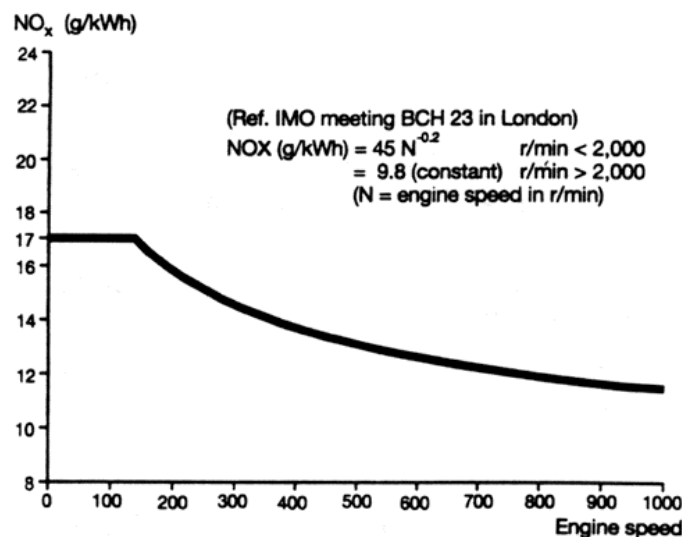
- détection à ionisation de flamme à réponse rapide pour les hydrocarbures imbrûlés
- reconstruction du signal pour les NO<sub>x</sub>, mesurés avec un détecteur à chimiluminescence dont le temps de réponse est trop élevé pour une mesure directe en temps réel.

- pour les particules une mesure classique intégrale a été réalisée, ainsi qu'une évaluation en temps réel par calcul basé sur les mesures instantanées d'hydrocarbure et d'opacité des fumées. Ces deux méthodes ont donné des résultats cohérents.

Malgré ces quelques tentatives, ce type de mesure reste rare et difficile.

### I.1.3.2. - Réglementation des émissions en propulsion navale

Si les émissions des Diesel automobiles sont depuis longtemps réglementées [Degobert92], le développement de normes limitant les émissions des moteurs industriels est plus récent. Pour l'instant, dans le domaine de la propulsion navale, l'I.M.O. (International Marine Organisation dépendant de l'Organisation des Nations Unies) a proposé un projet de réglementation, concernant les nouveaux bâtiments, et visant à limiter les émissions produites par les moteurs Diesel [Imo96]. Ce projet, ratifié à la fin de 1997, sera mis en application pour les moteurs installés après le 1<sup>er</sup> janvier 2000. Il reprend les techniques de mesure et d'évaluation des émissions de la norme ISO8178 (voir paragraphe précédent) mais, dans un premier temps, seules les émissions de SO<sub>x</sub> et de NO<sub>x</sub> sont concernées. Pour les SO<sub>x</sub>, la teneur en soufre du carburant doit être diminuée, tandis que la limitation des émissions de NO<sub>x</sub> est une fonction du régime nominal du moteur (les moteurs lents auront un niveau autorisé plus élevé - Figure I.12).



*Figure I.12: Courbe IMO limitant les émissions de NO<sub>x</sub> en fonction du régime nominal des moteurs [Schnohr et al.95]*

A l'avenir, outre un renforcement des normes sur les NO<sub>x</sub>, on peut s'attendre à ce que les particules et, peut être, les hydrocarbures fassent l'objet d'une réglementation, avec éventuellement une prise en compte des étapes de fonctionnement transitoires des moteurs, puisque celles ci sont nombreuses lors des manœuvres dans les zones portuaires, particulièrement sensibles au plan de la pollution. D'ores et déjà, il existe des réglementations locales plus sévères dans certaines zones (mer baltique, Californie) qui peuvent entraîner des pénalités financières importantes pour les navires les plus polluants [Hellen92, Bastenhof93].

Enfin, les moteurs industriels utilisés dans les centrales de production d'énergie situées en zone urbaine sont également concernés par la réglementation des émissions polluantes. L'intérêt de la maîtrise de ces émissions apparaît par conséquent évident.

## I.2 - DIFFERENTES MODELISATIONS DE LA COMBUSTION DANS LES MOTEURS DIESEL

Depuis une vingtaine d'années, de nombreux logiciels de simulation du fonctionnement des moteurs Diesel ont été élaborés. Ces logiciels permettent de simuler soit une phase particulière du cycle, soit le fonctionnement complet du moteur.

Pour modéliser la combustion et la formation des émissions polluantes, différentes approches sont envisagées, parmi lesquelles on distingue essentiellement deux familles qui diffèrent tant par les moyens mis en œuvre que par les objectifs poursuivis :

- les modèles directs
- les modèles phénoménologiques

### I.2.1. - modèles directs

Les modèles directs conduisent à la résolution numérique des équations de Navier Stokes et les équations de conservation de l'énergie et des espèces. Ces modèles sont bidimensionnels ou tridimensionnels. Ils utilisent des méthodes de type éléments finis ou volumes finis, avec des maillages variables adaptés aux écoulements à frontière mobile, et des coordonnées eulériennes, lagrangiennes ou mixtes. Des sous-modèles physiques décrivent les différents phénomènes se déroulant pendant la combustion tels que l'injection du combustible, sa vaporisation, les transferts de chaleur, la turbulence ou la cinétique des réactions chimiques.

Chronologiquement, le premier de ces modèles a donné lieu au code CONCHAS, apparu au début des années 80, et développé au laboratoire de Los Alamos. Actuellement, les codes KIVA et KIVA II [Amsden et al.87] disponibles dans le domaine public depuis 1985 et 1988 sont les plus répandus, et font l'objet de nombreuses adaptations, notamment pour les moteurs Diesel [Pinchon et al.89, Emtil94, Pedersen et al.95, Musculus et al.95, Reitz et al.95]. Ils utilisent une formulation de type volume finis et une résolution par la méthode mixte Eulerienne Lagrangienne Arbitraire qui permet de prendre en compte la déformation du maillage liée au déplacement du piston. Afin d'assurer la stabilité numérique, le cycle de calcul est divisé en sous-cycles possédant chacun leur propre pas de temps.

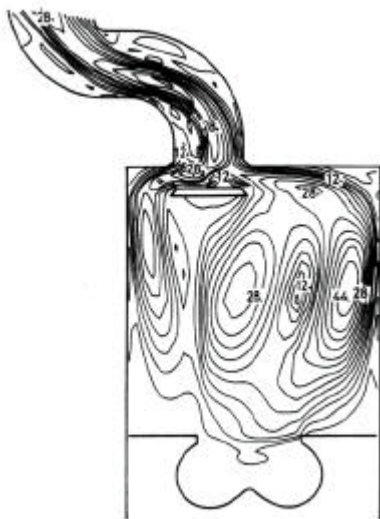
Dans le code KIVA II, la turbulence est prise en compte avec un modèle  $k-\epsilon$ . Des lois de parois (analytiques, linéaires ou logarithmiques) permettent d'évaluer les contraintes et le flux de chaleur aux limites. La conservation de la phase liquide est résolue par discrétisation particulière,

l'échauffement et la vaporisation des gouttes sont calculés en faisant l'hypothèse d'une goutte isolée (les phénomènes de coalescence et de collision étant pris en compte lors du calcul des trajectoires). Enfin, un modèle de cinétique chimique est mis en place.

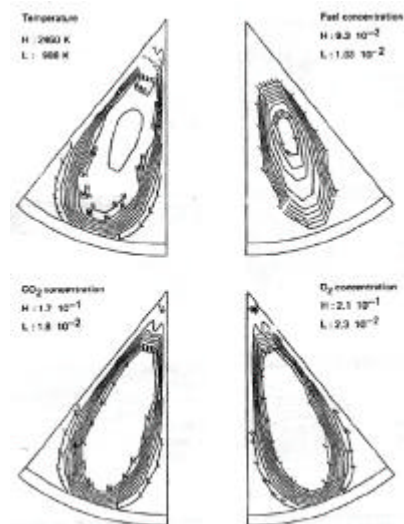
Les codes KIVA puis KIVA II constituent une base de travail reconnue. Cependant si la structure de la résolution numérique peut généralement être conservée, les sous modèles physiques disponibles peuvent se révéler insuffisants et font l'objet de nombreuses tentatives d'amélioration. Dans le domaine des moteurs Diesel, on peut citer par exemple des travaux visant à améliorer la modélisation du délai d'inflammation [Kong et al.93, Aligrot94] ou de la combustion turbulente [Dilies95].

D'autres codes sont également utilisés pour réaliser des études sur des moteurs à combustion interne, par exemple TASCflow3D [Bludzuweit et al.96], FIRE , ou STAR\_CD [Navaro et al.95].

Les modèles directs permettent d'obtenir des résultats intéressants et très détaillés, notamment la distribution spatiale des grandeurs calculées (Figure I.13) [Pinchon et al.89]. Ils sont particulièrement adaptés pour étudier l'influence des formes géométriques des différents conduits, chambres et têtes de piston sur l'aérodynamique interne, la vitesse et la turbulence des gaz dans le cylindre (Figure I.10) [Kamimoto et al.91]. La comparaison avec les mesures expérimentales fait généralement apparaître un bon accord, et ces codes sont utilisés par les grands constructeurs automobiles pour la définition et l'étude de leurs moteurs [Eyzat 88].



*Figure I.13: lignes isovitesse 5°AM avant le point mort bas, obtenues avec un code direct, et montrant les vortex sous la soupape d'admission [Kamimoto et al.91]*



*Figure I.14 : Lignes d'isoconcentration et isothermes obtenues avec le code KIVA II appliqué à un moteur Diesel de forte puissance [Pinchon et al.89]*

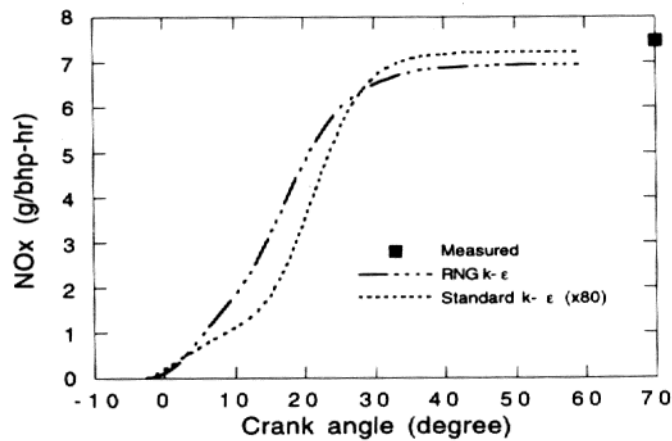


Néanmoins, le développement et la validation des sous modèles physiques complexes relatifs à la combustion, toujours en cours, constituent un préalable indispensable à l'évaluation des émissions polluantes. C'est pourquoi, ce point est absent de la plupart des études existantes, et n'a été abordé de façon approfondie que récemment. Brown et al. (1988) proposent un modèle de mélange stochastique qui permet de calculer le mélange turbulent et les réactions chimiques à partir des résultats fournis par le code KIVA. Le mécanisme de Zeldovitch étendu est utilisé pour évaluer la formation de NO<sub>x</sub>, tandis qu'un modèle mixte est adopté pour prédire la formation et l'oxydations des suies. La comparaison avec des résultats expérimentaux est satisfaisante pour les NO<sub>x</sub> mais laisse apparaître des écarts importants pour les suies. En outre la validation concerne des points de fonctionnement apparemment assez voisins, et aucune étude d'influence d'un paramètre n'est présentée. Pedersen et al. (1995) ont implanté dans le code KIVA II un modèle d'auto-inflammation, un modèle de combustion turbulente (Eddy Dissipation Concept), le mécanisme de Zeldovitch et un modèle de suies. Ce code est appliqué à un moteur Diesel marin deux temps semi-rapide. La comparaison avec les résultats expérimentaux pour différentes charges (25%, 50%, et 100%) montre que l'évolution de la pression moyenne dans le cylindre est prédite très précisément. Par contre, des écarts importants sont observés au niveau des NO<sub>x</sub> et surtout des suies. Reitz et al. (1995) utilisent une version améliorée du code KIVA2. (les différents sous modèles utilisés sont recensés dans le tableau I.2).

	Original KIVA	Updated models
Intake flow	Assumed initial flow	KIVA-3 computed intake flow <sup>14</sup>
Combustion	Arrhenius	Laminar-turbulent char time Flamelet model <sup>1,31,38</sup>
Unburned HC	Arrhenius	Laminar-turbulent char time <sup>1,31</sup>
NO <sub>x</sub>	Extended Zeldo'vich	Extended Zeldo'vich <sup>1</sup>
Heat transfer	Law-of-the-wall	Compressible, unsteady <sup>22,32</sup>
Wall impinge	None	Rebound-slide with breaking-up drops <sup>24,32,34</sup>
Drop drag	Spherical drop	Distorting drops <sup>27</sup>
Drop breakup and atomization	Taylor analogy breakup	Surface-wave-growth <sup>25</sup>
Crevice flow	None	MIT model <sup>23</sup>
Ignition	None	Shell multistep model <sup>31,35,37</sup>
Vaporization	Single component	Multicomponent <sup>19</sup>
Soot	None	Soot formation/Nagle-Strickland-Constable oxidation <sup>1,6,32,47</sup>
Turbulence	Standard k-ε	Modified RNG k-ε <sup>32,45</sup>

*Tableau I.2: Améliorations des sous modèles du code KIVA par Reitz et al.95*

L'influence importante de ces modèles sur les calculs d'émissions polluantes est mis en évidence. Ainsi, il existe un facteur 80 entre les émissions de NO<sub>x</sub> calculées avec deux modèles de turbulence différents (Figure I.15). Des résultats encourageants sont cependant obtenus, l'évolution de la pression moyenne dans le cylindre au cours de la combustion est correctement restituée et les tendances d'évolution des quantités de NO<sub>x</sub> et de suies produites en fonction de l'avance à l'injection sont retrouvées. Par contre, ce code possède encore des lacunes. Il est par exemple incapable de prédire correctement les conséquences sur les émissions de profils d'injection complexes (injection double).



*Figure I.15: Evolution de la quantité de NOx dans le cylindre en fonction de l'angle moteur, suivant le modèle de turbulence utilisé par [Reitz et al .95]*

Les modèles directs offrent donc des perspectives de développement très intéressantes, mais ils ne sont pas encore totalement opérationnels pour prédire les émissions polluantes produites par la combustion Diesel.

### I.2.2. - modèles phénoménologiques

Les modèles phénoménologiques simulent la combustion, à l'aide de formulations essentiellement basées sur les différents phénomènes physiques et chimiques que l'on a pu observer et décrire expérimentalement.

De nombreux modèles phénoménologiques ont été développés; ils présentent des degrés de complexité et d'efficacité très variables. Généralement, on distingue les modèles "monozone", très simples mais limités, et les modèles "multizones" qui offrent des résultats plus complets.

#### I.2.2.1. - modèles "monozone"

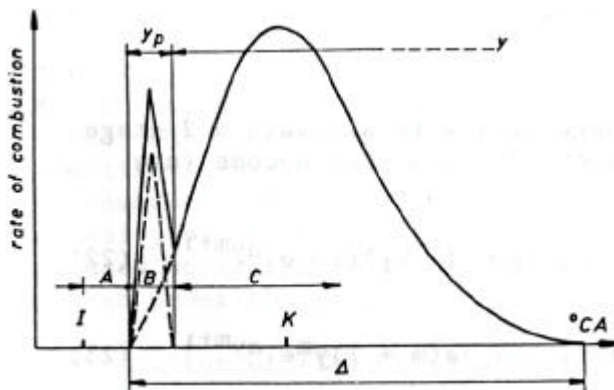
La façon la plus simple de modéliser la combustion est d'exprimer le dégagement d'énergie au cours du temps, par exemple en fonction de l'angle moteur, à partir d'une formulation empirique. Le mélange gazeux contenu dans le cylindre est considéré homogène et sa température et sa pression sont supposées uniformes. Des bilans de masse (injection du combustible) et de chaleur (énergie dégagée par la combustion, pertes thermiques) sont réalisés à chaque pas de temps, en considérant l'équilibre thermodynamique atteint. L'application du premier principe et

l'équation des gaz parfaits permettent de remonter respectivement à la température et à la pression. Cette méthode est généralement employée dans les logiciels de simulation complets. La combustion est prise en compte sous la forme d'un dégagement d'énergie (dégagement apparent de chaleur) qui permet de retrouver les relevés expérimentaux de la pression dans le cylindre. Différentes expressions sont employées pour calculer ce dégagement d'énergie. Wiebe (1967) a pu approcher l'allure des profils expérimentaux du dégagement d'énergie à partir d'une courbe exponentielle adimensionnelle paramétrée. Le taux de combustion instantané est de la forme:

$$\frac{dx}{d\alpha} = a.(m + 1).\alpha^m . \exp(- a.\alpha^{(m+1)}) \tag{I.13.}$$

*notations de l'auteur*            *a, m: coefficients déterminant la forme de la courbe*  
      *$\alpha$ : temps réduit de combustion*

Toutefois, cette modélisation ne permet pas de représenter le premier "pic" observé sur les relevés expérimentaux qui correspond à la combustion de pré mélange du combustible injecté pendant le délai d'inflammation. Pour pallier cet inconvénient, Sierens et al. (1991) proposent de modéliser ce premier pic par un triangle, la combustion par diffusion étant toujours modélisée par une loi de Wiebe (Figure I.16).



*Figure I.16 : Modélisation de la combustion par un triangle et une loi de Wiebe [Sierens et al.91]*

Ahmed (1980) a établi une formulation à partir de deux lois de Wiebe représentant les deux phases de la combustion (pré mélange puis diffusion). Gaudart (1987) a ensuite mis en place un paramétrage de ces courbes à partir de relevés expérimentaux de pression dans le cylindre. Il

devient alors possible de calculer la durée et la part de combustible consommé dans chacune des deux phases, ainsi que les coefficients de forme des deux lois de Wiebe, en fonction du régime, de la PME, de l'excès d'air au moment de l'inflammation, et du rapport entre la quantité de combustible injectée pendant le délai d'inflammation et la quantité totale injectée:

$$\frac{dQ_{\text{comb}}}{dt} = (1 - f_2) \times A_1 \times (CW_1 + 1) \times \left( \frac{\alpha - \alpha_{\text{inf}}}{DUC_1} \right)^{(CW_1 + 1)} \times \exp \left( - A_1 \left( \frac{\alpha - \alpha_{\text{inf}}}{DUC_1} \right)^{(CW_1 + 1)} \right) + f_2 \times A_2 \times (CW_2 + 1) \times \left( \frac{\alpha - \alpha_{\text{inf}}}{DUC_2} \right)^{(CW_2 + 1)} \times \exp \left( - A_2 \left( \frac{\alpha - \alpha_{\text{inf}}}{DUC_2} \right)^{(CW_2 + 1)} \right) \quad (\text{I.14.})$$

$$DUC_1 = 9 \quad (\text{I.15.})$$

$$DUC_2 = 50 + 1.7(N/1000)PME \quad (\text{I.16.})$$

$$f_2 = 9,9e - 3RINF^{0.513} (N/1000)^{-0.372} PINF^{1.046} INF^{0.454} \quad (\text{I.17.})$$

$$CW_1 = 4.291INF^{0.067} RINF^{0.558} \quad (\text{I.18.})$$

$$A_1 = 12.041INF^{-0.045} RINF(N/1000)^{0.192} \quad (\text{I.19.})$$

$$CW_2 = 0.584INF^{0.036} RINF^{0.171} \quad (\text{I.20.})$$

$$A_2 = 7 \quad (\text{I.21.})$$

*notations de l'auteur*

$\alpha$ : angle moteur

$\alpha_{\text{INF}}$ : angle de début d'inflammation

$Q_{\text{comb}}$ : énergie libérée par la combustion

$DUC_1, DUC_2$ : durées des phase de pré-mélange et de diffusion de la combustion

$f_2$ : part du carburant brûlé par diffusion

$CW_1, CW_2, A_1, A_2$ : coefficients de Wiebe

$N$ : régime du moteur

$PME$ : Pression moyenne effective du moteur

$PINF$ : pression dans le cylindre lors de l'inflammation

$RINF$ : rapport entre la quantité de carburant injectée pendant le délai d'inflammation et la quantité totale injectée

$INF$ : excès d'air au moment de l'inflammation

Withhouse et al. (1971) proposent un modèle plus phénoménologique qui distingue la masse de fuel injectée, la masse de fuel utilisable, la masse de fuel préparée et la masse de fuel brûlée. La masse de fuel utilisable est la masse de fuel injectée qui n'a pas été encore été préparée:

$$m_{use} = m_{inj} - m_{prep} \quad (I.22.)$$

La masse de fuel préparée est la masse de fuel injectée qui s'est évaporée et mélangée avec l'air, obtenue par l'équation :

$$\frac{dm_{prep}}{d\alpha} = K1.m_{inj}^{(1-xw)}.m_{use}^{xw}.P_{O2}^{yw} \quad (I.23.)$$

Le taux de réaction est alors donné par :

$$\frac{dm_{burned}}{d\alpha} = \frac{K2.P_{O2}}{N.\sqrt{T}} \cdot \int \left( \frac{dm_{prep}}{d\alpha} - \frac{dm_{burned}}{d\alpha} \right) d\alpha \cdot \exp\left(\frac{-ACT}{T}\right) \quad (I.24.)$$

*notations des auteurs*

$\alpha$ : angle moteur

$m_{inj}$ : masse de carburant injecté

$m_{use}$ : masse de carburant disponible

$m_{prep}$ : masse de carburant préparé

$m_{burned}$ : masse de carburant brûlé

$P_{O2}$ : pression partielle d'oxygène dans le cylindre

$N$ : régime moteur

$T$ : température dans le cylindre

$K1, K2, xw, yw, ACT$ : constantes adaptées afin de retrouver les profils expérimentaux de pression dans le cylindre.

Cette méthode largement utilisée dans les simulations complètes des ensembles propulsifs, nécessite une bonne connaissance du débit instantané d'injection.

Les modèles "monozone" ont pour avantage principal leur simplicité, et permettent d'obtenir des résultats satisfaisants, notamment pour les calculs relatifs aux caractéristiques du cycle [Watson et al.87, Hetet89, Sierens et al.91, Dent et al.92]. Ils présentent cependant deux inconvénients importants :

Tout d'abord, ces modèles font intervenir plusieurs coefficients semi-empiriques, dont la détermination exige de nombreuses données expérimentales. En outre, ces coefficients sont spécifiques à chaque type de moteur, et doivent être recalculés en cas de modification technique influant sur le déroulement de la combustion comme un changement d'injecteur par exemple. La validité de ces modèles est très dépendante des essais expérimentaux, et leur capacité prédictive relativement faible.

D'autre part, les modèles « monozone » ne permettent pas de considérer les phénomènes chimiques qui interviennent pendant la combustion, en particulier la formation des polluants. En effet, l'hypothèse d'une température uniforme dans le cylindre conduit, lors des calculs, à des valeurs de températures largement inférieures à celles observées au cœur de la flamme, lieu des réactions chimiques. Or les constantes d'équilibre et les cinétiques chimiques sont fortement dépendantes de la température. Les calculs effectués avec une température moyenne entraînent nécessairement des résultats approximatifs.

Ces limites ont conduit à développer les modèles deux zones et multizones.

#### I.2.2.2. - modèles deux zones et leurs dérivés

Au début des années 70, les premières tentatives pour remédier aux défauts des modèles une zone ont consisté à diviser le volume du cylindre en un nombre déterminé de domaines (2, 3, ou 4 selon les auteurs), en vue de rendre compte de la nature hétérogène de la combustion dans les moteurs Diesel. Généralement on distingue une zone d'air frais, et une zone « chaude » contenant les produits de la combustion, qui peuvent être pour certains des polluants [Dent et al.92, Heider et al.95, Kumar et al. 84, Holbaum92] (Figure I.17). Certains auteurs ajoutent une zone spécifique à la réaction stœchiométrique [Yoshikawa et al.95, Morel et al.87] (Figure I.18), et, plus rarement, une zone contenant le combustible injecté non encore brûlé [Witthehouse et al.77] (Figure I.19).

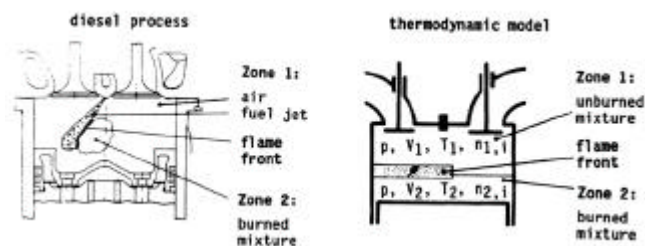
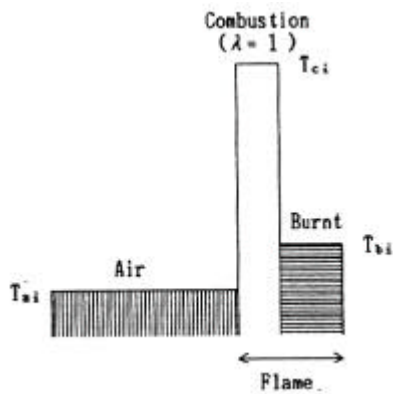
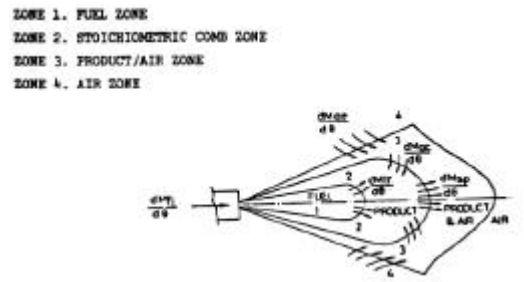


Figure I.17 : *Modèle deux zones [Merker et al. 93]*



*Figure I.18 : Modèle trois zones avec zone de combustion stoechiométrique [Yoshikawa et al.95]*



*Figure I.19 : Modèle quatre zones [Witherhouse et al. 77] avec jet liquide*

Chaque zone est considérée homogène, elle possède sa propre température et sa propre richesse, et la pression est supposée uniforme dans tout le cylindre. La température, la masse et le volume d'une zone sont des inconnues supplémentaires. Outre les équations de bilan, il est donc nécessaire de considérer une ou plusieurs équations de fermeture. Généralement il s'agit du transfert de masse entre les zones, calculé par une formulation empirique, les transferts thermiques entre les zones par convection ou radiation étant supposés nuls. Kumar et al. (1984) réalisent un calcul simplifié donnant la pénétration X du jet de carburant dans l'hypothèse d'un jet libre, et calculent la masse d'air entraînée dans la zone de gaz brûlés par:

$$\frac{dm_a}{d\theta} = \pi X^2 \tan^2 \alpha \frac{dX}{d\theta} - \frac{dV_b}{d\theta} \tag{I.25.}$$

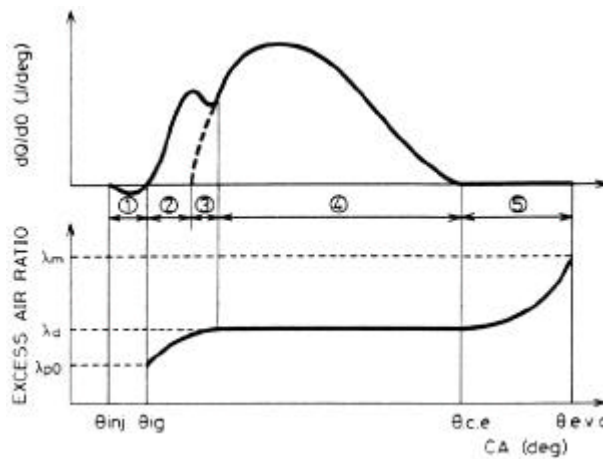
- notation des auteurs*
- $\alpha$ : angle du jet
  - $\theta$ : angle moteur
  - $V_b$ : volume de la zone de gaz brûlés
  - $X$ : pénétration du jet
  - $m_a$ : masse d'air entraînée par le jet

[Dent et al. 92] utilisent également une formulation semi-empirique issue de la théorie des jets :

$$\frac{dm_{air}}{dl} = 2\pi r_j (\rho_m \rho_a)^{1/2} [\alpha |U_m - V_t| + \lambda |V_n|] \tag{I.26.}$$

- notations des auteurs:  $m_{air}$ : masse d'air entraînée  
 $r_j$ : rayon local du jet  
 $\rho_m$  et  $\rho_a$ : densités respectives du jet et de l'air environnant  
 $U_m$ : vitesse locale du jet  
 $V_t$  et  $V_n$ : composantes tangentielle et normale de la vitesse de l'air environnant  
 $\alpha, \lambda$ : constantes numériques non fournies par les auteurs

Miyairi (1989) considère une formulation mixte pour l'entraînement de l'air, une équation issue de la théorie des jets pendant l'injection du combustible, puis une décroissance exponentielle. Yoshikawa et al. (1995) calculent le transfert de masse à partir d'une abaque fournissant le coefficient de diffusion. Merker et al. (1993) font l'hypothèse d'une variation linéaire de la richesse de la zone brûlée en fonction de l'angle moteur, tandis que Ishida et al. (1996) supposent que l'excès d'air dans la zone des gaz brûlés suit une évolution parabolique pendant la combustion de prémélange, est constant pendant la combustion de diffusion, puis augmente à nouveau paraboliquement jusqu'à l'ouverture de la soupape d'échappement (Figure I.20).



*Figure I.20 : Excès d'air au cours de la combustion dans la zone de gaz brûlés - modèle deux zones de [Ishida et al.96]*

Heider et al. (1995) proposent une alternative intéressante basée sur le calcul de l'écart de température entre les zones. L'équation est du type:

$$T_{zone1} - T_{zone2} = f(P - P_0) \tag{I.27.}$$



notation des auteurs:  $T_{zone1}$ ,  $T_{zone2}$ : températures des zones de combustion et de gaz frais:  
 $f$ : fonction empirique définie par les auteurs  
 $P$ : pression dans le cylindre  
 $P_0$ : pression dans le cylindre pour un cycle sans combustion.

L'idée est de relier l'écart de température entre la zone chaude et la zone froide à la "sévérité" de la combustion représentée par l'écart de pression dans le cylindre entre le cycle réel avec combustion et un cycle théorique sans combustion.

Concernant les émissions polluantes, la plupart de ces modèles incluent un calcul de  $NO_x$  utilisant les équations de Zeldovitch. Cependant, les validations des résultats sont généralement partielles [Witthehouse et al.77, Miyairi89, Dent et al.92, Merker et al.93], ou inexistantes. Dans certains cas, les modèles sont utilisés pour retrouver et justifier des tendances, comme par exemple l'influence de l'injection d'eau [Velji et al.95] ou de l'EGR [Remmels et al.95] sur les émissions de  $NO_x$ . L'aspect quantitatif est alors secondaire, et passé sous silence. Lorsqu'elle existe, la comparaison avec des relevés expérimentaux concerne souvent un seul point de fonctionnement, écartant toute validation systématique du modèle.

En revanche, selon les auteurs, le modèle de Heider et al. (1995) permet de retrouver les résultats expérimentaux avec une précision satisfaisante (écart inférieur à 15 %) sur toute la plage de fonctionnement du moteur (Figure I.21), pour différents types de moteur (lent ou rapide).

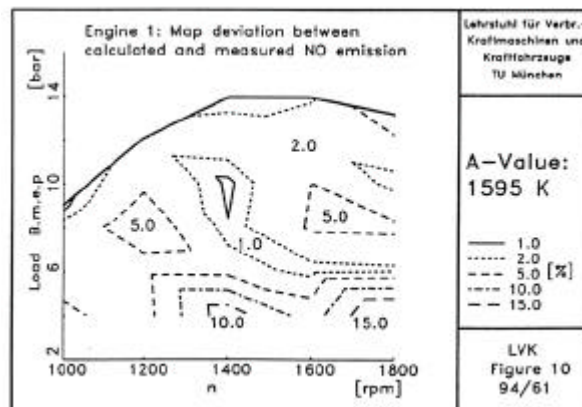


Figure I.21: Ecart entre les concentrations calculées et mesurées sur un champ moteur  
 [Heider et al.95]

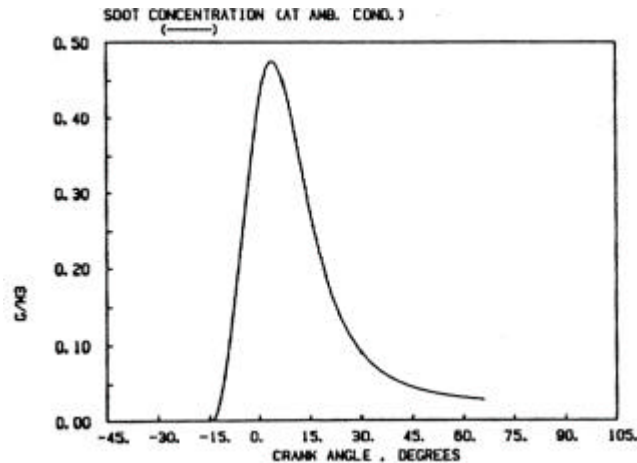
Contrairement au NO<sub>x</sub>, les suies font rarement l'objet d'un calcul. Toutefois, Morel et al. (1987) proposent une démarche, spécialement développée pour un modèle deux zones. Les taux de formation et d'oxydation des suies sont respectivement:

$$\frac{ds}{dt} = A_1 \frac{dm_d}{dt} \frac{\exp(-A_2/T_f)}{(1 + 4.76Y_{O_2})^3} \quad (I.28.)$$

$$\frac{ds}{dt} = -B_1 \frac{s}{\rho_s d_s} \exp(-B_2/T_f) P_{O_2}^{1/2} \quad (I.29.)$$

- notations des auteurs:*
- $m_d$ : masse de fuel brûlé par diffusion
  - $Y_{O_2}$ : fraction molaire d'oxygène dans la zone réactionnelle
  - $P_{O_2}$ : pression partielle d'oxygène dans la zone de gaz brûlés
  - $T_f$ : température
  - $s$ : masse de suie
  - $\rho_s$ : masse volumique des suies prise égale à 900 kg/m<sup>3</sup>
  - $d_s$ : diamètre des particules de suies élémentaires égal à 0.04.  $f$ ,  $F$  étant la richesse globale.
  - $A_1, A_2, B_1, B_2$ : constantes numériques

Ce modèle permet de retrouver le profil classique de l'évolution de la concentration en suies au cours de la combustion (Figure I.22), mais aucune validation expérimentale n'est proposée. Il convient toutefois de préciser que la finalité de ce modèle n'est pas d'effectuer un calcul précis des émissions de suies à l'échappement mais d'approcher les quantités présentes dans le cylindre pendant la combustion afin d'évaluer les pertes thermiques par rayonnement. Ishida et al. (1996) utilisent également les équations de Morel, avec des constantes modifiées, dans un modèle deux zones; ils comparent les évolutions des quantités de suies présentes dans le cylindre avec des mesures obtenues par la méthode infrarouge "deux couleurs". L'évolution qualitative des résultats en fonction de la charge du moteur ou de l'avance à l'injection est satisfaisante, mais des écarts quantitatifs importants existent. D'autre part la quantité de suie à l'échappement n'est pas considérée. Notons enfin que le modèle de suies de Morel a été adapté par la suite à des modélisations de combustion plus complexes, y compris celle intervenant dans le code direct KIVA II [Emtil94].



*Figure I.2 : Evolution de la concentration en suies dans le cylindre au cours de la combustion [Morel et al.87]*

Utilisant également un modèle 2 zones, Dent et al. (1992) constatent la difficulté à obtenir des résultats fiables concernant les fumées et renoncent temporairement à atteindre cet objectif. En outre, aucun des modèles 2 zones étudiés ne permet de calculer les émissions d'hydrocarbures imbrûlés ou de CO.

En revanche, la souplesse et la rapidité de la modélisation 2 zones rendent possible son implantation dans un programme complet de simulation; c'est le cas par exemple pour le modèle développé par Dent et al. (1992).

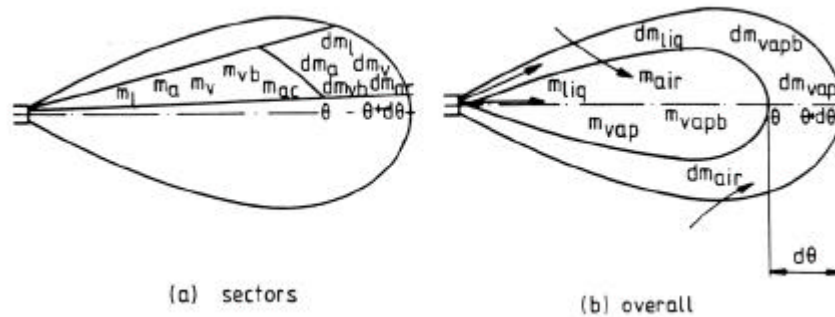
Enfin, il est intéressant de signaler que malgré le développement de modèles beaucoup plus complexes (multizones, modèles directs) dans les années 80, les modèles deux zones sont encore largement utilisés à l'heure actuelle et font l'objet de publications récentes [Merker et al.93, Heider et al.95, Ishida et al.96].

### I.2.2.3. - modèles multizones

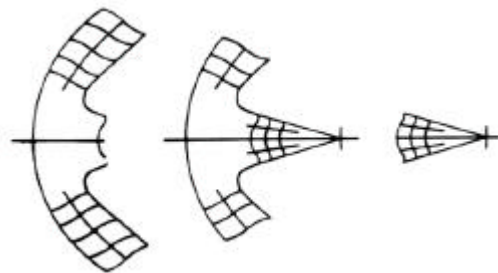
Développés depuis le début des années 80, ces modèles reprennent le principe du partage du volume du cylindre en plusieurs zones. Cependant, le nombre de zones n'est plus fixé a priori, mais il constitue un paramètre variable de la simulation, comme le pas d'espace pour des méthodes directes par exemple.

Les différentes méthodes de découpage sont généralement assez semblables, et basées sur la forme connue d'un jet libre. Dent et al. (1982) (Figure I.23), Kyriakides et al. (1987), Lipkea et al; (1988) (Figure I.24), et Guerrassi (1993) (Figure I.25), discrétisent le jet en  $m$  segments, qui

correspondent au combustible injecté pendant les  $m$  pas de temps que dure l'injection. Chaque segment est ensuite discrétisé radialement en  $n$  zones, repérées par leur distance réduite à l'axe du jet. Enfin, la dernière zone contient l'air d'admission qui n'a pas encore été entraîné par le jet.



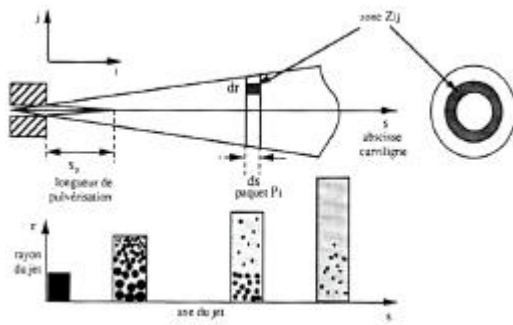
*Figure I.23: Découpage du jet [Dent et al.82], et transferts de masse pendant un pas de temps  $dq$*



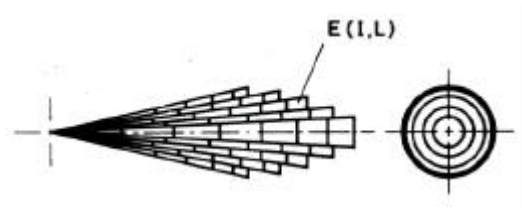
*Figure I.24: Découpage du jet [Lipkea et al.88], et développement typique avant et après l'impact sur les parois*

Bazari (1993) propose un schéma semblable, mais repère les zones en fonction de l'angle qu'elles font avec l'axe du jet.

Hiroyasu et al. (1983) (Figure I.26), et Kouremenos et al. (1990) utilisent également des discrétisations dans les directions axiale et radiale, mais repèrent les zones par leur numéro. Nishida et al. (1989) font de même, en ajoutant une troisième discrétisation orthoradiale. Le repérage n'étant pas adimensionalisé, cela exige de travailler avec un nombre de zones fixe ( $25 \times 10 = 250$  pour Hiroyasu, par exemple).



*Figure I.25: Définition et évolution des zones, repérage radial par le rayon réduit [Guerrassi93]*



*Figure I.26: Division axiale et radiale du jet en zones repérées par leur numéro [Hiroyasu et al.83]*

Ces modèles quasi stationnaires utilisent des équations semi-empiriques pour décrire les différents processus intervenant lors de la combustion.

La vitesse et le débit d'injection de combustible sont calculés par l'équation de Bernoulli, la pression d'injection étant généralement issue de relevés expérimentaux. La pénétration de la pointe du jet est obtenue en fonction du temps par des formules empiriques déduites de l'expérience [Hiroyasu et al.83, Guerrassi93]. La décroissance radiale des vitesses, de l'axe vers la périphérie du jet, est également modélisée, en vue de retrouver les profils expérimentaux.

L'entraînement de l'air dans le jet est calculé en considérant la conservation de la quantité de mouvement des zones suivant l'axe du jet. Les modifications de comportement liées à l'intensité du swirl (mouvement rotationnel de l'air autour de l'axe du cylindre), ou à l'impact du jet sur les parois sont prises en compte de manière très simplifiée, c'est à dire en considérant des coefficients correctifs. En effet, la théorie des jets développée en mécanique des fluides concerne essentiellement les jets libres turbulents, stationnaires, plans ou axisymétriques. L'instationnarité (croissance du jet puis arrêt de l'injection), le développement dans un milieu perturbé (mouvements de l'air dus notamment au swirl, pression et température variables liées au déplacement du piston et à la combustion) et l'impact du jet sur les parois du cylindre rendent le phénomène plus complexe. Un certain nombre d'expériences (Photographie rapide, prélèvements en différents endroits de la chambre au cours de la combustion, etc.) ont été réalisées dans les conditions réelles de fonctionnement, mais les connaissances demeurent encore trop incomplètes pour s'affranchir de certaines approximations.

Le taux de combustion est également calculé à l'aide de relations empiriques, de manière plus ou moins complexe. La première étape est l'étude de la vaporisation du combustible. Lipkea

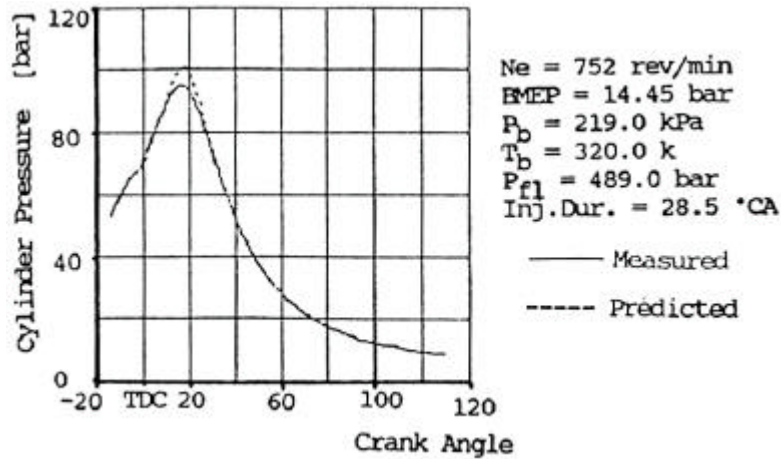
et al. (1988) constatent que dans la plupart des cas, la vaporisation n'est pas le facteur limitant de la combustion, et par conséquent ils considèrent que le combustible est directement injecté en phase gazeuse. Généralement la vaporisation est modélisée à l'aide des équations décrivant l'évaporation d'une goutte sphérique, en faisant un certain nombre d'hypothèses simplificatrices (Diamètre de goutte unique, pas de coalescence, etc..). Certains auteurs approfondissent cette approche, notamment en introduisant une distribution de tailles de gouttes [Guerrassi93, Kyriakides et al.87], sans que toutefois une amélioration de la qualité des résultats soit explicitement avancée.

Les masses de fuel vaporisé et d'air présentes dans chaque zones étant connues, il existe différentes approches pour modéliser les réactions de combustion. La méthode la plus simple proposée consiste à considérer que tout le combustible présent dans une zone sera brûlé au pas de calcul suivant, dans des proportions stœchiométriques, et sous réserve d'une quantité d'air suffisante [Hiroyasu et al.83, Lipkea et al.88, Kouremenos et al.90]. Les autres auteurs relient généralement le taux de réaction aux quantités de combustible et d'air en proportions stœchiométriques présentes dans la zone, rapportées au temps caractéristique de mélange turbulent. Ce temps caractéristique de la turbulence est évalué soit à partir d'une seule équation prenant en compte la turbulence liée à l'injection et au swirl [Dent et al.82, Kyriakides et al.87], soit à partir d'un modèle plus élaboré de type  $k,\epsilon$  basé sur un profil de vitesse tangentielle de l'air calculé à priori en fonction du swirl [Nishida et al.89, Guerrassi93]. Enfin, Nishida et al. (1989) et Guerrassi (1993) introduisent également une équation de cinétique chimique qui intervient lorsque le mélange turbulent n'est plus le facteur limitant.

Des bilans de masse, ainsi que l'application du premier principe en système ouvert et de l'équation d'état sur chaque zone permettent d'accéder à la température et à la richesse locales. La pression, supposée uniforme dans tout le cylindre, est déterminée pour que la somme des volumes des différentes zones soit égale au volume du cylindre à chaque instant.

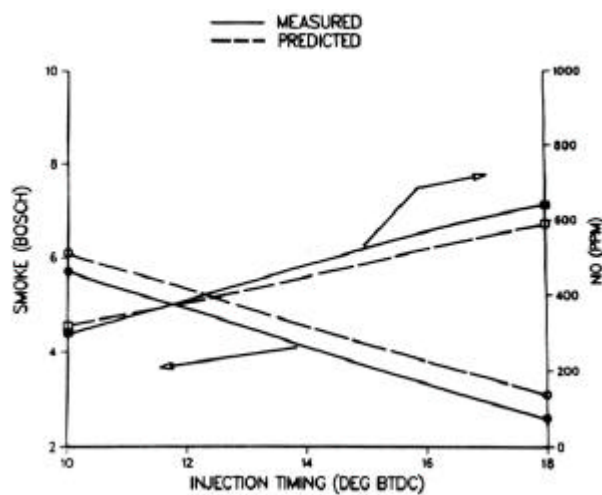
La formation des  $\text{NO}_x$  (mécanisme de Zeldovitch) et des suies est généralement envisagée [Hiroyasu et al.83, Kyriakides et al.87, Kouremenos et al.90, Guerrassi93, Bazari93]. Par contre, seul Bazari (1993) calcule les émissions d'hydrocarbures imbrûlés et de CO.

La première étape de validation des différents modèles proposés est la comparaison entre les résultats du calcul des diagrammes de pression dans le cylindre et les relevés expérimentaux. La concordance est généralement très bonne sur les points considérés (Figure I.27), qui couvrent parfois une part importante du champ de fonctionnement.

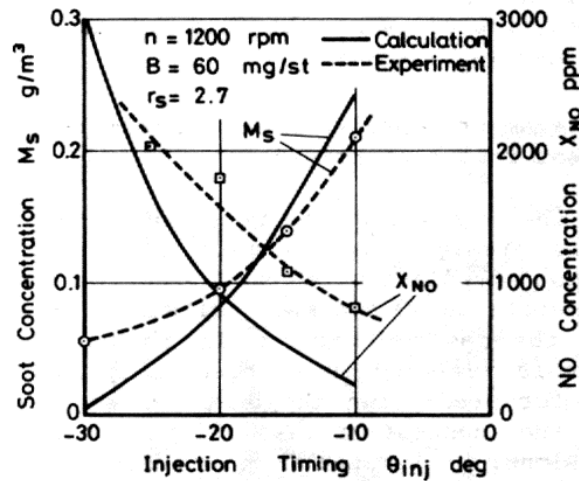


*Figure I.27 : Comparaison des pressions dans le cylindre mesurée et calculée par le modèle multizones de [Bazari93]*

La validation des calculs d'émissions polluantes est plus rare. La plupart des auteurs n'effectuent pas des tests sur une vaste étendue du champ de fonctionnement du moteur, mais ils tentent le plus souvent de retrouver des tendances d'évolution des émissions polluantes en fonction d'un paramètre classique tel que l'avance à l'injection, le taux de swirl ou le niveau de recyclage des gaz d'échappement. Les tendances calculées sont généralement conformes à celles observées expérimentalement (Figure I.28). Toutefois, on constate des écarts quantitatifs pouvant être extrêmement importants pour certains points de calcul (plus de 100% -Figure I.29).



*Figure I.28 : Influence de l'avance à l'injection sur les émissions de NO<sub>x</sub> et suies, d'après [Kyriakides et al.87] - Comparaison calcul / expérience satisfaisante*



*Figure I.29 : Influence de l'avance à l'injection sur les émissions de NO<sub>x</sub> et suies, d'après [Hiroyasu et al.83] - Comparaison calcul / expérience faisant apparaître des écarts quantitatifs importants*

Malgré cette restriction, plusieurs auteurs utilisent la modélisation multizones pour réaliser des études prédictives, en faisant varier différents paramètres tels que l'avance à l'injection, la température de l'air d'admission, la pression d'injection, le profil de débit d'injection, le taux de swirl, ou la taille des injecteurs [Hiroyasu et al.83, Kyriakides et al.87, Bazari93].

Aucune étude complète du champ de fonctionnement d'un moteur n'est proposée. Cependant, Bazari et Hiroyasu et al. étudient les capacités de leur modèle en fonction du régime et du couple du moteur. Alors que Bazari obtient des résultats très satisfaisants pour les NO<sub>x</sub>, mais moins probants pour les autres polluants (Figure I.30), le modèle d'Hiroyasu permet de retrouver les variations des émissions de suies en fonction du régime moteur avec une bonne précision mais ne semble pas en mesure d'appréhender l'influence de ce paramètre sur les émissions de NO<sub>x</sub> (Figure I.31).

Les modèles multizones semblent par conséquent bien adaptés pour réaliser des études paramétrées, et leur utilisation sur l'ensemble du champ de fonctionnement est envisageable. Il est également possible d'inclure ce type de modèle dans un programme complet de simulation décrivant le comportement du moteur et de sa suralimentation [Bazari et al.94].



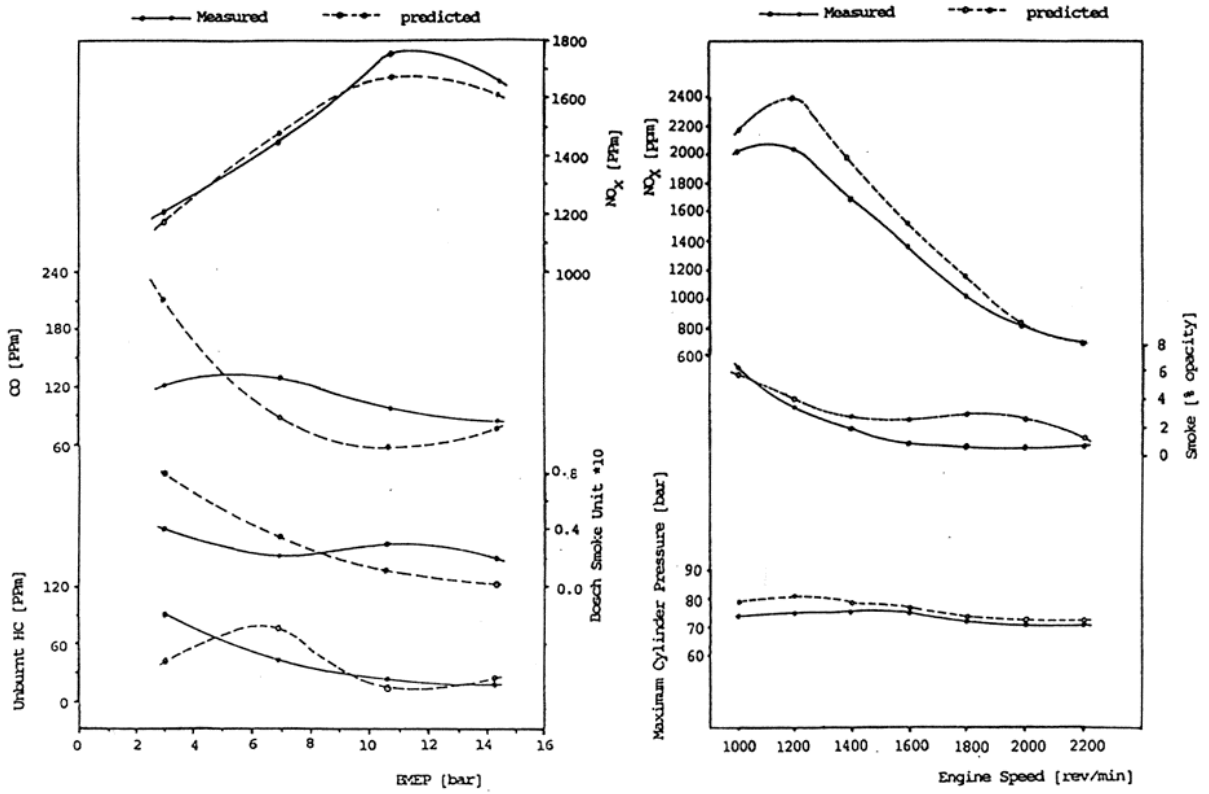


Figure I.30 : Emissions polluantes en fonction du régime et de la P.M.E., d'après [Bazari93] - Comparaison calcul / expérience

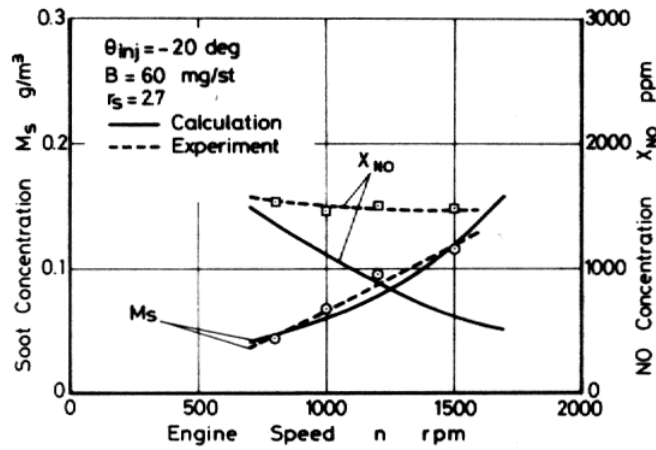


Figure I.31 : Emissions polluantes en fonction du régime, d'après [Hiroyasu et al.83] - Comparaison calcul / expérience

I.1.2.3. - Autres modèles

Devant la difficulté à modéliser de façon simple la formation des polluants émis par les moteurs Diesel, certains auteurs décident d'établir des modèles d'identification [Jiang et al.92, Younes93]. En se basant sur l'observation des résultats expérimentaux, les paramètres principaux supposés avoir une influence sur les émissions sont retenus, en vue d'établir des corrélations (souvent constituées par des polynômes) dont les coefficients sont ajustés afin de minimiser l'écart entre les valeurs calculées et les relevés expérimentaux. Ainsi, Younes propose les modèles suivants:

$$\begin{aligned}
 Opf &= (a + b \cdot N + c \cdot N^2) \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^{\alpha_1 \cdot N + \alpha_2} \\
 HC &= \left( \frac{N}{600} \right)^a \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^{\alpha m_a + \alpha_1 \cdot N + \alpha_2} \cdot \left( \frac{T_e}{T_s} \right)^\beta \cdot \exp\left( \frac{Opf}{100} \right)^\gamma \\
 Suis &= \alpha + \beta \cdot Opf + \gamma \cdot Opf^2 \\
 CO &= (a + b \cdot N) \cdot \left[ \alpha + \beta \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right) + \gamma \cdot \left( \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \right)^2 \right] \\
 NOx &= (a + b \cdot N + c \cdot N^2) \cdot \exp\left[ \alpha + \beta \cdot \left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right) + \gamma \cdot \left( \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \right)^2 \right]
 \end{aligned}$$

notations de l'auteur

N: régime du moteur

$\dot{m}_a, \dot{m}_f$ : débits d'air et de carburant

$P_e, T_e, P_s, T_s$ : pressions et températures d'échappement et de suralimentation.

L'objectif de cet auteur est d'optimiser les émissions polluantes d'un moteur Diesel turbocompressé avec turbine à géométrie variable. Les expressions proposées fournissent des résultats satisfaisants tant qu'elles sont utilisées au voisinage des points ayant servi à leur élaboration. Par contre, étant donné l'absence de modélisation physique, l'application des expressions précédentes entre ces points, ou, à plus forte raison, en dehors du champ de points, est peu sûre.

Brace et al. (1994) proposent d'utiliser des réseaux neuronaux afin de prédire en temps réel les émissions polluantes d'un véhicule lors des phases de fonctionnement transitoire. Cette technique de calcul se prête bien à cet objectif, mais nécessite l'introduction d'un grand nombre de données représentatives des variations d'excès d'air rencontrées lors du fonctionnement dynamique. L'acquisition de ces données peut se faire soit expérimentalement, soit à partir d'un logiciel de simulation classique. Cette méthode n'est donc pas autonome. Une procédure similaire est proposée par Bazari et al. (1994) pour évaluer les émissions des moteurs marins lors des manœuvres.

### I.3. - ETAT SUR LES LOGICIELS DE SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DES MOTEURS DIESEL

L'étude bibliographique sur les différentes approches pour évaluer les taux d'émissions polluantes a montré que les conséquences des modifications des paramètres d'influence sur ce point important et simultanément sur le fonctionnement général des moteurs sont rarement envisagées. Parmi les procédures possibles pour combler cette carence, la prise en compte de ces paramètres dans un logiciel de simulation du fonctionnement des ensembles "moteur - suralimentation" doit être considérée comme un choix réaliste et efficace. Atteindre cet objectif nécessite de sélectionner un logiciel adapté et performant parmi les principales possibilités exposées dans le paragraphe suivant.

#### I.3.1. - Revue des principaux logiciels de simulation du fonctionnement des moteurs Diesel existants

Depuis le début des années 70, le développement des moyens de calcul informatiques a permis d'envisager la simulation thermodynamique du fonctionnement des moteurs Diesel. Différents logiciels ont été développés, [Benson 82, Charlton 84, Watson et al.87, Hetet89, Larni 93-1, Hetet et al.94, Kouremenos et al. 94, Sierens et al.94] et certains ont fait l'objet d'une application industrielle, comme Merlin [Banisoleiman et al.92]. Généralement fondés sur la méthode de vidange remplissage qui consiste à découper le moteur et les collecteurs en une suite de volumes de contrôle auxquels on applique des bilans de masse et d'énergie, les codes proposés permettent d'évaluer les performances des moteurs Diesel, et de connaître les pressions et les températures, dans les cylindres, les collecteurs, ainsi qu'en amont et en aval des turbomachines de suralimentation.

De nombreuses études visent à améliorer certains aspects de la modélisation:

- Withehouse et al. (1971), Ahmed (1980), Gaudart (1987), Sierens et al. (1991) ont développé la mise en équation du dégagement apparent de chaleur lié à la combustion, comme cela a été précisé dans le paragraphe I.2.2.1..
- Banisoleiman et al. (1990) ont réalisé une modélisation détaillée du balayage, afin de simuler les moteurs Diesel "deux temps" lents utilisés en propulsion navale.
- Benson (1982), Watson et al. (1987), Sierens et al. (1991), Azuma et al. (1983), Connor et al. (1994) ont proposé des méthodes de calcul pour prendre en compte les variations spatio-temporelles de pression dans les collecteurs, soit par la méthode des caractéristiques

qui présentent l'inconvénient d'augmenter sensiblement le temps de calcul, soit en découpant les collecteurs en plusieurs sous volumes reliés par des tuyaux dans lesquels sont appliquées les équations de la dynamique des gaz.

- Hetet (1989), Chessé (1995) ont développé la modélisation de la suralimentation (alimentation partielle, pulsatoire ou à pression constante de la turbine, suralimentation à double étage) et du phénomène de pompage dans les compresseurs de suralimentation.

Les performances des codes utilisés sont assez semblables et l'accord entre les grandeurs calculées et les données expérimentales est généralement satisfaisant.

Le logiciel *SELENDIA* développé au laboratoire présente l'avantage d'être spécialement développé pour simuler le fonctionnement de moteurs semi-rapides utilisés par exemple en propulsion navale [Hetet 89, Hetet et al.94, Chessé95].

Les principaux sous modèles utilisés sont:

- les transferts de masse aux soupapes (équations de Barre de St Venant, les sections hydrauliques étant soit mesurées en soufflerie, soit calculées);
- le fonctionnement des turbomachines: débit, rendement, puissance (utilisation des abaques des constructeurs discrétisés);
- les caractéristiques thermodynamiques de l'air et des gaz d'échappement (tables de Keenan and Kayes [Keenan et al.48]);
- le dégagement apparent de chaleur pendant la combustion (Lois de Wiebe paramétrées [Gaudart87]);
- les pertes thermiques aux parois du cylindre (modèle de Woschni [Woschni67]);
- les pertes mécaniques par frottement (modèle de Chen et Flynn modifié [Chen et al.65])

Une des originalités de ce programme est d'être rédigé dans le langage de programmation spécifique: A.C.S.L. (Advanced Continuous Simulation Language)[Mitchell et al.95]. Spécialement destiné à la simulation, ce langage offre de nombreux avantages lors de l'écriture du programme mais également lors de son exploitation.

Toutefois, dans sa version actuelle, le code *SELENDIA* ne permet pas de simuler les phases de fonctionnement transitoires.

### I.3.2. - Revue des logiciels de simulation du fonctionnement dynamique des moteurs Diesel en vue d'élargir les possibilités du code *SELENDIA*

Il existe différents modèles du fonctionnement dynamique d'un moteur Diesel, plus ou moins complexes suivant les objectifs poursuivis [Woodward et al.84]. Pour certaines applications, par exemple pour la simulation d'un ensemble propulsif de navire complet (moteur,

coupleurs, lignes d'arbre, réducteur, hélices) une modélisation simplifiée du moteur peut être suffisante (équation de transfert liant le couple à la masse de fuel injectée et à la vitesse de rotation, établie par identification à partir de relevés expérimentaux). Ce type de modélisation offre, de part sa simplicité, une rapidité d'exécution intéressante, par exemple pour les applications en temps réel. Mais elle nécessite un grand nombre d'essais expérimentaux préalables pour être calibrée et surtout n'apporte que très peu d'informations sur le fonctionnement du moteur, puisque le cycle thermodynamique Diesel n'est pas calculé.

Lorsque l'objet de l'étude est le fonctionnement du moteur pendant les phases transitoires, des modèles plus détaillés, basés sur la méthode de vidange remplissage, sont disponibles [Benson 82, Watson et al.77, Dent et al.92, Jiang et al.92, Larmi 93-1, Smith et al.93-2]. Par rapport aux programmes de simulation du fonctionnement stationnaire des moteurs Diesel, les principaux changements sont l'introduction de l'équation de la dynamique de Newton qui est appliquée au moteur et au(x) turbocompresseur(s), et la prise en compte du régulateur qui fixe la quantité de combustible à injecter en fonction de la vitesse à atteindre. Les calculs des caractéristiques des turbocompresseurs restent basés sur l'application des champs compresseurs et turbines expérimentaux mesurés en régime stationnaire. La modélisation des transferts de masse et d'énergie est généralement inchangée. L'application à des systèmes de suralimentation complexes (multi-étages, séquentiels) est parfois envisagée. Enfin, certains auteurs modélisent les transferts de chaleur au niveau du collecteur d'échappement afin de tenir compte de l'inertie thermique de ce dernier [Larmi 93-2], tandis que d'autres jugent son influence négligeable [Benson82].

Les résultats obtenus par ces logiciels utilisant la méthode de vidange remplissage pour différents types de moteur Diesel turbocompressés, sont généralement en bon accord avec les mesures réalisées au banc d'essais.

*La bibliographie qui vient d'être conduite met en relief les incidences néfastes des émissions polluantes (notamment  $SO_x$  et  $NO_x$ , particules et hydrocarbures imbrûlés) des moteurs Diesel de forte puissance et la nécessité de les limiter. Les techniques de limitation des émissions à la source, plus simples à mettre en œuvre que les techniques de post-traitement des gaz, semblent suffisantes dans un premier temps (même si la sévérité des normes imposait un recours aux techniques de post-traitement, un niveau initial de polluant inférieur permettrait d'utiliser des installations de traitement des gaz de taille et de coût inférieurs).*

*Le développement et l'optimisation de ces techniques nécessitent également la prise en compte du maintien des performances du moteur.*

*C'est pourquoi, le recours à la simulation informatique parallèlement aux essais au banc apparaît intéressant.*

*Les modèles directs doivent encore être développés avant d'espérer prédire avec précision les émissions polluantes des moteurs Diesel dans les différentes conditions d'utilisation et de rendre simultanément compte de l'influence des différents paramètres caractéristiques du fonctionnement du moteur.*

*Les modèles phénoménologiques zéro dimensionnel deux zones et quasidimensionnel multizones semblent les mieux armés pour atteindre les objectifs de cette étude, à savoir situer l'influence des paramètres moteur sur la teneur des gaz d'échappement en polluants, à condition de les coupler à des logiciels de simulation du fonctionnement des moteurs. Sur ce plan, le logiciel SELENDIA paraît en mesure de répondre aux exigences de l'étude, sous réserve d'introduire un développement capable de considérer les régimes dynamiques.*

**CHAPITRE II :**

**SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES A  
L'ECHAPPEMENT ET DU COMPORTEMENT  
DYNAMIQUE DES MOTEURS DIESEL  
SURALIMENTES SEMI-RAPIDES**

---

II.1. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI RAPIDES: MODELE ZERO-DIMENSIONNEL DEUX-ZONES	62
II.1.1. - Principe du modèle deux zones mis en place, basé sur les travaux de Heider et al. (1995)	62
II.1.2. - Modélisation des mécanismes de formation des polluants (NO <sub>x</sub> et fumées)	65
II.1.3. - Calcul des concentrations en polluants à l'échappement du moteur: prise en compte du balayage	66
II.1.4. - Simulation des principales méthodes de dépollution à la source des moteurs Diesel	68
II.1.4.1. - Diminution de la température d'admission	68
II.1.4.2. - Recyclage des gaz d'échappement	71
II.1.4.3. - Injection d'eau	73
II.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI RAPIDES: MODELE QUASIDIMENSIONNEL MULTIZONES	75
II.2.1. - Principe	75
II.2.2. - Injection	76
II.2.3. - Développement du jet de combustible	76
II.2.4. - Préparation du combustible et combustion	78
II.2.5. - Equations de bilan et résolution	80

II.2.6. - mécanismes de formation des émissions polluantes	82
II.2.7. - Couplage de la procédure d'évaluation des émissions polluantes multizones avec le logiciel <i>SELENDIA</i>	83
II.2.8. - Prise en compte des modifications visant à limiter les émissions	84
II.3. - EXTENSION DU LOGICIEL <i>SELENDIA</i> : SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE DES MOTEURS DIESEL TURBOCOMPRESSES	86



*Ce chapitre a pour objet de décrire les procédures de calcul établies pour simuler les émissions polluantes produites par les moteurs Diesel suralimentés semi-rapides ainsi que le comportement dynamique de ces ensembles.*

*Les différents modélisations destinées à évaluer les émissions polluantes existantes dans la littérature servent de base à ces travaux. Les deux premières parties présentent les équations retenues pour les deux approches envisagées (deux zones et multizones), ainsi que les développements propres à cette étude. Ces derniers concernent essentiellement la prise en compte des différents paramètres caractéristiques relatifs aux dispositifs spécifiques de dépollution à la source (diminution de la température d'admission, recyclage des gaz d'échappement et injection d'eau).*

*Enfin, la dernière partie introduit les différentes modifications et extensions apportées au logiciel SELENDIA dans le but d'étudier le comportement transitoire de ces moteurs.*

II.1. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI RAPIDES: MODELE ZERO-DIMENSIONNEL DEUX-ZONES

II.1.1. - Principe du modèle deux zones mis en place, basé sur les travaux de Heider et al. (1995)

Le modèle deux zones de Heider et al. ne constitue pas un modèle de combustion autonome. Il s'appuie sur les résultats d'un modèle une zone classique qui fournit le dégagement apparent de chaleur et la pression dans le cylindre, utilisés par la suite dans le calcul deux zones. Les équations du dégagement apparent de chaleur existant dans le logiciel *SELENDIA* [Hetet89] (équations I.14 à I.21), déterminées à l'origine pour un moteur donné (SEMT Pielstick PA6 BTC), sont modifiées (adimensionnalisation) afin de pouvoir être utilisées pour n'importe quel moteur semi-rapide et deviennent :

$$\frac{dQ_{comb}}{dt} = (1-f_2) \times A1 \times (CW1+1) \times \left( \frac{\alpha - \alpha_{inf}}{DUC1} \right)^{(CW1+1)} \times \exp \left( -A1 \left( \frac{\alpha - \alpha_{inf}}{DUC1} \right)^{(CW1+1)} \right) + f_2 \times A2 \times (CW2+1) \times \left( \frac{\alpha - \alpha_{inf}}{DUC2} \right)^{(CW2+1)} \times \exp \left( -A2 \left( \frac{\alpha - \alpha_{inf}}{DUC2} \right)^{(CW2+1)} \right) \quad (II.1.)$$

avec

$$DUC1 = 9 \quad (II.2.)$$

$$DUC2 = 50 + 35.7 \times \left( \frac{Nrot}{Nrot_{nom}} \right) \times \frac{PME}{PME_{nom}} \quad (II.3.)$$

$$f_2 = 9.9e^{-3} \times RINF^{0.513} \times \left( \frac{Nrot}{Nrot_{nom}} \right)^{-0.372} \times PINF^{1.046} \times INF^{0.454} \quad (II.4.)$$

$$CW1 = 4.29 \times INF^{0.067} \times RINF^{0.558} \quad (II.5.)$$

$$A1 = 12.04 \times INF^{-0.045} \times RINF \times \left( \frac{Nrot}{Nrot_{nom}} \right)^{0.192} \quad (II.6.)$$

$$CW2 = 0.584 \times INF^{0.036} \times RINF^{0.171} \quad (II.7.)$$

$$A2 = 7 \quad (II.8.)$$

Les deux zones sont alors définies comme l'illustre la figure II.1:

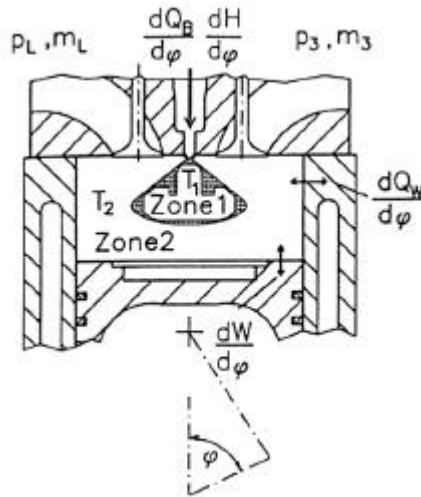
- la première zone contient les gaz brûlés. La masse de fuel brûlée est obtenue à partir du dégagement de chaleur et la masse totale dans cette zone est calculée en supposant un excès d'air constant et proche de 1.

$$m_{z1} = m_b (1 + \lambda_0 C_{st}) \quad (II.9.)$$

$$\text{où } m_b = \frac{1}{PCI} \int \frac{dQ_{\text{comb}}}{dt} dt \quad (\text{II.10.})$$

- la deuxième zone contient le restant des gaz non brûlés présents dans le cylindre:

$$m_{z2} = m_{\text{cy}} - m_{z1} \quad (\text{II.11.})$$



*Figure II.1 : Définition des zones - modèle de Heider et al. (1995)*

Otre les masses  $m_{z1}$  et  $m_{z2}$ , le modèle deux zones introduit quatre inconnues supplémentaires qui sont les volumes et les températures des deux zones. L'équation d'état (loi des gaz parfaits) appliquée à chaque zone et la conservation du volume constituent trois équations supplémentaires.

$$P_{\text{cy}} \times V_{z1} = m_{z1} \times r \times T_{z1} \quad (\text{II.12.})$$

$$P_{\text{cy}} \times V_{z2} = m_{z2} \times r \times T_{z2} \quad (\text{II.13.})$$

$$V_{\text{cy}} = V_{z1} + V_{z2} \quad (\text{II.14.})$$

Pour fermer le système une quatrième équation est nécessaire, elle détermine la part d'énergie libérée dans la zone 1 et transférée dans la zone 2.

La différence de température entre les deux zones obéit aux règles suivantes :

- la différence est maximale au début de la combustion, en raison de la différence de température importante entre la flamme et la zone de gaz frais.
- l'évolution de la différence de température dépend du processus de combustion.
- la turbulence, le mélange progressif entre les zones et les transferts de chaleur impliquent une diminution de l'écart de température entre les zones au cours de la combustion, cet écart étant proche de zéro à la fin de la combustion.

D'où la formule empirique :

$$T_{z1}(\alpha) - T_{z2}(\alpha) = B(\alpha) \times A^* \quad (\text{II.15.})$$

avec

$$B(\alpha) = \frac{\int_{\alpha_{INF}}^{\alpha_{OE}} (P_{cy}(\alpha) - P_{cy0}(\alpha)) m_{z1}(\alpha) d\alpha - \int_{\alpha_{INF}}^{\alpha} (P_{cy}(\alpha) - P_{cy0}(\alpha)) m_{z1}(\alpha) d\alpha}{\int_{\alpha_{INF}}^{\alpha_{OE}} (P_{cy}(\alpha) - P_{cy0}(\alpha)) m_{z1}(\alpha) d\alpha} \quad (II.16.)$$

La différence  $P_{cy} - P_{cy0}$  qui représente l'augmentation de pression résultant de la combustion, a déjà été utilisée, notamment par Woschni (1953), pour rendre compte de la turbulence à l'intérieur du cylindre, lors de l'évaluation des flux thermiques au niveau des parois. Selon Heider et al., le diagramme de pression cylindre rend compte de l'influence de tous les phénomènes se déroulant pendant la combustion, notamment des mélanges et des échanges de chaleur entre les zones chaudes et froides.

Physiquement, les équations II.15 et II.16 reviennent à considérer un transfert de chaleur de la zone chaude vers la zone froide (à la différence de la plupart des autres modèles deux-zones qui ne prennent pas en compte d'échange de chaleur entre les zones). Ce transfert conduit à une diminution progressive de l'écart de température entre les zones (supposé maximal au début de la combustion et nul à l'ouverture de la soupape d'échappement).

L'influence des principaux paramètres caractéristiques du fonctionnement du moteur sur la valeur du facteur  $A^*$  a été testée et il apparaît que seul l'excès d'air global a une incidence, uniquement sur les moteurs à fort taux de swirl [Heider et al.95]. Par conséquent, deux formulations sont possibles, suivant le type de moteur:

- pour les moteurs à fort taux de swirl, la richesse de la zone de gaz brûlés est stœchiométrique ( $\lambda_0=1$ ) et le facteur  $A^*$  est obtenu par l'équation empirique suivante:

$$A^* = A \cdot \frac{1.2 + (\lambda_{gl} - 1.2)^{0.15}}{2.2\lambda_0} \quad (II.17.)$$

- pour les moteurs à faible taux de swirl, la richesse de la zone 1 est prise légèrement inférieure aux conditions stœchiométriques ( $\lambda_0=1,03$ ), et le facteur  $A^*$  est constant :

$$A^* = A \quad (II.18.)$$

Pour un moteur donné, la valeur de  $A$  est déterminée sur un seul point de calcul afin de retrouver la valeur expérimentale de  $NO_x$ . Elle est alors valable pour tout le champ de fonctionnement. Cependant pour des moteurs semi-rapides fortement suralimentés une formulation faisant intervenir de manière différenciée la combustion par diffusion et la combustion de pré-mélange a permis d'améliorer la corrélation avec les résultats expérimentaux [Tauzia et al.97-1]:

$$A^* = (1 - f_2) \times A_{pm} + f_2 \times A_{diff} \quad (II.19.)$$

La part relative du carburant brûlé par diffusion ( $f_2$ ) est calculée par l'équation (II.4) et varie de plus de 95% au point de fonctionnement nominal à moins de 50% à faible charge.

II.1.2. - Modélisation des mécanismes de formation des polluants (NO<sub>x</sub> et fumées)

La formation des NO<sub>x</sub> est calculée en utilisant le mécanisme de Zeldovitch étendu tel qu'il est présenté dans l'étude bibliographique (Paragraphe I.1.2; équation I.1 à I.3 ).

Le taux de formation de NO<sub>x</sub> est donné par Heywood (1988):

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{2R_1 \{1 - ([\text{NO}]/[\text{NO}]_e)^2\}}{1 + ([\text{NO}]/[\text{NO}]_e)R_1 / (R_2 + R_3)} \quad (\text{II.20.})$$

avec:

$$R_1 = k_1^+ [\text{O}]_e [\text{N}_2]_e \quad (\text{II.21.})$$

$$R_2 = k_2^- [\text{NO}]_e [\text{O}]_e \quad (\text{II.22.})$$

$$R_3 = k_3^- [\text{NO}]_e [\text{H}]_e \quad (\text{II.23.})$$

Les taux de réaction sont rappelés dans le tableau I.1. Les concentrations des différentes espèces à l'équilibre sont calculées dans un sous programme par la méthode d'Olikara et Boarman [Ferguson87], en fonction de la richesse et de la température dans la zone de combustion, et de la pression dans le cylindre. Dix espèces (CO<sub>2</sub>, CO, H, OH, H<sub>2</sub>O, NO, N, N<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, O) sont concernées. Après simplification on obtient un système de quatre équations à quatre inconnues, dont la résolution est obtenue en utilisant la méthode itérative de Newton-Raphson.

Bien qu'il n'ai pas été envisagé par Heider, un calcul de suies est mis en place, à partir des équations de Morel et al. (1987), adaptées au modèle deux zones utilisé ici. L'absence de "zone de réaction" conduit notamment à considérer une concentration en oxygène correspondant à un rapport air / carburant égal à λ<sub>0</sub>:

$$\frac{dms_f}{dt} = ks_{fm} \frac{dm_{bd}}{dt} \frac{1}{\left(1 + 1,1 \frac{\lambda_0 \times Cst}{\lambda_0 \times Cst + 1}\right)^3} \exp\left(-\frac{T_{sfm}}{T_{z1}}\right) \quad (\text{II.24.})$$

$$\frac{dms_c}{dt} = ks_{cm} \frac{ms_{cy}}{\rho_s \times \frac{4e^{-8}}{\lambda_{gl}}} \left(P_{cy} \times 1e^{-5} \times 0,23 \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0}\right)^{1/2} \exp\left(-\frac{T_{scm}}{T_{z1}}\right) \quad (\text{II.25.})$$

$$\frac{dms_{cy}}{dt} = \frac{dms_f}{dt} - \frac{dms_c}{dt} \quad (\text{II.26.})$$

Le calcul des émissions de CO et d'Hydrocarbures imbrûlés n'est pas envisagé, car il semble a priori peu compatible avec une modélisation deux zones qui ne rend pas compte des

blocages thermiques locaux (près des parois par exemple) à l'origine de la formation de ces polluants.

II.1.3. - Calcul des concentrations en polluants à l'échappement du moteur: prise en compte du balayage

Les différents modèles de formation des polluants fournissent la quantité produite à l'intérieur du cylindre pendant la combustion. Pour obtenir les concentrations à l'échappement (définies par les normes ou issues des mesures) il faut tenir compte de la dilution due au balayage et, éventuellement, aux dispositifs auxiliaires (by-pass "anti-pompage" entre la sortie du compresseur et l'entrée de la turbine de l'ensemble de suralimentation, destinés à éviter l'apparition du phénomène de pompage dans les compresseurs en augmentant artificiellement le débit de ces derniers).

Etant donné l'absence d'informations expérimentales disponibles sur ce processus, deux hypothèses sont envisagées et testées pour considérer l'échappement et le balayage:

*(i) Balayage parfait*

L'hypothèse d'un balayage parfait consiste à considérer que les gaz frais chassent les gaz brûlés sans mélange. Les gaz brûlés quittent le cylindre de façon prioritaire, avant qu'éventuellement, l'air d'admission sorte directement à l'échappement. On définit alors le taux de balayage comme le rapport entre la masse quittant le cylindre pendant toute la durée de l'échappement, et la masse enfermée dans le cylindre pendant la combustion.

$$r_{bal} = \frac{m_{ech}}{m_{comb}} \tag{II.27.}$$

Lorsque  $r_{bal}$  est supérieur à 1, on considère que toute la masse enfermée (et donc tous les polluants formés) se retrouvent à l'échappement, dilués par de l'air provenant du balayage. La masse de polluants présente à l'échappement est égale à la masse de polluants produite pendant la combustion:

$$m_{polech} = m_{polcomb} \tag{II.28.}$$

Lorsque  $r_{bal}$  est inférieur à 1, on suppose que toute la masse évacuée  $m_{ech}$  est constituée de gaz d'échappement. Il en résulte alors la masse de polluant  $m_{polech}$  quittant le cylindre à l'échappement:

$$m_{polech} = m_{polcomb} \times r_{bal} \tag{II.29.}$$

et il subsiste dans le cylindre une masse de polluant résiduelle  $m_{polres}$ , dont on doit tenir compte lors du calcul du cycle suivant:

$$m_{\text{polres}} = m_{\text{polcomb}} (1 - r_{\text{bal}}) \quad (\text{II.30.})$$

(ii) *Mélange parfait*

La deuxième hypothèse envisagée est celle du mélange parfait. Dans ce cas, on considère que le contenu du cylindre est homogène à chaque instant pendant le balayage : les gaz frais admis se mélangent instantanément aux gaz brûlés encore présents dans le cylindre; ce mélange "homogène" quitte le cylindre pendant l'échappement. Dans cette approche, un bilan instantané de chaque espèce (air, carburant, gaz brûlé, polluants) est réalisé sur le cycle. Les quantités entrantes sont calculées à partir du débit et de la composition de l'air à l'admission (avec présence éventuelle de gaz brûlés recyclés) et à partir du débit d'injection de carburant. Tout au long de la combustion une partie de l'air présent dans le cylindre est transformée en gaz brûlé, avec production de polluants. Enfin, les quantités sortantes sont évaluées en prenant en compte le débit total d'échappement et les concentrations instantanées de chacune des espèces dans le cylindre. Ainsi, la masse de polluant évacuée s'exprime par:

$$m_{\text{polech}} = \int_{\alpha_{\text{OE}}}^{\alpha_{\text{FE}}} \frac{dm_{\text{ec}}}{d\alpha} \times \frac{m_{\text{polcy}}}{m_{\text{cy}}} d\alpha \quad (\text{II.31.})$$

Dans tous les cas, la masse totale de gaz évacuée est obtenue par:  $m_{\text{echtot}} = m_{\text{ech}} + m_{\text{byp}}$

(II.32.)

$m_{\text{byp}}$  étant la masse de gaz introduite à l'échappement au moyen du dispositifs de type by-pass, par cycle et par cylindre. Enfin, les masses sont éventuellement converties en nombre de moles, pour le calcul des concentrations molaires ou volumiques.

Les concentrations de  $\text{NO}_x$  sont calculées sous différentes formes:

- en ppm volumique:

$$[\text{NO}_x]_{\text{ppm}_{\text{vol}}} = \frac{10^6 \cdot n_{\text{NO}_{\text{ech}}}}{n_{\text{echtot}}} \quad (\text{II.33.})$$

- en ppm volumique corrigées à x% d'oxygène:

$$[\text{NO}_x]_{\text{ppm}_{\text{vol}}_{\text{xo2}}} = [\text{NO}_x]_{\text{ppm}_{\text{vol}}} \cdot \frac{20,9 - x\text{O}_2}{20,9 - (\% \text{O}_2)_{\text{reel}}} \quad (\text{II.34.})$$

- en g/kwh:

$$[\text{NO}_x]_{\text{g/kwh}} = \frac{n_{\text{NO}_{\text{ech}}} \cdot M_{\text{NO}_2}}{\text{PME} \cdot 10^5 \cdot V_{\text{cyl}_u} \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{3600}} \quad (\text{II.35.})$$

Pour les suies on calcule les quantités en g/nm<sup>3</sup>:

$$[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3} = \frac{10^{-3} \cdot m_{s_{\text{ech}}}}{m_{\text{echtot}} \cdot r \cdot \frac{273}{101300}} \quad (\text{II.36.})$$

On en déduit la valeur de l'opacité des fumées suivant l'indice "Bosch" par la formule de conversion de Matsui et al. (1982):

$$\begin{aligned} \text{IB} = & 40,03231[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3} - 221,9747[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^2 + 819,641[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^3 \\ & - 1758,072[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^4 + 2195,714[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^5 - 1574,006[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^6 \\ & + 599,589[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^7 - 93,9501[\text{Suies}]_{\text{g/nm}^3}^8 \end{aligned} \quad (\text{II.37.})$$

Enfin, l'indice "Bacharach" est déduit du précédent par l'équation:

$$\begin{aligned} \text{Bach} = & 33,1933 \cdot \text{IB}^1 - 61,8233 \cdot \text{IB}^2 + 63,155 \text{IB}^3 \\ & - 32,7112 \cdot \text{IB}^4 + 6,6845 \cdot \text{IB}^5 \end{aligned} \quad (\text{II.38.})$$

#### II.1.4. - Simulation des principales méthodes de dépollution à la source des moteurs Diesel

La simulation des différentes méthodes d'abaissement des émissions polluantes requiert certaines équations supplémentaires.

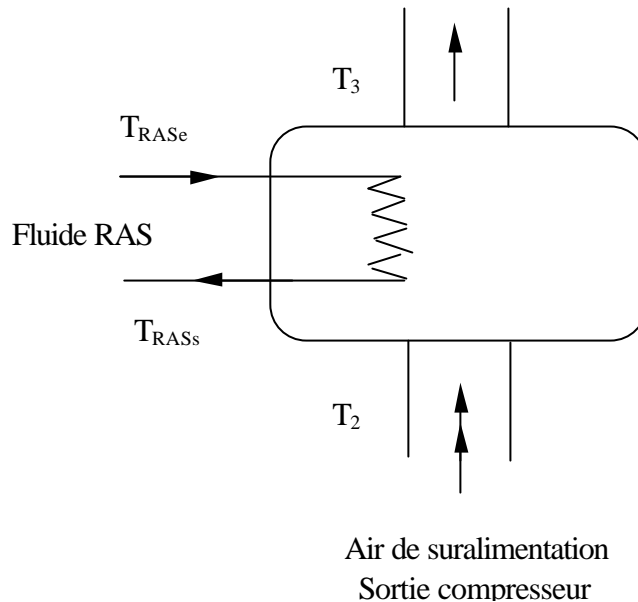
##### II.1.4.1. - Diminution de la température d'admission

Jusqu'ici, la température de l'air d'admission est une donnée d'entrée du logiciel *SELENDIA*. Cependant, l'accès à la température de l'air à la sortie du compresseur de suralimentation permet de disposer également de cette grandeur (le calcul est effectué à partir de l'efficacité  $\epsilon$  du réfrigérant qui peut être lue sur des abaques en fonction du débit et du niveau de température).



Ainsi, (figure II.2):

$$T_3 = T_2 + \varepsilon(T_{RASe} - T_2) \quad (II.39.)$$



*Figure II.2 : Schéma d'un dispositif classique de refroidissement de l'air de suralimentation*

Cependant les échangeurs de chaleur ne peuvent abaisser la température de l'air en dessous de la température du fluide de refroidissement (généralement eau, ou air). Afin de contourner cette restriction, il est possible de recourir à la méthode du turbocooling. Situé sur le circuit d'admission en aval du réfrigérant classique(Figure II.3), le système de turbocooling se compose d'un compresseur, d'un échangeur de refroidissement, et d'une turbine liée mécaniquement au compresseur. A l'entrée du dispositif de turbocooling, l'air se trouve dans les mêmes conditions de pression et de température qu'à l'entrée d'un moteur équipé d'un réfrigérant classique. Il est alors successivement comprimé, refroidi dans l'échangeur et enfin détendu jusqu'à la pression de suralimentation. Cette dernière opération permet d'obtenir des températures d'air à l'entrée du moteur inférieures à la température du fluide de refroidissement. Le compresseur est alimenté par l'énergie récupérée sur la turbine.

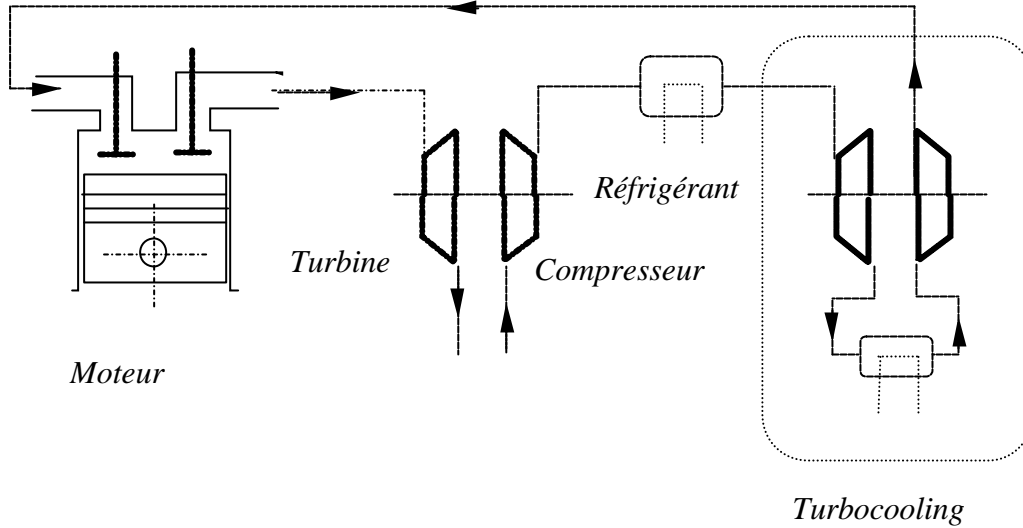


Figure II.3: Dispositif de refroidissement de l'air d'admission par turbocooling

La modélisation s'appuie sur la prise en compte de deux volumes de contrôle supplémentaires, l'un d'eux est situé entre les deux compresseurs, l'autre entre le compresseur et la turbine du turbocooler. L'application des bilans de masse dans ces deux volumes ainsi que dans le collecteur d'admission donne accès aux pressions intermédiaires en différents points du circuit. Les champs caractéristiques des turbomachines permettent le calcul des débits et des rendements des différents éléments (compresseurs et turbines) en fonction des rapports des pressions et en fonction des vitesses de rotation. La puissance absorbée par le compresseur et la puissance fournie par la turbine sont alors obtenues au moyen des équations II.40 à II.43 :

$$P_{\text{comp}} = dm_{\text{comp}} \left( \frac{Cp_s + Cp_e}{2} \right) (T_s - T_e) \quad (\text{II.40.})$$

avec 
$$T_s = \frac{T_e}{\eta_{\text{comp}}} \left( \eta_{\text{comp}} - 1 + \tau_{\text{comp}}^{\left( \frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e} \right)} \right) \quad (\text{II.41.})$$

et

$$P_{\text{turb}} = dm_{\text{turb}} \left( \frac{Cp_e + Cp_s}{2} \right) (T_e - T_s) \quad (\text{II.42.})$$

avec 
$$T_s = T_e \left( \eta_{\text{turb}} \left( \tau_{\text{turb}}^{\left( \frac{1 - \gamma_e}{\gamma_e} \right)} - 1 \right) + 1 \right) \quad (\text{II.43.})$$

Enfin, l'évolution des régimes des turbocompresseurs est déduite de l'équation de la dynamique (chapitre II.3.).

II.1.4.2. - Recyclage des gaz d'échappement

Le recyclage des gaz d'échappement peut être naturel - une masse de gaz d'échappement résiduelle demeure dans le cylindre après l'échappement à cause d'un balayage insuffisant - ou forcée - une partie des gaz d'échappement est prélevée et réintroduite dans le circuit d'admission après traitement éventuel. Le taux est défini comme le rapport: débit des gaz recyclés / débit total à l'admission.

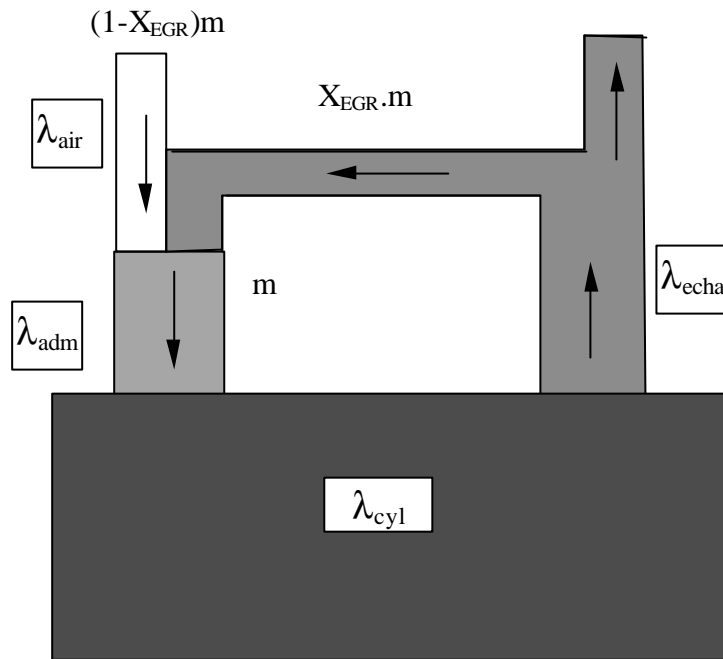


Figure II.4.: Evaluation de l'excès d'air à l'admission dans le cas du recyclage des gaz d'échappement

L'excès d'air à l'échappement et le taux de recyclage étant supposés connus, on peut en déduire l'excès d'air du mélange à l'admission (figure II.4):

$$\lambda_{adm} = \frac{1}{C_{st}} \left( \left( \frac{1 - X_{EGR}}{X_{EGR}} \right) (1 + C_{st} \lambda_{ech}) + C_{st} \lambda_{ech} \right) \quad (II.44.)$$

L'excès d'air dans le cylindre puis à l'échappement, est ensuite obtenu en faisant un bilan du carburant.

Dans le cas du balayage parfait, on obtient dans le cylindre:

$$\lambda_{cy} = \frac{m_{cy} - (m_{c\_inj} + m_{c\_EGR} + m_{c\_res})}{m_{c\_inj} + m_{c\_EGR} + m_{c\_res}} \cdot \frac{1}{C_{st}} \quad (II.45.)$$

avec:

$$m_{c\_EGR} = \frac{m_{adm}}{C_{st}\lambda_{adm} + 1} \quad \text{et} \quad m_{c\_res} = \frac{m_{comb} - m_{ech}}{C_{st}\lambda_{gl} + 1} \quad \text{si } r_{bal} < 1 \quad (II.46.)$$

$$\text{et} \quad m_{c\_EGR} = \frac{m_{adm} - (r_{bal} - 1)m_{comb}}{C_{st}\lambda_{adm} + 1} \quad \text{et} \quad m_{c\_res} = 0 \quad \text{si } r_{bal} > 1 \quad (II.47.)$$

puis

$$\lambda_{ech} = \frac{m_{ech} \frac{1}{\lambda_{gl} + 1} + (m_{ech} - m_{comb}) \frac{1}{\lambda_{adm} + 1}}{m_{ech} \frac{\lambda_{gl} C_{st}}{\lambda_{gl} C_{st} + 1} + (m_{ech} - m_{comb}) \frac{\lambda_{adm} C_{st}}{\lambda_{adm} C_{st} + 1}} \times \frac{1}{C_{st}} \quad \text{si } r_{bal} > 1 \quad (II.48.)$$

$$\text{et} \quad \lambda_{ech} = \lambda_{gl} \quad \text{si } r_{bal} < 1 \quad (II.49.)$$

Dans l'hypothèse du mélange parfait, le bilan instantané sur le carburant dans le cylindre s'écrit:

$$\frac{dm_c}{dt} = \frac{dm_{c\_inj}}{dt} + \frac{dm_{ad}}{dt} \times \frac{1}{1 + \lambda_{adm} C_{st}} - \frac{dm_{ec}}{dt} \times \frac{1}{1 + \lambda_{cy} C_{st}} \quad (II.50.)$$

Puis, l'excès d'air dans le cylindre se déduit simplement:

$$\lambda_{cy} = \frac{1}{C_{st}} \frac{m_{cy} - m_c}{m_c} \quad (II.51.)$$

L'excès d'air à l'échappement est obtenu en réalisant un bilan similaire sur le collecteur d'échappement:

$$\frac{dm_{c\_ech}}{dt} = \frac{dm_{ec}}{dt} \times \frac{1}{1 + \lambda_{cy} C_{st}} - dm_{turb} \times \frac{1}{1 + \lambda_{ech} C_{st}} \quad (II.52.)$$

$$\lambda_{ech} = \frac{1}{C_{st}} \frac{m_{colech} - m_{c\_ech}}{m_{c\_ech}} \quad (II.53.)$$

Par rapport au cas de référence, la présence de gaz brûlés dans le cylindre est prise en compte dans le calcul du cycle (modèle une zone) lors de l'évaluation des propriétés thermodynamiques (capacité calorifique à pression constante, rapport  $\gamma$  des gaz).

En outre, le recyclage des gaz d'échappement diminue la concentration en air des gaz présents dans le cylindre, et pour garantir un rapport air / carburant constant dans la zone chaude, il convient d'augmenter la masse de cette dernière. Par conséquent, l'équation (II.9) qui détermine la masse de la zone chaude doit être modifiée, notamment par l'introduction du rapport RGC: masse de gaz brûlés purs (de richesse 1) présent dans le cylindre à la fin de l'admission / masse totale présente dans le cylindre, à ce moment là:

$$m_{z1} = m_b (1 + \lambda_0 C_{st}) \frac{1}{1 - RGC} \quad (II.54.)$$

avec:

$$RGC = \frac{m_{c\_EGR} (C_{st} + 1)}{m_{cy}} \quad (II.55.)$$

Par ailleurs, pour prendre en compte la plus grande capacité calorifique massique des gaz d'échappement, qui conduit à une hausse de température moins importante pour un dégagement d'énergie identique, l'équation (II.15) est également modifiée:

$$T_{z1}(\alpha) - T_{z2}(\alpha) = B(\alpha) \times A^* \times (1 - RGC) \quad (II.56.)$$

#### II.1.4.3. - Injection d'eau

Comme cela a été mentionné dans l'étude bibliographique, l'injection d'eau peut être pratiquée selon des procédures différentes. Les conditions étudiées ici sont celles d'une injection d'eau en émulsion avec le carburant, réalisée au moyen d'un système modifié pour garantir un temps du processus constant, quel que soit le pourcentage d'eau introduit. Cette solution peut par exemple être obtenue en agrandissant les trous de l'injecteur, ou en augmentant leur nombre.

Le taux d'injection d'eau est défini comme le rapport entre la masse d'eau et la masse de carburant dans l'émulsion injectée.

Au niveau du calcul du cycle thermodynamique (modèle une zone), l'injection d'eau est prise en compte au moyen d'un terme supplémentaire dans le bilan d'énergie (premier principe en système ouvert), représentatif de la chaleur absorbée par l'eau qui s'évapore.

$$\frac{dQ_{\text{vap}}}{dt} = L_{\text{vap}} \frac{dm_{\text{c\_inj}}}{dt} X_{\text{eau}} \quad (\text{II.57.})$$

La présence d'eau conduit également à une augmentation de la masse dans la zone de combustion qui nécessite l'introduction d'un terme correctif dans (II.9) conduisant à (II.58):

$$m_{z1} = m_b (1 + \lambda_0 C_{\text{st}}) (1 + X_{\text{eau}}) \quad (\text{II.58.})$$

Enfin, l'injection d'eau nécessite d'introduire des modifications lors des calculs sur la formation des polluants.

Ainsi, une masse d'eau correspondante au taux d'injection utilisé est introduite dans l'équation de la réaction de bilan à la base de l'évaluation des concentrations à l'équilibre pour le calcul des  $\text{NO}_x$  (voir II.1.2).

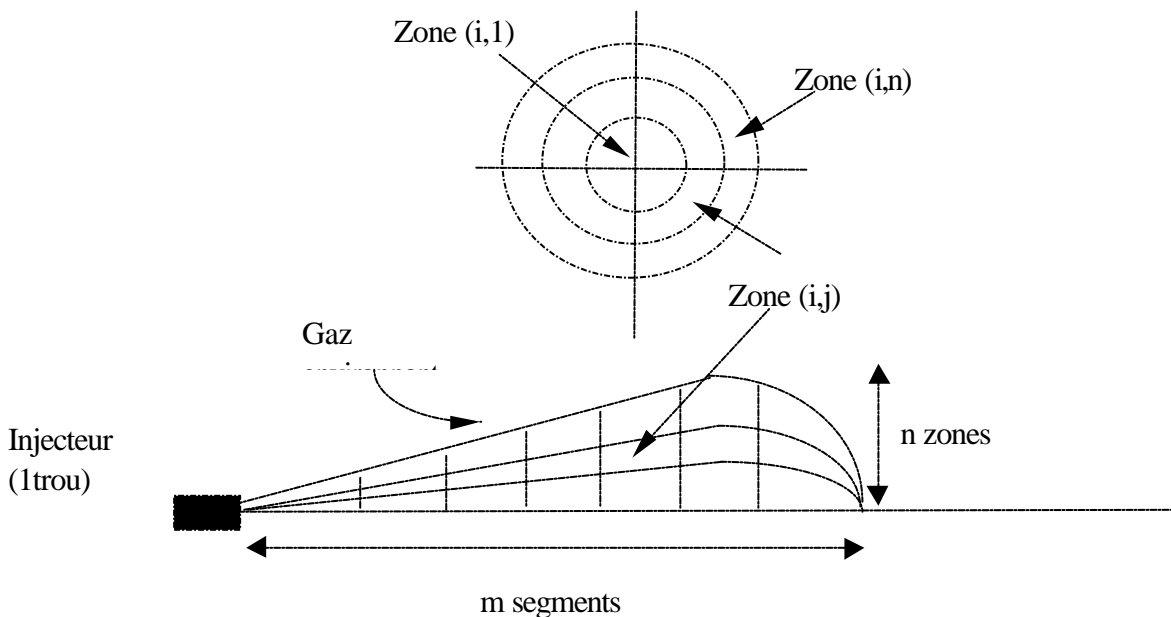
Par ailleurs, dans les observations expérimentales décrites dans la littérature (voir chapitre I), il apparaît que la présence d'eau en émulsion favorise l'oxydation des suies, mais aucun mécanisme précis n'est avancé. Cependant, compte tenu des indications précédentes, il est possible d'introduire sur ce point particulier, une modification de la relation (II.25) qui conduit à l'expression:

$$\frac{dms_c}{dt} = k_{\text{scm}} \frac{ms_{\text{cy}}}{\rho_s \times \frac{4e^{-8}}{\lambda_{\text{gl}}}} \left( P_{\text{cy}} \times 1e^{-5} \times 0,23 \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0} \right)^{1/2} \exp\left(-\frac{T_{\text{scm}}}{T_{z1}}\right) (1 + X_{\text{eau}}) \quad (\text{II.59.})$$

## II.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES DES MOTEURS DIESEL SEMI RAPIDES: MODELE QUASIDIMENSIONNEL MULTIZONES

### II.2.1. - Principe

La combustion Diesel se développant à partir du jet de carburant injecté, ce dernier est discrétisé en zones, chaque zone ayant ses propres caractéristiques thermodynamiques (température, richesse). Au fur et à mesure de l'injection, le jet de carburant est discrétisé en  $m$  segments, chaque segment étant lui même divisé en  $n$  zones, de l'axe du jet jusqu'à sa périphérie. On dispose ainsi de  $(m \times n)$  zones dans le jet, auxquelles il faut ajouter une zone contenant l'air d'admission qui sera peu à peu entraîné par le jet. Chaque zone est le siège de différents phénomènes dont la prise en compte permet d'aboutir à la détermination de la température et de la richesse locales, puis à celle des quantités de polluants formées. Les injecteurs utilisés ici sont de type multi-trous (9 trous) mais on étudie en réalité un seul jet, issu d'un trou, les autres étant identiques par symétrie (figure II.5).



*Figure II.5.: schéma de principe de la modélisation multizones de la combustion Diesel*

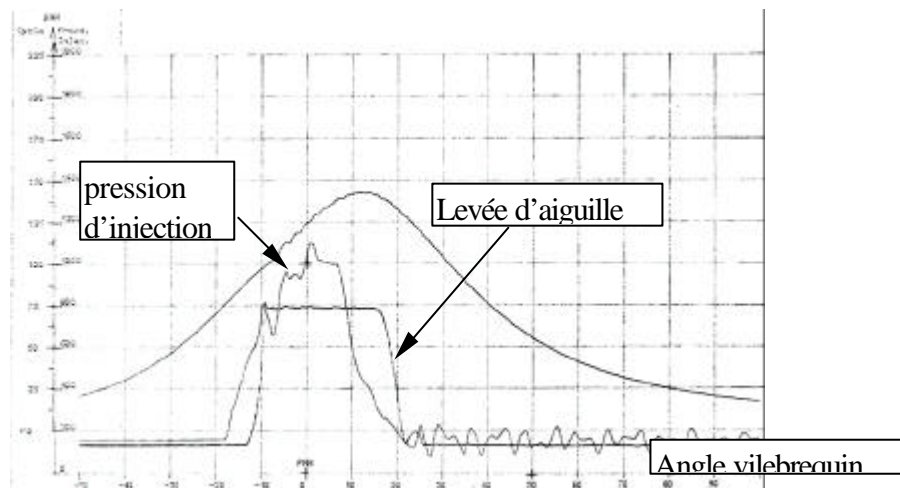
En outre, chaque jet étant supposé axisymétrique, les zones sont en fait des couronnes, les zones numérotées 1 étant situées sur l'axe, et les zones numérotées  $n$  étant à la périphérie du jet.

II.2.2. - Injection

Le débit instantané d'injection est obtenu par l'application de l'équation de Bernoulli:

$$d \min j_{tot} = \rho_{fuel} S_{noz} Cd_{noz} \sqrt{2 \cdot \Delta P_{noz} / \rho_{fuel}} \tag{II.60.}$$

Les profils de la pression d'injection en fonction de l'angle vilebrequin pour les différents points de fonctionnement moteur sont directement issus des relevés expérimentaux. Pour le type de moteur considéré, la pression d'injection nominale est de l'ordre de 1200 bar. Ces relevés fournissent également les profils de levée d'aiguille qui permettent d'évaluer le début et la durée de l'injection, ainsi que la section de l'injecteur au cours du temps (figure II.6). En l'absence de donnée expérimentale précise concernant le coefficient de décharge Cd, ce dernier est supposé constant pendant toute la durée de l'injection, et est ajusté pour chaque essai afin de retrouver la consommation de carburant expérimentale.



*Figure II.6: Diagrammes expérimentaux de Pression d'injection et de levée d'aiguille en fonction de l'angle vilebrequin (Document S.E.M.T. Pielstick)*

II.2.3. - Développement du jet de combustible

Immédiatement après l'injection, le jet conserve une forme compacte pendant quelques instants, avant d'être atomisé en fines gouttelettes de liquide. La durée avant l'atomisation est évaluée avec formule empirique de Hiroyasu et al. (1983) également utilisée par Bazari (1993) et Kouremenos et al. (1991):

$$\tau_{bup} = 28,65 \cdot d_{noz} \rho_{fuel} / \sqrt{\rho_{cy} \Delta P_{noz}} \tag{II.61.}$$



Pendant ce laps de temps, la vitesse est supposée inchangée, égale à la vitesse de sortie de l'injecteur. Puis l'expression de la pénétration d'un jet libre turbulent proposée par Hiroyasu et al. (1983) est appliquée:

$$s = 2,95.(\Delta P_{\text{noz}} / \rho_{\text{cy}})^{0,25} \cdot \sqrt{d_{\text{noz}} \cdot t} \quad (\text{II.62.})$$

La vitesse sur l'axe du jet est obtenue en différentiant l'expression de la pénétration. Ensuite les vitesses des différentes zones sont calculées en utilisant un profil classique, qui prévoit une décroissance exponentielle du centre vers la périphérie:

$$v(i, j) = v(i,1) \cdot \exp\left(-8,557 \times 10^{-3} \left(9 \times \frac{j-1}{n-1}\right)^2\right) \quad (\text{II.63.})$$

Cette expression est dérivée de celle utilisée par Hiroyasu et al. (1983), adimensionnalisée pour utiliser un nombre de zones variable.

Sur la base du repérage de l'impact du jet sur les parois du cylindre pour une zone, la vitesse de chaque zone est supposée parallèle aux parois. Pour prendre en compte le ralentissement lié à l'impact, le terme  $t^{0,5}$  dans l'équation de la pénétration (équation II.62.) est remplacé par  $t^{0,25}$  [Nishida et al.89].

La formulation de l'entraînement de l'air par le jet est basée sur les observations expérimentales de Haupais (1982) qui vérifient une décroissance en  $1/x$  de la richesse le long de l'axe du jet. Ainsi l'entraînement de l'air sur l'axe vaut:

$$\begin{aligned} \frac{dm_{\text{air}}(i,1)}{dt} &= \frac{\min j(i,1)}{Cl_{\text{air}}} \times \frac{1}{d_{\text{noz}} \sqrt{\rho_{\text{fuel}} / \rho_{\text{cy}}}} \times \frac{ds(i,1)}{dt} \\ &+ \frac{1}{Cl_{\text{air}}} \times d \min j(i,1) \frac{s(i,1)}{d_{\text{noz}} \sqrt{\rho_{\text{fuel}} / \rho_{\text{cy}}}} \end{aligned} \quad (\text{II.64.})$$

Après l'impact sur les parois, la constante  $Cl_{\text{air}}$  est divisée par 1,5 pour prendre en compte la diminution de la quantité de mouvement liée à ce phénomène [Hiroyasu et al.83].

L'entraînement de l'air dans une zone quelconque est calculé pour retrouver le profil des concentrations dans une section d'un jet établi:

$$\frac{C}{C_m} = \left(\frac{U}{U_m}\right)^2 \quad (\text{II.65.})$$

D'ou finalement l'expression:

$$dm_{air}(i, j) = \frac{2j-1}{\sqrt{\exp\left(-8.557 \times 10^{-3} \times \left(\frac{9(j-1)}{n-1}\right)^2\right)}} \times dm_{air}(i, 1) \quad (II.66.)$$

Les formulations destinées aux jets établis appliquées à un jet instationnaire peuvent faire l'objet d'une remise en cause. Ainsi, d'autres auteurs calculent l'entraînement de l'air en écrivant la conservation de quantité de mouvement d'une zone, considérant implicitement chaque zone comme isolée, mais sans justifier ce point. Or il est clair que cet aspect de la modélisation est fondamental, car il détermine la richesse locale et par voie de conséquence la température qui dépend de la dilution ainsi que le taux de production des différentes espèces polluantes. Cependant, pour l'instant, il apparaît difficile d'élaborer une modélisation entièrement satisfaisante compte tenu du peu de travaux réalisés sur les jets instationnaires, tant sur le plan théorique, qu'expérimental.

#### II.2.4. - Préparation du combustible et combustion

L'évaporation du combustible est modélisée en faisant l'hypothèse d'une formation de gouttes identiques, d'un diamètre égal au diamètre moyen de Sauter, calculé en fonction des paramètres d'injection par la formule de Hiroyasu et al. (1983):

$$DMS = 23,9 \times 10^{-6} (\Delta P_{noz} \times 10^{-5})^{-0,135} \rho_{cy}^{0,121} (m_{fuel\_tot} \times 10^{-6})^{0,131} \quad (II.67.)$$

Dès le début de l'injection dans un nouveau segment, la cinétique d'évaporation d'une goutte est calculée en utilisant la méthode proposée par Lefevbre (1988). Cette méthode s'appuie sur les éléments suivants: prise en compte d'une période d'échauffement de la goutte suivie d'un état stationnaire (la nature du carburant, la température et la pression ambiantes et la vitesse des gouttes par rapport à l'air environnant interviennent). Lorsque la durée d'évaporation est connue, la masse de fuel vaporisé est calculée en introduisant un retard sur le profil de la masse injectée:

$$dm_{vap}(i, j)(t) = d \min j(i, j)(t - \tau_{vap}(i)) \quad (II.68.)$$

Cette méthode comporte un certains nombre d'hypothèses simplificatrices, et notamment elle ne prend pas en compte les interactions entre les gouttes. Cependant, elle permet de rendre compte

---

des variations du temps d'évaporation entre les différents points de fonctionnement du moteur, au moins d'un point de vue qualitatif.

Les trois phases de la combustion sont modélisées séparément. Pendant le délai d'inflammation, l'air et la vapeur de combustible se mélangent. Le taux de préparation du mélange  $dm_{xp}$  est calculé à partir des concentrations de chacun des constituants, et du temps caractéristique de turbulence:

$$dm_{xp} = KTI \times \text{Min} \left( \frac{ma}{C_{st}}, mfv \right) (C_{st} + 1) \quad (\text{II.69.})$$

L'inflammation commence dès que la condition suivante est vérifiée dans une zone:

$$\left( \int_{t_{debinj}}^t \frac{1}{\tau_{inf}} .dt \right) \geq 1 \quad (\text{II.70.})$$

avec 
$$\tau_{inf}(i, j) = Kdi \times P_{cy}^{-2,5} \times \exp \left( \frac{Tdi}{T(i, j)} \right) \quad (\text{II.71.})$$

La quantité de mélange préparée pendant le délai d'inflammation brûle alors, suivant une réaction de cinétique simple, obéissant à une loi du type Arrhénius:

$$dmbp = kc_{pm} \times m_p \times \exp \left( - \frac{T_{pm}}{T} \right) \quad (\text{II.72.})$$

D'autre part, dès que l'inflammation commence, l'air et le combustible non encore préparés, brûlent au fur et à mesure de leur mélange turbulent (combustion de diffusion). Le taux de combustion est donné par:

$$dmbt = KTI \times \text{Min} \left( \frac{ma}{C_{st}}, mfv \right) (C_{st} + 1) \quad (\text{II.73.})$$

Pour tenter de prendre en compte les blocages thermiques locaux qui peuvent être à l'origine de combustions incomplètes, un taux de combustion lié à la cinétique chimique est également défini, d'après une expression proposée par Nishida et al. (1989):

$$dmbc = Kcc \times \left( \frac{mg}{vol} \right)^2 \times \left( \frac{ma}{mg} \right)^5 \times \left( \frac{mfv}{mg} \right) \times \exp \left( \frac{Tcc}{T} \right) \times (C_{st} + 1) \quad (\text{II.74.})$$

Finalement le taux de combustion est donné par:

$$dmbd = \text{Min} (dmbc, dmbt) \tag{II.75.}$$

II.2.5. - Equations de bilan et résolution

Chaque zone peut contenir du fuel liquide, du fuel vapeur, de l'air, du mélange préparé pendant le délai d'inflammation et prêt à brûler, et des gaz brûlés (Figure II.7.).

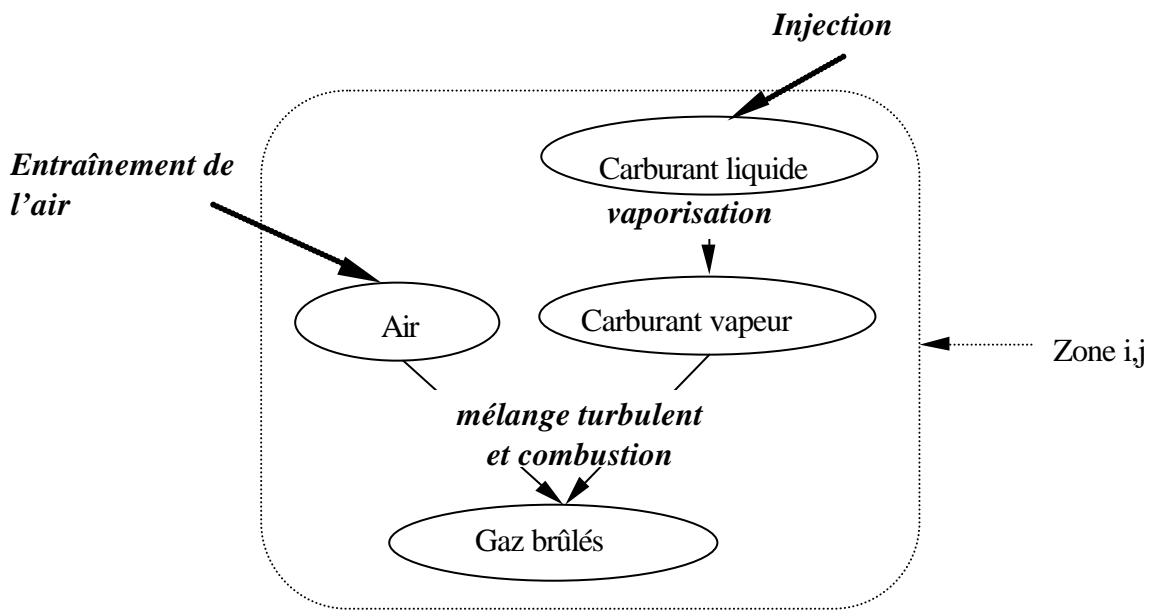


Figure II.7.: Récapitulatif des bilans de masse pour une zone du jet

Les équations de conservation de masse s'écrivent:

$$dmfl = dminj - dmvp \tag{II.76.}$$

$$dmfv = dmvp - dmb \times \frac{1}{C_{st} + 1} \tag{II.77.}$$

$$dma = dmair - dmb \times \frac{C_{st}}{C_{st} + 1} \tag{II.78.}$$

$$dmb = dmbp + dmbd \tag{II.79.}$$

Au plan énergétique, on doit prendre en compte l'enthalpie attachée à l'air et au carburant qui entrent dans les zones, la chaleur dégagée lors de la combustion du fuel, et enfin la chaleur perdue par les zones du fait des pertes aux parois du cylindre.

$$dH_{fv} = dm_{vap} \times h_{fv} \quad (II.80.)$$

$$dH_{air} = dm_{air} \times h_{air} \quad (II.81.)$$

$$dQ_b = dm_b \times PCI \quad (II.82.)$$

Les échanges globaux au niveau des parois sont modélisés au moyen de la formule de Annand (1963):

$$\frac{dQ_{p_{tot}}}{dt} = K_{pp} \times Re^{0.7} \times (T_{cyl} - T_{par}) \times S_{cyl} \quad (II.83.)$$

Le nombre de Reynolds (Re) dans le cylindre est évalué à partir de la vitesse moyenne du piston. La contribution de chaque zone est exprimée en fonction de sa masse et de l'écart entre sa température et celle de la paroi :

$$dQ_p = dQ_{p_{tot}} \cdot \left( \frac{mg \cdot (T - T_{par})}{\sum_{zones} mg \cdot (T - T_{par})} \right) \quad (II.84.)$$

Les transferts de masse et d'énergie étant connus, on peut appliquer le premier principe de la thermodynamique à chaque zone et accéder ainsi à la température. La pression est supposée uniforme dans le cylindre; elle doit satisfaire à la condition de conservation du volume:

$$\sum Vol(i, j) + Vol_{air} = V_{cy} \quad (II.85.)$$

Afin d'éviter une résolution implicite plus lourde, l'équation d'état et l'équation de conservation du volume sont dérivées. On peut alors exprimer la dérivée de la pression en fonction de la dérivée du volume du cylindre; puis la dérivée du volume de chacune des zones en fonction de la dérivée de la pression. Le volume des zones et la pression dans le cylindre sont ensuite obtenus par intégration.

II.2.6. - mécanismes de formation des émissions polluantes

Les calculs de polluants sont effectués dans chaque zone, en utilisant la température et la richesse locales. Ils sont ensuite additionnés afin d'obtenir les quantités produites dans l'intégralité du cylindre.

La formation des NO<sub>x</sub> est modélisée comme dans le modèle deux zones (mécanisme de Zeldovitch, voir Chapitre II.1.2.).

Pour le calcul des suies, deux modélisations sont mises en place afin de réaliser une étude comparative. La première reprend les équations de Morel et al. (1987):

$$dmsfm = Ksfm \times dmb \frac{1}{\left(1 + 4.76 \times 0.23 \times \frac{ma}{mg}\right)} \exp\left(-\frac{5000}{T}\right) \quad (II.86.)$$

$$dmscm = \frac{Kscm \times msm}{\rho_s \times 4 \times 10^{-8} \times \lambda_{gl}} \left(P_{cy} \times 0.23 \times \frac{ma}{mg}\right)^{0.5} \exp\left(-\frac{5000}{T}\right) \quad (II.87.)$$

la deuxième formulation est celle de Hiroyasu et al. (1983)

$$\frac{dmsfh}{dt} = Asf \times mfv \times P_{cy}^{0.5} \exp\left(-\frac{50000}{RT}\right) \quad (II.88.)$$

$$\frac{dmschz}{dt} = Asc \times msh \times P_{cy}^{0.8} \left(P_{cy} \times 0.23 \times \frac{ma}{mg}\right) \exp\left(-\frac{56000}{RT}\right) \quad (II.89.)$$

Enfin, la modélisation de la formation du CO proposée par Bazari (1993) (Chapitre I, équations I.11 et I.12.), est retenue, et les concentrations à l'équilibre sont calculées par la méthode d'Olikara et Boarman, déjà employée dans le calcul de NO<sub>x</sub>.

Le calcul des concentrations en polluants à l'échappement, ainsi que la conversion de la concentration en suie en indice de fumée sont réalisés lors du couplage avec le logiciel *SELENDIA*, selon les procédures décrites dans la première partie de ce chapitre.

II.2.7. - Couplage de la procédure d'évaluation des émissions polluantes multizones avec le logiciel SELENDIA

Le modèle multizones tel qu'il est décrit ci-dessus calcule les évolutions des grandeurs thermodynamiques pendant la phase de combustion. Il est ensuite couplé avec le logiciel complet de simulation SELENDIA pour traiter le cycle dans son ensemble. Le temps de calcul important (jusqu'à 30 minutes de temps C.P.U. sur Station D.E.C Alpha 3600) rend une implantation directe peu pratique, c'est pourquoi, il est préférable de recourir à une procédure itérative (Figure II.8.).

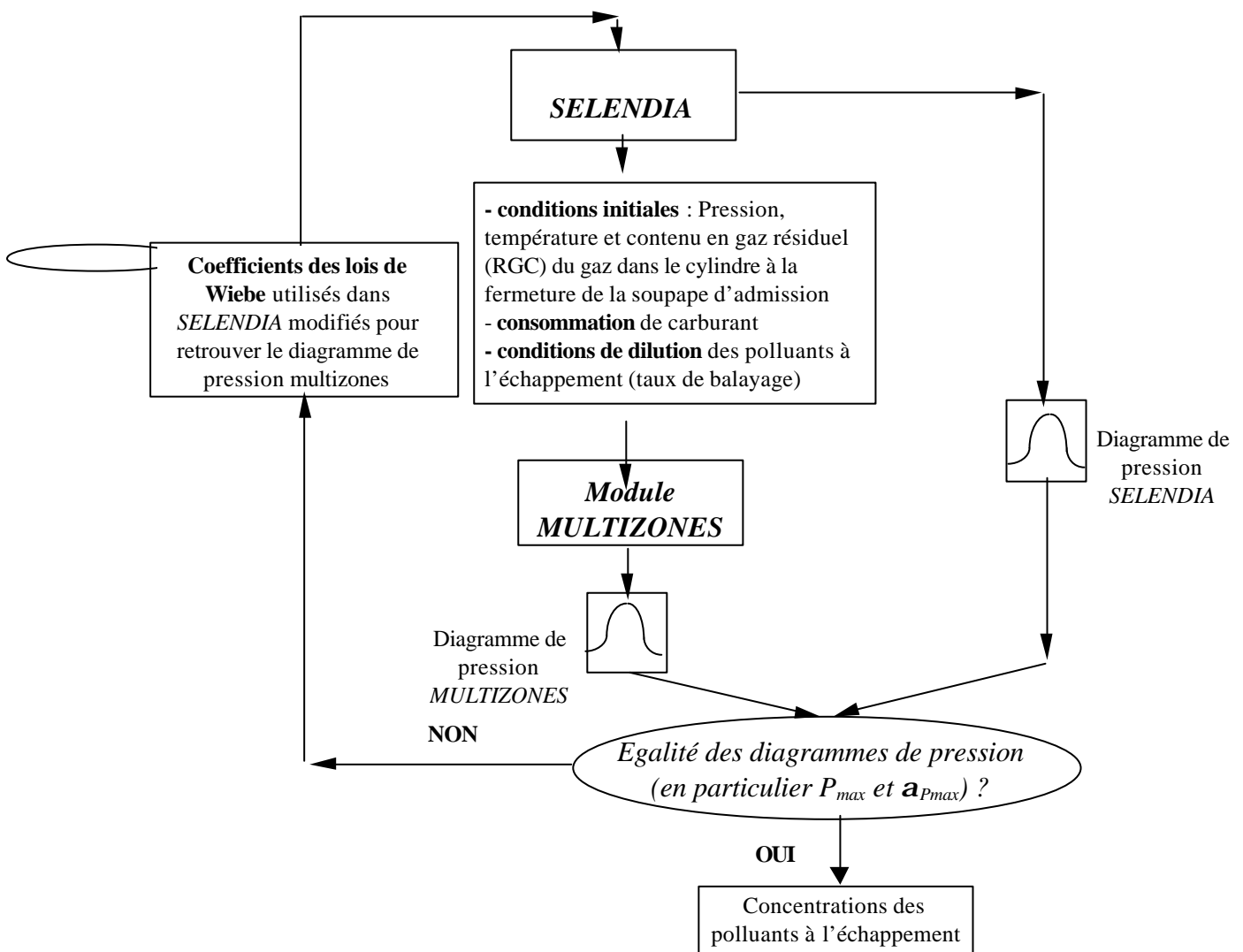


Figure II.8.: Couplage du Module MULTIZONES avec le logiciel complet SELENDIA

Le logiciel *SELENDIA* est tout d’abord utilisé pour calculer les conditions initiales du programme multizones (pression, température et contenu en gaz résiduel dans le cylindre lors de la fermeture de la soupape d’admission) ainsi que les conditions à l’échappement (taux de balayage, éventuels débits de by-pass) qui servent à évaluer les concentrations en polluants à l’échappement. Le programme *MULTIZONES* est ensuite exécuté. Il fournit les quantités de polluants formés pendant la combustion, transformées ensuite en concentrations à l’échappement (Cf II.1.3.). Il donne aussi accès aux évolutions de la pression moyenne dans le cylindre au cours de la combustion. Ces évolutions sont comparées à celles obtenues avec le logiciel *SELENDIA*. Si des différences significatives sont observées, les coefficients des lois de Wiebe utilisées dans *SELENDIA* sont ajustés (suivant la méthode décrite par Ahmed (1980) et Gaudart (1987)), afin de retrouver le diagramme de pression issu du calcul multizones. La procédure recommence alors jusqu’à l’obtention de diagrammes de pression comparables.

II.2.8. - Prise en compte des modifications visant à limiter les émissions

(i) *Diminution de la température de l’air d’admission*

La température des gaz présents dans le cylindre lors de la fermeture de la soupape d’admission est évaluée par le logiciel *SELENDIA*.

(ii) *Recyclage des gaz d’échappement*

Le logiciel de simulation *SELENDIA* fournit l’excès d’air dans le cylindre en fonction du taux de recyclage (voir II.1.4.2.). Cela permet d’évaluer la teneur en air et en gaz brûlés de la zone de gaz frais. Au niveau des bilans de masse, la quantité de gaz frais entraînée par le jet est répartie entre l’air susceptible de brûler en se mélangeant avec du fuel et les gaz brûlés inertes. Les équations (II.78.) et (II.79.) sont alors modifiées:

$$d_{ma} = d_{mair} \times (1 - RGC) - d_{mb\_comb} \times \frac{C_{st}}{C_{st} + 1} \quad (II.90.)$$

avec  $d_{mb\_comb} = d_{mbp} + d_{mbd}$  (II.91.)

et  $d_{mb} = d_{mb\_comb} + d_{mair} \times RGC$  (II.92.)



*(iii) Injection d'eau*

Comme pour le modèle deux zones, on envisage l'injection d'eau sans augmentation de la durée d'injection. Pour ne pas modifier les caractéristiques du jet de carburant, la taille des trous de l'injecteur reste inchangée, mais leur nombre augmente en fonction du taux d'injection d'eau.

Un bilan sur l'eau injectée est effectué dans chaque zone. La présence d'eau est prise en considération lors des bilans massiques et énergétiques, et lors des calculs des concentrations à l'équilibre au cours de la formation des  $\text{NO}_x$ .

Enfin, comme pour la modélisation deux-zones, les équations représentatives des processus d'oxydation des modèles des suies (II.87 et II.89), sont modifiées par l'introduction d'un terme multiplicatif  $(1+X_{\text{eau}})$ .

II.3. - EXTENSION DU LOGICIEL SELENDIA : SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE DES MOTEURS DIESEL TURBOCOMPRESSES

La structure générale permettant de simuler le fonctionnement dynamique des moteurs Diesel est représentée sur la figure II.9.

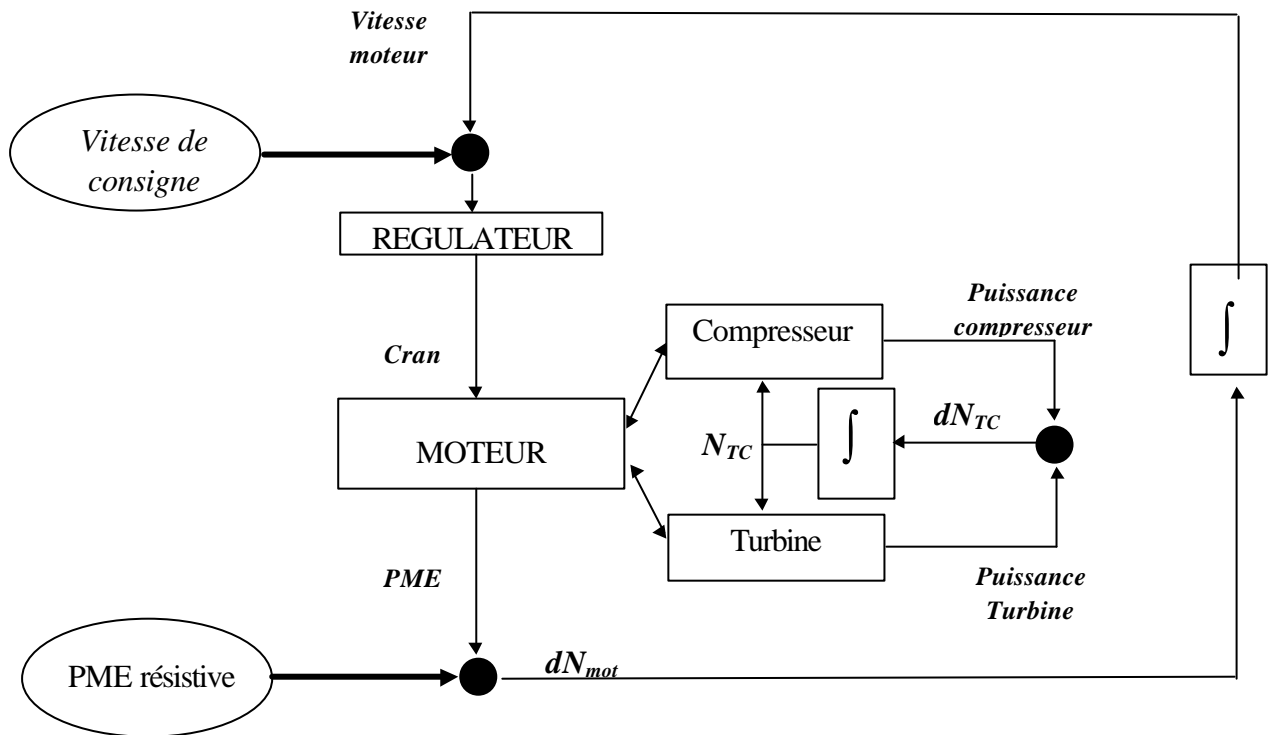


Figure II.9: Structure du logiciel SELENDIA étendu à la simulation du fonctionnement dynamique des moteurs Diesel suralimentés

L'équation de la dynamique appliquée au fonctionnement du moteur permet de déterminer l'évolution du régime:

$$\frac{dN_{rot}}{dt} = \frac{45 \times 10^5 V_{cyl} (PME - PME_{frein})}{I_{mot} \pi^2} \tag{II.93.}$$

La PME résistante, notée  $PME_{frein}$ , est fixée par l'utilisateur: elle peut être constante ou évoluer pendant le temps et représente le couple résistant opposé au moteur par les éléments connectés qui peuvent être un frein (banc d'essais), une ligne propulsive complète (propulsion navale, on a

alors  $PME_{\text{frein}}=k(N_{\text{rot}})^2$ ) ou encore un alternateur (centrale de production d'énergie). La PME du moteur est égale à la PMI, diminuée des pertes par frottement (évaluées à partir de la formule de Chen et Flynn [Chen et al.65] adaptée en vue d'une corrélation avec les consommations expérimentales):

$$PME = PMI - PME_{\text{frot}} \quad (\text{II.94.})$$

$$PME_{\text{frot}} = 0.1 + 0.25 \frac{N_{\text{rot}}}{N_{\text{rot}_{\text{nom}}}} + 0.5(P_{\text{max}})^{0.8} \quad (\text{II.95.})$$

L'application de l'équation de Newton au turbocompresseur donne accès à l'évolution du régime:

$$\frac{dN_{\text{TC}}}{dt} = \frac{P_{\text{comp}} - \eta_{\text{turbo}} P_{\text{turb}}}{4\pi^2 I_{\text{TC}} N_{\text{TC}}} \quad (\text{II.96.})$$

La modélisation de la suralimentation doit être également modifiée. En effet, la conservation du débit entre le compresseur et le moteur, valable en moyenne, n'est pas vérifiée à chaque instant en régime dynamique. Par contre, l'évolution du régime étant connue, l'entrée dans le champ compresseur se fait à partir du régime et du taux de compression, pour déduire ensuite le débit instantané du compresseur. La pression de suralimentation est évaluée à partir du bilan de masse dans le collecteur d'admission. Le calcul de la turbine demeure inchangé. L'un des moteurs étudiés disposant d'une suralimentation séquentielle (dispositif permettant d'utiliser un nombre variable de turbocompresseurs, suivant les conditions de fonctionnement du moteur, afin de garantir une adaptation optimale de la suralimentation sur l'ensemble du champ d'exploitation) il est nécessaire de simuler les phases transitoires de permutation, lorsqu'un turbocompresseur est mis en fonctionnement ou arrêté.

Il importe également de définir une vitesse de consigne pour le moteur, qui peut éventuellement être variable dans le temps. En fixant le cran de pompe, le régulateur agit sur la quantité de fuel injectée à chaque cycle pour que le moteur retrouve ou conserve sa vitesse de consigne, quelles que soient les sollicitations qui lui sont appliquées. Le régulateur utilisé ici est du type proportionnel intégral (PI), les coefficients  $K_p$  et  $K_i$  étant variables en fonction des conditions de fonctionnement (vitesse et cran) (Figure II.10.). L'équation qui régit le cran est écrite sous forme différentielle:

$$\frac{dCran}{dt} = Cran_{nom} \left( Kp \cdot \frac{decart}{dt} + Ki \cdot ecart \right) \quad (II.97.)$$

avec 
$$ecart = \frac{Nrot - Nrot_c}{Nrot_{nom}} \quad (II.98.)$$

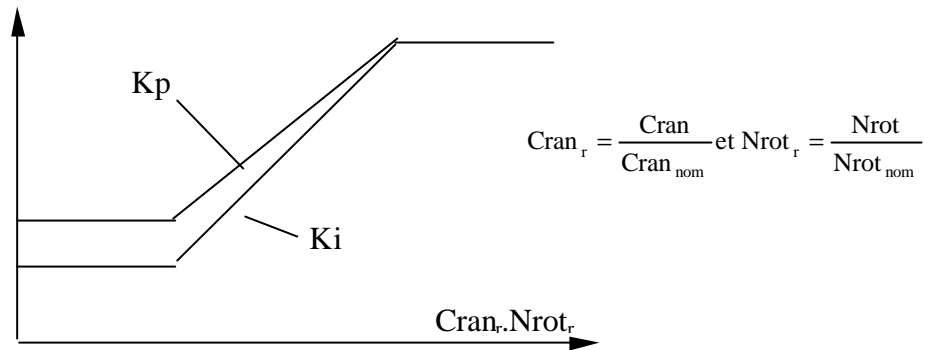


Figure II.10: Coefficients du régulateur Kp et Ki en fonction du régime et du cran réduits

En outre, les limites de cran qui sont fonction du régime moteur et éventuellement de la pression de suralimentation, et qui visent à éviter des situations critiques telles que les sur-régimes ou un excès d'air insuffisant, sont également prises en compte. La masse de fuel à injecter est ensuite supposée directement proportionnelle au cran de la pompe. Le débit moyen étant calculé par la formule empirique de Gaudart (1987), on peut déduire la durée d'injection:

$$\frac{dmc}{dt} = Kmc \left( \frac{Nrot}{Nrot_{nom}} \right)^{-0,457} \left( \frac{PME}{PME_{nom}} \right)^{0,244} \quad (II.99.)$$

$$DUI = \frac{m_{fuel\_tot}}{\frac{dmc}{dt}} \times \frac{d\alpha}{dt} \quad (II.100.)$$

*Les modélisations proposées doivent permettre d'évaluer l'influence des paramètres caractéristiques du fonctionnement du moteur sur les émissions à l'échappement des moteurs Diesel semi-rapides. Toutefois, préalablement à ces études paramétrées, il convient d'établir la validité des modèles deux zones et multizones retenus, en comparant les émissions de NO<sub>x</sub> de CO et d'opacité des fumées calculées, à celles effectivement mesurées au banc d'essais par le constructeur.*



## CHAPITRE III : VALIDATION DES MODELES D'EVALUATION DES EMISSIONS POLLUANTES

---

III.1. - MOTEURS ETUDIES	94
III.2. - VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION DEUX ZONES	96
III.2.1. - Etude de la sensibilité aux variations des paramètres du modèle	96
III.2.2. – Evaluation des émissions de NO <sub>x</sub>	99
III.2.3. – Evaluation de l'opacité des fumées	104
III.3.- VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION MULTIZONES	108
III.3.1. - Analyse de l'influence des paramètres du modèle	108
III.3.2. - Evaluation de la pression dans le cylindre pendant la combustion	109
III.3.3. - Evaluation des émissions de NO <sub>x</sub>	112
III.3.4. - Evaluation de l'opacité des fumées	115
III.3.5. - Evaluation des émissions de CO	117





*Ce chapitre a pour objet d'évaluer les capacités des modèles "deux zones" et "multizones" définis dans le chapitre précédent.*

*Afin de tenter de couvrir une gamme de motorisation représentative de la propulsion navale militaire, deux moteurs Diesel semi-rapides du constructeur SEMT Pielstick ont été sélectionnés. Le premier, de type PA6-STC, développe une puissance de 324 kW par cylindre à 1050 tr/mn, et dispose d'un système de suralimentation séquentielle. Le deuxième, de type PC2-6B, développe une puissance de 615 kW par cylindre à 520 tr/mn; il a fait l'objet, dans une version prototype, d'une étude approfondie menée par le constructeur avec la préoccupation de limiter les émissions de NO<sub>x</sub>.*

*La vérification conduite ici porte sur toute l'étendue du domaine d'exploitation; elle concerne les réponses des modèles aux variations de charge et de régime du moteur du point de vue qualitatif (sens des évolutions) et du point de vue quantitatif (amplitude des variations).*

*Pour le modèle deux zones, les grandeurs à analyser sont les concentrations en NO<sub>x</sub> à l'échappement et l'importance des fumées.*

*Dans le cas du modèle multizones, il est nécessaire de vérifier au préalable que la pression calculée dans le cylindre est conforme à celle des diagrammes expérimentaux. Les concentrations en NO<sub>x</sub>, l'opacité des fumées issue des deux modèles de suies mis en œuvre ainsi que les concentrations de CO sont alors comparées aux relevés expérimentaux.*

III.1. - MOTEURS ETUDIÉS

La validation des modèles de calcul des émissions polluantes, ainsi que l'ensemble des études réalisées portent sur deux moteurs semi-rapides de la gamme S.E.M.T. Pielstick: le PA6STC, et le PC2.6B, dont les principales caractéristiques sont recensées dans le tableau III.1.

	<i>PA6-STC</i>	<i>PC2.6B</i>
<i>Configuration</i>	<i>12 ou 16 cyl en V</i>	<i>10 à 18 cyl en ligne ou en V</i>
<i>Alésage (mm)</i>	<i>280</i>	<i>400</i>
<i>Course (mm)</i>	<i>290</i>	<i>500</i>
<i>Régime nominal (tr/mn)</i>	<i>1050</i>	<i>520</i>
<i>P.M.E. nominale (b)</i>	<i>21</i>	<i>22,6</i>
<i>Puissance nominale (kW/Cyl)</i>	<i>324</i>	<i>615</i>
<i>Suralimentation</i>	<i>mono-étage, séquentielle</i>	<i>mono-étage</i>

Tableau III.1 : Principales caractéristiques des moteurs étudiés

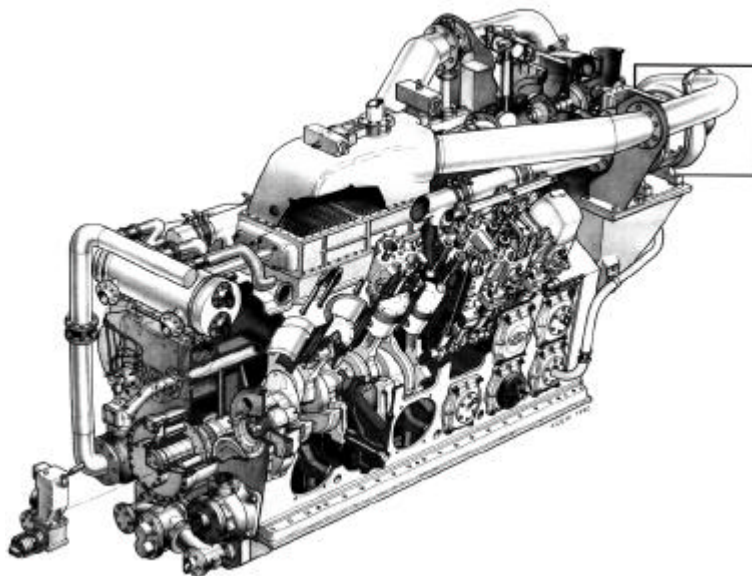


Figure III.1: éclaté du moteur 12PA6-STC (Document S.E.M.T. Pielstick)

Ces moteurs sont utilisés en propulsion navale, notamment pour des applications militaires, ainsi que dans des centrales de production d'énergie.

Le moteur PA6-STC étudié comporte douze cylindres en V suralimentés en mode séquentiel, et équipe notamment les frégates de la marine française (Figure III.1). La suralimentation séquentielle correspond à l'utilisation d'un seul turbocompresseur aux faibles charges et aux charges partielles, alors que deux turbocompresseurs interviennent aux fortes charges. Ainsi, les turbomachines de suralimentation sont constamment utilisées dans une gamme de débits et de rapports de pression pour lesquels les rendements sont les plus favorables. Par rapport aux dispositifs classiques à un étage, la suralimentation séquentielle permet d'accroître le domaine d'exploitation du moteur et d'améliorer son comportement lors des prises de charge rapides[Hermann89, Hermann90]. Ces deux points sont particulièrement appréciables en propulsion navale militaire.

Le moteur 3PC2.6B dont on analyse également les résultats, est un moteur d'étude à trois cylindres en ligne[Hermann95], sur lequel différentes modifications concernant l'injection, le rapport volumétrique et la suralimentation ont été envisagées pour tenter de réduire les émissions de  $\text{NO}_x$  (voir chapitre IV).

Pour ces deux moteurs, des relevés expérimentaux effectués par le constructeur sur ses banc d'essais sont disponibles; ils concernent différents points de fonctionnement, recouvrant la totalité du champ d'exploitation. Chaque relevé comprend:

- un diagramme représentant l'évolution de la pression dans le cylindre, de la pression d'injection et de la levée d'aiguille en fonction de l'angle moteur pendant la combustion.
- les pressions et les températures en différents points du moteur et du circuit de suralimentation: amont et aval des turbomachines, collecteurs.
- les concentrations en  $\text{NO}_x$  (et éventuellement en CO pour le PA6) relevées à l'échappement, exprimées en ppm volumiques.
- un indice caractérisant les émissions de fumées (Indice Bosch ou Bacharach).

## III.2. - VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION DEUX ZONES

### III.2.1. - Etude de la sensibilité aux variations des paramètres du modèle

Le modèle deux zones comprend deux paramètres:  $A$  et  $\lambda_0$ . Selon Heider et al., la valeur optimale de  $\lambda_0$  est de 1,03, tandis que la valeur de  $A$  doit être fixée pour chaque moteur étudié afin de retrouver la valeur de  $\text{NO}_x$  expérimentale pour un point de fonctionnement donné. Préalablement à la validation proprement dite, on souhaite étudier l'influence de ces paramètres sur les calculs de  $\text{NO}_x$ , de façon à vérifier si les choix des auteurs sont appropriés pour les moteurs considérés, ou s'ils doivent être remis en cause.

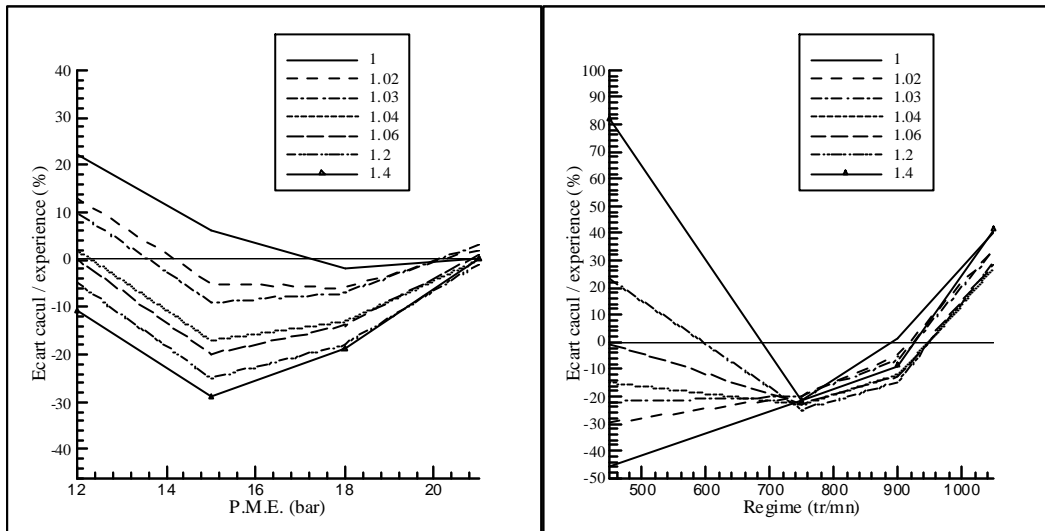
La figure III.2 représente l'écart relatif entre les concentrations calculées et les concentrations mesurées, pour différentes valeurs de  $\lambda_0$ . Le coefficient  $A$  est chaque fois adapté pour retrouver les résultats expérimentaux au point de fonctionnement nominal. Pour les deux moteurs étudiés (12PA6STC et 3PC2.6B), l'influence du coefficient  $\lambda_0$  est représentée pour une vitesse constante, égale à la vitesse nominale et pour une P.M.E. constante (environ 50 % de la P.M.E. nominale). On dispose ainsi d'un grand nombre de points, représentatifs de l'ensemble du champ de fonctionnement.

Sur les figures relatives au moteur PC2, on constate clairement qu'une valeur de  $\lambda_0=1,03$  ou 1,04 permet de minimiser l'écart moyen entre les résultats expérimentaux et les calculs, que ce soit à charge constante ou sur une isovitesse. Pour le moteur PA6STC, la courbe à vitesse constante corrobore ce constat, tandis que l'étude à charge constante semble indiquer que les meilleurs résultats pourraient être obtenus pour  $\lambda_0=1,06$ , avec toutefois des valeurs satisfaisantes pour  $\lambda_0=1,03$ .

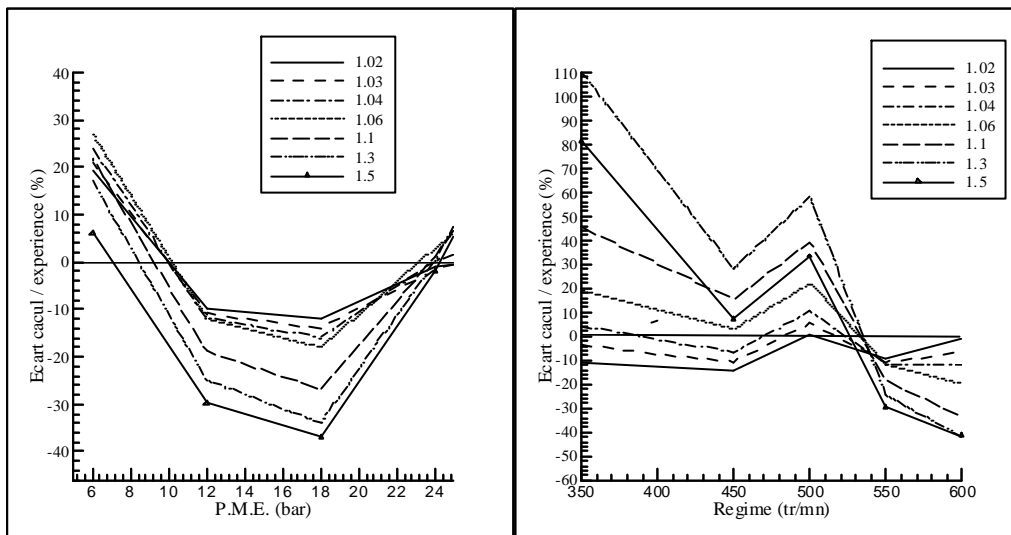
C'est pourquoi la suite des calculs est envisagée en considérant  $\lambda_0=1,03$ .

Par ailleurs, les calculs des concentrations en polluants utilisent comme données d'entrée certains des résultats du logiciel *SELENDIA*. Ces derniers peuvent présenter des écarts plus ou moins importants avec les relevés expérimentaux. Pour conduire une analyse ultérieure correcte des résultats, l'influence des données d'entrée sur les calculs des concentrations à l'échappement fait l'objet d'une étude préalable.

Les écarts entre les valeurs expérimentales et les calculs des principales grandeurs caractéristiques du fonctionnement du moteur sont obtenus en faisant varier artificiellement les valeurs des constantes numériques issues des modèles de perte de charge, de pertes mécaniques et de dégagement apparent de chaleur de combustion, autour de leur valeur d'origine.



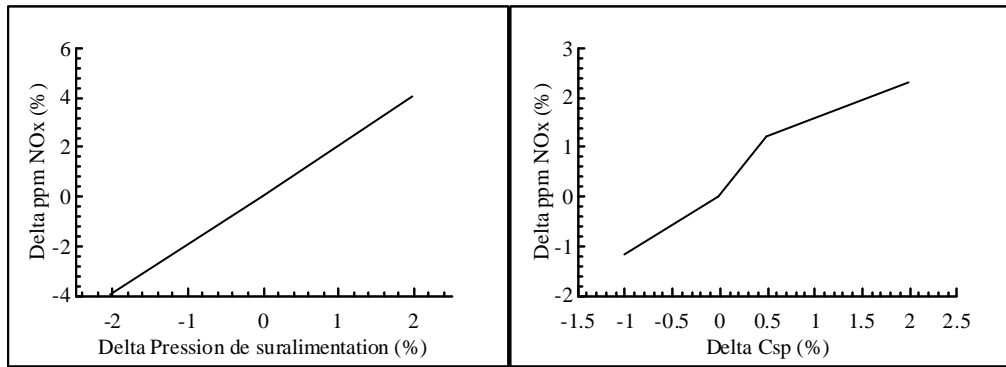
(a) moteur PA6STC - 1050 tr/mn (b) moteur PA6STC - P.M.E.#11bar



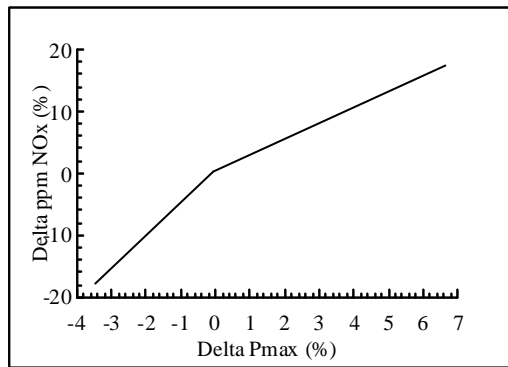
(c) moteur PC2.6B - 500 tr/mn (d) moteur PC2.6B - P.M.E.#11bar

Figure III.2: Influence du paramètre  $\lambda_0$  sur les calculs de  $NO_x$

La figure III.3 représente l’incidence de ces écarts sur les calculs des émissions de  $NO_x$ , pour le moteur 12PA6 STC au point nominal. Un écart relatif est détectable sur les grandeurs caractéristiques: la consommation spécifique (qui conditionne la quantité de carburant introduite dans le cylindre), la pression de suralimentation (qui conditionne la quantité d’air admise dans le cylindre), la pression maximale du cycle (qui conditionne la température maximale du cycle). Cet écart se répercute au niveau des calculs de  $NO_x$  à l’échappement, avec un facteur d’amplification qui varie de 1 (consommation spécifique) à presque 3 pour la pression maximale du cycle.



(a) pression de suralimentation (b) consommation spécifique



(c) pression maximale de cycle

**Figure III.3:** Ecart relatif des teneur en  $NO_x$  à l'échappement calculées en fonction de l'écart relatif de certains paramètres caractéristiques du fonctionnement du moteur

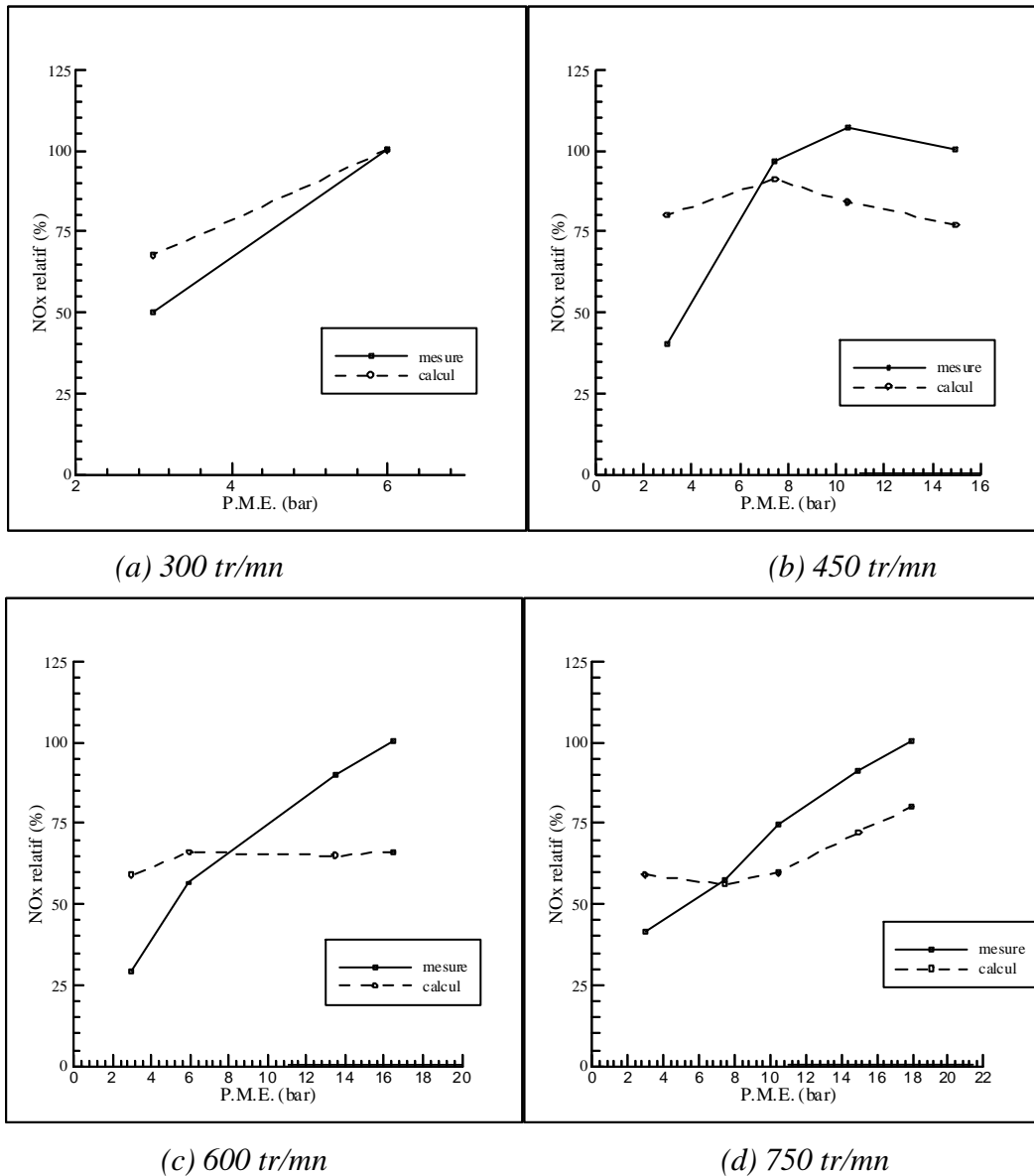
Le code *SELENDIA* a fait l'objet d'une validation systématique pour les deux moteurs étudiés ici. Les principaux paramètres de fonctionnement (à savoir la pression de suralimentation, la température et la pression dans le collecteur d'échappement, le débit et le régime des turbocompresseurs, la consommation de carburant et la pression maximale de cycle) ont été comparés avec les relevés expérimentaux. Au point de fonctionnement nominal, les écarts relatifs observés sont inférieurs à 2%, tandis que sur l'ensemble du champ de fonctionnement ils sont généralement de l'ordre de 5% mais peuvent atteindre 15% pour certains points de fonctionnement à très faible régime et très faible charge. Ces derniers se caractérisent notamment par des pressions de suralimentation faibles (inférieures à 1,5 bar). C'est pourquoi un écart de quelques dixièmes de bar négligeable au point de fonctionnement nominal est ici plus important en valeur relative et se traduit par des écarts pouvant être importants dans le calcul du cycle, notamment de la pression maximale de cycle.

Finalement, les incertitudes sur les calculs d'émissions de  $NO_x$  liée à l'utilisation du logiciel *SELENDIA* pour l'évaluation du fonctionnement du moteur sont le plus souvent de l'ordre de 10

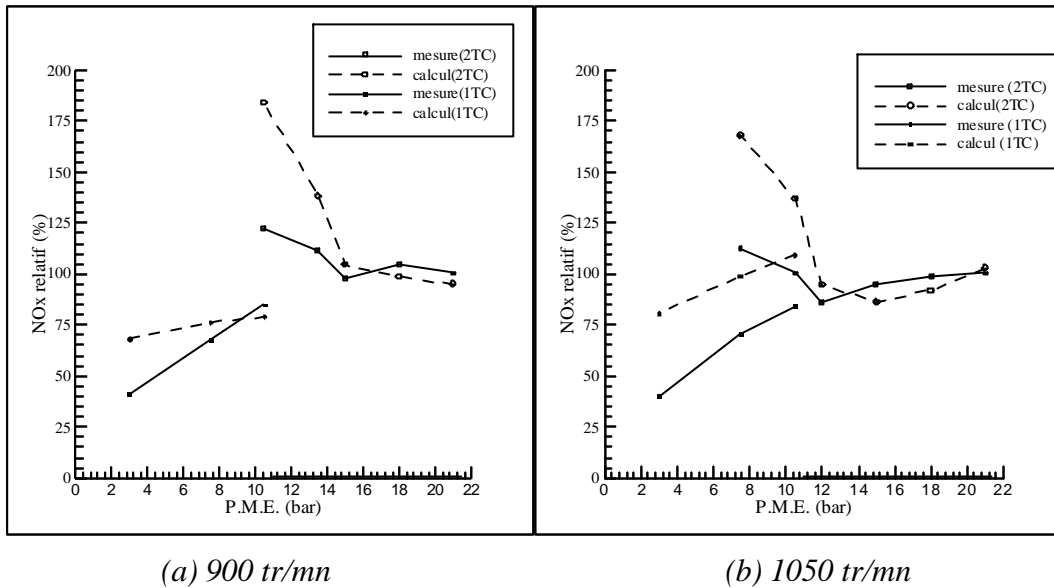
à 15 %, mais peut atteindre 30% dans les cas les plus défavorables (très faibles charges et très faibles régimes).

III.2.2. – Evaluation des émissions de NO<sub>x</sub>

Les figures III.3 et III.4 présentent les évolutions relatives des concentrations volumiques de NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge pour le moteur PA6-STC. Pour chaque régime étudié (de 300 tr/mn (ralenti) à 1050 tr/mn (vitesse nominale)), 100% correspond à la concentration volumique de NO<sub>x</sub> obtenue pour la P.M.E. maximale.



**Figure III.3:** Evolution relative des concentrations volumiques en NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge - moteur PA6-STC avec un turbocompresseur en service  
 Comparaison calcul / expérience



**Figure III.4:** Evolution relative des concentrations volumiques en  $NO_x$  à l'échappement en fonction de la charge - moteur PA6-STC avec un ou deux turbocompresseur en service  
 Comparaison calcul / expérience

La figure III.3 correspond à un fonctionnement du moteur avec un seul turbocompresseur, tandis que la figure III.4 illustre le mode de fonctionnement mixte, avec deux turbocompresseurs en service aux fortes charges (noté 2TC), et un seul aux charges partielles (noté 1TC). En dépit d'écart quantitatifs importants pour certains points de fonctionnement, l'accord qualitatif expérience / calcul est globalement satisfaisant. Expérimentalement, la diminution de la charge correspond sur ce moteur à une diminution de la concentration volumique en  $NO_x$  à l'échappement. Les calculs de simulation permettent de retrouver cette tendance et de la justifier par une augmentation de l'excès d'air global qui a pour effet de diminuer la température du cycle et de diluer les gaz d'échappement. De plus, la figure III.4 permet de situer l'intérêt de la suralimentation séquentielle. En mode de fonctionnement avec deux turbocompresseurs, on constate une augmentation importante des émissions de  $NO_x$  pour les P.M.E. inférieures à une douzaine de bar. Ce résultat est lié à une diminution de l'excès d'air par désadaptation de la suralimentation qui conduit à des températures plus élevées. Le transfert à une suralimentation avec un seul turbocompresseur pour les charges partielles permet de réduire fortement les émissions (la suralimentation mieux adaptée garantit un excès d'air plus favorable). Enfin, il existe également un accord calcul / expérience satisfaisant dans le cas du fonctionnement avec deux turbocompresseurs et by-pass anti-pompage "P2-P4" ouvert.

Du point de vue quantitatif, l'écart entre les concentrations expérimentales et les résultats des calculs est généralement inférieur à 30%. Ces écarts peuvent être considérés comme satisfaisants,



par rapport aux résultats de simulation présentés dans la littérature qui font généralement apparaître des chiffres similaires, mais pour des domaines d'exploitation des moteurs plus étroits. Toutefois, pour un certain nombre de points, correspondant à des types de fonctionnements particuliers, les écarts sont plus importants et atteignent parfois près de 80%. Il existe plusieurs cas:

(i) cas de très faibles P.M.E.

Pour des P.M.E. de l'ordre de 3 bar, la surestimation des valeurs calculées de concentration en NO<sub>x</sub> est importante par rapport aux valeurs expérimentales. Trois raisons semblent pouvoir expliquer ces écarts.

Tout d'abord, comme cela a déjà été mentionné, le logiciel *SELENDIA* génère une incertitude importante pour ces points de fonctionnement, notamment en raison de la méconnaissance des courbes caractéristiques des turbomachines de suralimentation pour des rapports de pression proches de 1.

Par ailleurs, pour ces points de fonctionnement le taux de balayage est inférieur à 1. Dans ce cas, le modèle de balayage de "déplacement parfait" utilisé suppose qu'il n'y a pas de dilution. Un modèle de type "mélange parfait" donne des concentrations à l'échappement légèrement inférieures, du fait de la dilution et de la masse de gaz brûlés résiduels plus importante (E.G.R. "naturelle") (Figure III.5), mais ne permet pas toutefois de retrouver les résultats expérimentaux.

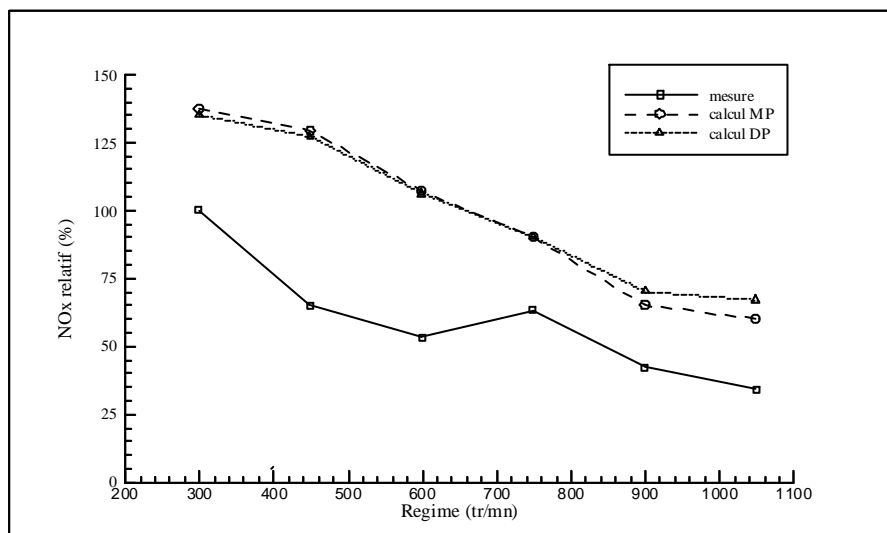


Figure III.5: Comparaison de deux types de balayage pour les points à faible P.M.E.

Moteur 12PA6STC - P.M.E.=3 bar

Enfin, le fonctionnement à très faible charge se caractérise par une combustion atypique pour un moteur Diesel. Cette combustion relève essentiellement d'un pré-mélange, et d'une injection perturbée du fait de la très faible masse introduite (levée d'aiguille très brève, voire incomplète). Ce dernier point peut justifier le choix de coefficients  $A^*$  ou  $\lambda_0$  légèrement différents.

La figure III.6 montre l'amélioration importante obtenue avec une formulation de  $A^*$  faisant intervenir de manière différenciée les deux phases de la combustion (Equation II.19.). La corrélation avec les résultats expérimentaux est très nettement améliorée pour les faibles PME. Elle reste identique pour les autres points de fonctionnement, pour lesquels la part de combustion de pré-mélange est très faible.

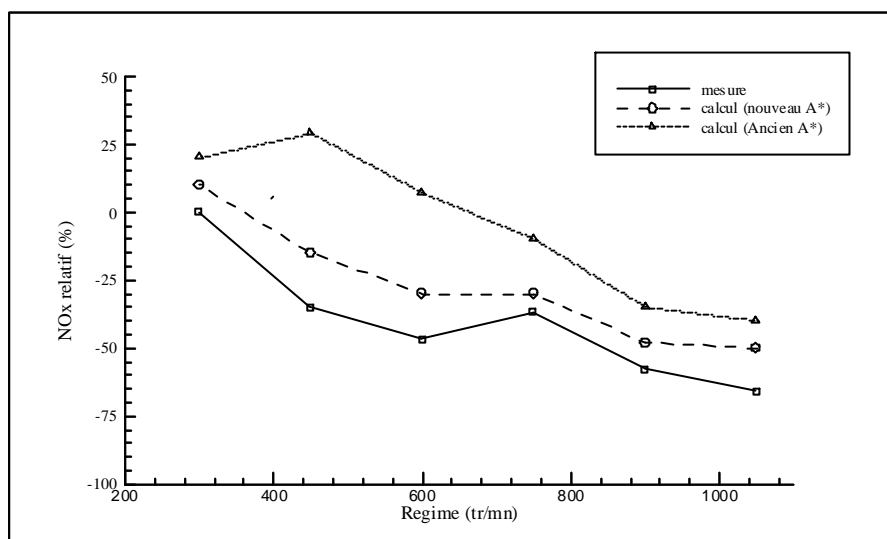


Figure III.6: Comparaison de deux formulations pour  $A^*$ , pour les points à faible P.M.E.

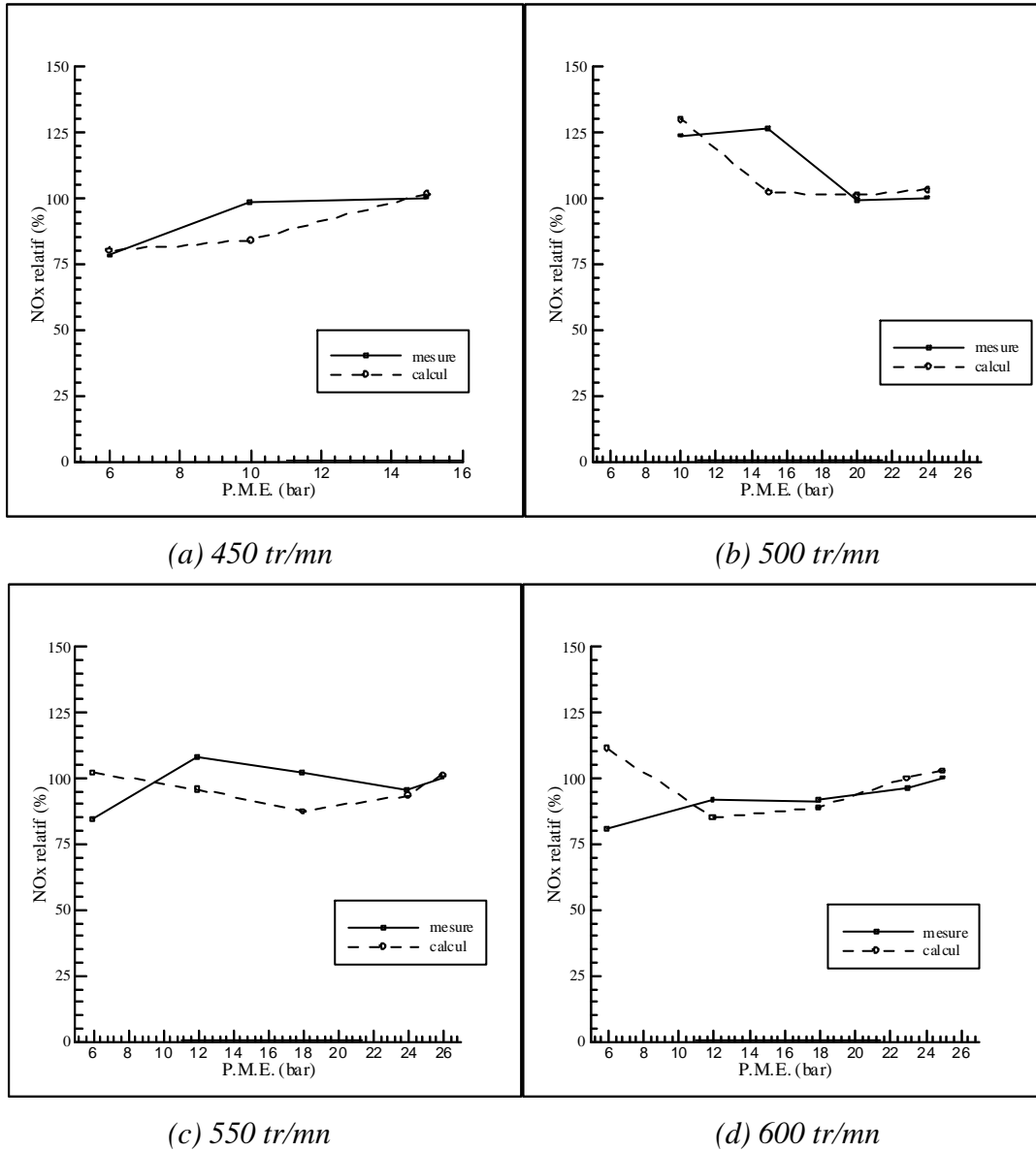
Moteur 12PA6STC - P.M.E.=3 bar

(ii) cas des fortes P.M.E. avec régimes intermédiaires

Pour des régimes inférieurs à 750 tr/mn et des P.M.E. supérieures à 15 bar, les concentrations en  $NO_x$  calculées sont trop faibles. En effet, les résultats du logiciel SELENDIA font apparaître des pressions maximales du cycle calculées inférieures aux pressions réelles et en outre elles sont en retard de un à deux degrés. Ces écarts sont dus essentiellement à l'imprécision des lois de Wiebe paramétrées utilisées dans le code et moins bien adaptées à cette zone de fonctionnement.

La figure III.7 représente les résultats obtenus pour le moteur 3PC2.6B. L'accord avec les relevés expérimentaux est satisfaisant, avec une différence inférieure à 10% pour la plupart des points de fonctionnement.

Contrairement au moteur PA6, Il n'y a pas de problèmes pour les faibles vitesses et les fortes PME mais il faut souligner que le domaine d'exploitation est moins étendu, du fait de l'absence de suralimentation séquentielle et d'une gamme de régimes beaucoup plus restreinte (250 tr/mn au lieu 750 tr/mn).



**Figure III.7:** Evolution relative des concentrations volumiques en NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge - moteur PC2.6B - Comparaison calcul / expérience

### III.2.3. – Evaluation de l'opacité des fumées

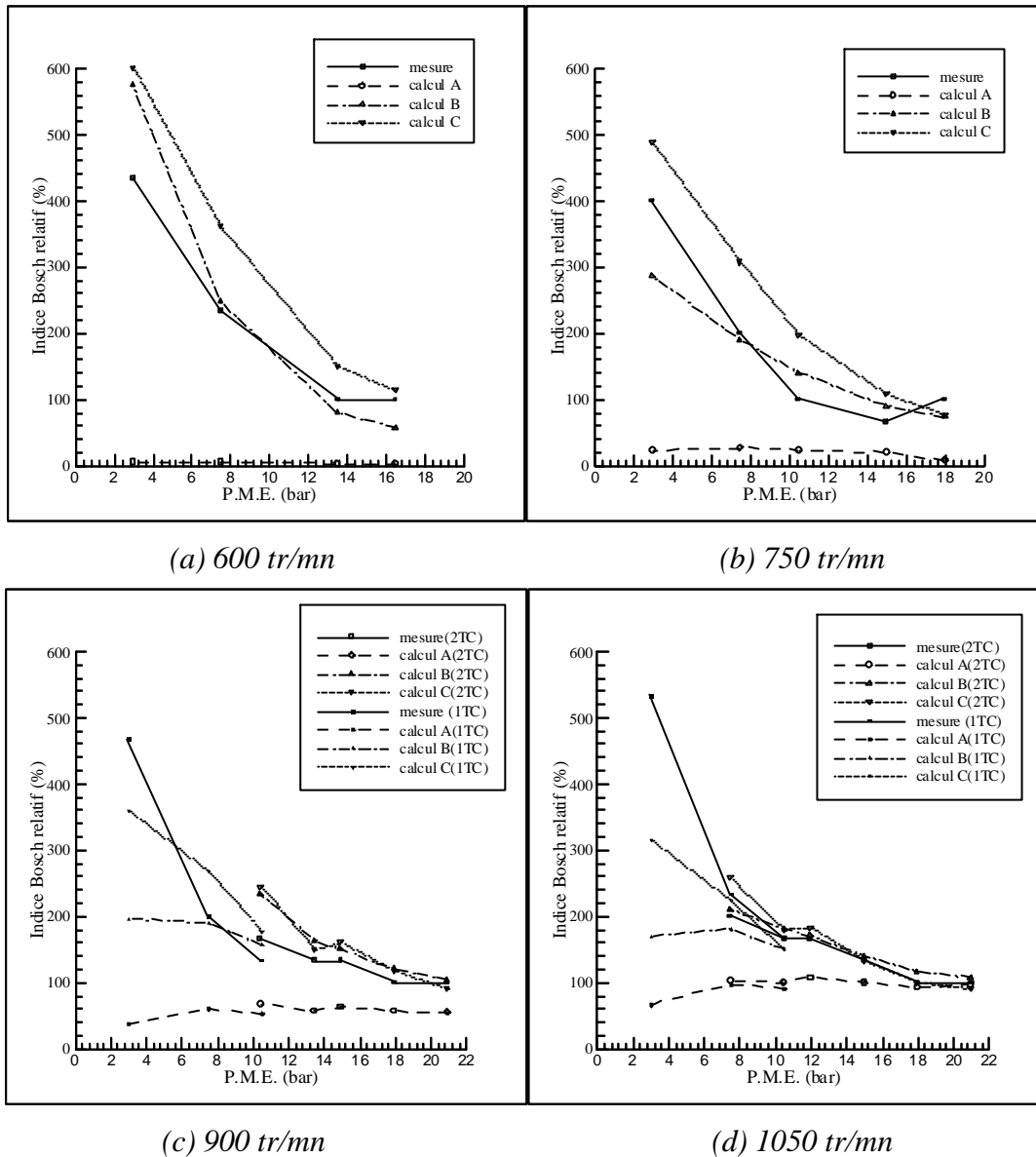
Le modèle de production de suies de Morel est d'abord testé pour le moteur PA6 STC. Les constantes du modèle de production et d'oxydation des suies sont ajustées pour atteindre un total de suies formées représentant environ 10% de la masse injectée et pour accéder à l'opacité des fumées à l'échappement au point nominal.

Des écarts importants apparaissent entre les valeurs calculées et les mesures d'opacité des fumées (Figure III.8). Le modèle de Morel, noté A, ne permet pas notamment d'observer l'augmentation importante de l'opacité aux faibles charges. Au contraire, il prévoit dans ce type de situation une diminution de l'opacité. Par ailleurs, il semble très sensible aux changements de régime moteur. Alors qu'expérimentalement, l'opacité des fumées évolue assez peu avec le régime moteur, les opacités calculées avec le modèle de Morel apparaissent très inférieures dès lors que l'on s'éloigne du régime nominal. En effet, le Modèle de Morel a été développé pour estimer les niveaux de suies au cours du cycle sans considérer les quantités résiduelles à l'échappement (une plus grande précision est alors nécessaire). De plus, les suies n'interviennent que partiellement dans l'opacité des fumées, à laquelle d'autres constituants peuvent contribuer.

Les incertitudes liées aux résultats de la simulation du moteur avec SELENDIA (déjà évoquées pour les émissions de NO<sub>x</sub> au Chapitre III.2.1.) se traduisent dans les cas les plus défavorables par des écarts de l'ordre de 30% pour les émissions polluantes. Elles sont donc insuffisantes pour justifier de tels désaccords. Deux hypothèses peuvent être à l'origine des écarts constatés:

- un calcul de suies inexact;
- une conversion erronée entre les concentrations en suies et l'opacité des fumées, notamment du fait de la non prise en compte de la fraction soluble condensée sur les particules de suies.

La résolution complète de ce point nécessite de connaître avec précision la composition des fumées, et notamment la partie solide (suies) et la fraction organique soluble pour les différents points de fonctionnement. Or ces informations ne sont malheureusement pas disponibles. En effet, l'analyse détaillée de cet aspect est souvent délaissée au profit de l'utilisation d'indices d'opacité des fumées, en raison notamment des difficultés expérimentales pour des ensembles de taille importante (voir chapitre I).



*Figure III.8.: Evolution relative de l'opacité des fumées à l'échappement (Indice Bosch) en fonction de la charge - moteur PA6STC - Comparaison des 3 modèles avec l'expérience*

Toutefois, pour tester et pour vérifier les hypothèses avancées, deux nouveaux modèles de calcul de l'opacité des fumées, notés B et C sont considérés. Les résultats sont comparés à ceux obtenus avec le modèle de Morel, noté A et aux relevés expérimentaux (figure III.8).

Le modèle noté B est un modèle classique à deux équations, pour lequel l'équation de la combustion des suies comporte un terme faisant intervenir la charge et le régime du moteur. Physiquement ce terme peut être interprété comme une représentation de la pression moyenne

d'injection dont l'évolution en fonction du régime et de la charge du moteur est qualitativement similaire à celle du terme introduit.

$$\frac{dms_f}{dt} = ksfm \frac{dm_{bd}}{dt} \frac{1}{\left(1 + 1,1 \frac{\lambda_0 \times Cst}{\lambda_0 \times Cst + 1}\right)^3} \exp\left(-\frac{Tsfm}{T_{z1}}\right) \quad (III.1.)$$

$$\frac{dms_c}{dt} = \left( Bs1 \left( \frac{Nrot}{Nrot_{nom}} \right) + Bs2 \left( \frac{PME}{PME_{nom}} \right) + Bs3 \right) \frac{ms_{cy}}{\rho_s \times \frac{4e^{-8}}{\lambda_{gl}}} \quad (III.2.)$$

$$\times \left( P_{cy} \times 1e^{-5} \times 0,23 \frac{\lambda_0 - 1}{\lambda_0} \right)^{1/2} \exp\left(-\frac{Tscm}{T_{z1}}\right)$$

Pour minimiser l'écart entre les résultats de la simulation et les relevés expérimentaux, les constantes Bs1, Bs2 et Bs3 ont été déterminées par analyse statistique des résultats (Régression linéaire).

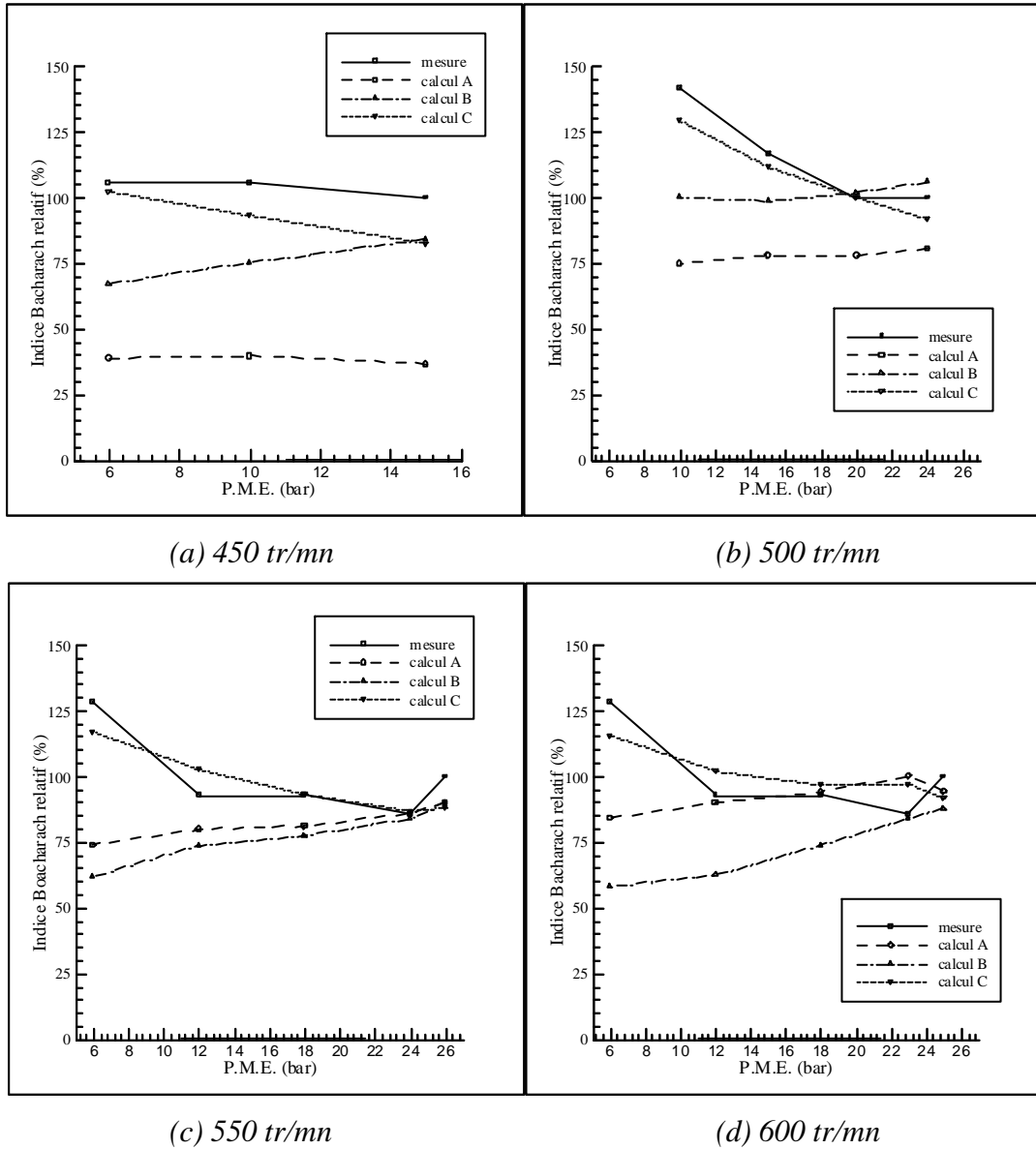
La modélisation notée C consiste à ajouter aux teneurs en suies calculées par le modèle de Morel une quantité représentant les hydrocarbures lourds condensés sur les particules. Pour les différents points de fonctionnement, cette quantité est reliée linéairement au délai d'inflammation, conformément aux observations expérimentales décrites par Heywood (1988) et Degobert (1993).

$$mHC_{cond} = (Cs1 \times \tau_{ai} + Cs2) m_{inj\_nom} \quad (III.3.)$$

Les constantes numériques de ces deux modèles ont été calibrées pour retrouver au mieux les résultats expérimentaux dans le cas du moteur PA6STC. L'accord (figure III.8) est effectivement satisfaisant tant sur le plan qualitatif que sur le plan quantitatif. Toutefois, aux faibles charges et pour les hauts régimes, il semble meilleur avec le modèle C.

Ces modèles ont également été appliqués au moteur PC2, dans le but d'élargir leur domaine d'application. Les constantes numériques des équations de combustion des suies ont été modifiées afin de retrouver la valeur expérimentale de l'opacité au point de fonctionnement nominal. La figures III.9 permettent de comparer les résultats des 3 modélisations mises en place et les relevés expérimentaux. Comme pour le moteur PA6, il est impossible de prévoir l'opacité des fumées avec le modèle de suies de Morel. Le modèle de suies modifié (B) donne également

des résultats peu satisfaisants, notamment aux faibles charges, pour lesquelles il indique une diminution de l'opacité des fumées alors que les relevés expérimentaux font apparaître une variation opposée. En revanche, le modèle C, avec prise en compte des hydrocarbures condensés, permet d'obtenir, comme pour le moteur PA6, un bon accord avec les relevés d'opacité expérimentaux. C'est pourquoi, il est retenu pour les développements ultérieurs.



*Figure III.9: Evolution relative de l'opacité des fumées à l'échappement (Indice Bacharach) en fonction de la charge - moteur PC2.6B- Comparaison des 3 modèles avec l'expérience*

### III.3.- VALIDATION DES CALCULS D'EMISSIONS AVEC LA MODELISATION MULTIZONES

Comme pour le modèle deux zones, on envisage au préalable de vérifier l'influence des différents paramètres du modèle sur les résultats, avant de réaliser la validation proprement dite. Celle ci se déroule en deux temps, puisqu'il faut en premier retrouver les valeurs expérimentales des pressions dans le cylindre pendant la combustion, puis les teneurs en polluant à l'échappement.

#### III.3.1. - Analyse de l'influence des paramètres du modèle

Le premier paramètre étudié est le nombre de zones utilisées pour le calcul. La figure III.10 rassemble les résultats obtenus pour le point de fonctionnement nominal avec le moteur PA6STC. Les émissions de NO<sub>x</sub> sont représentées en fonction du nombre de zones axiales et du nombre de zones radiales (tous les autres paramètres étant fixés, notamment les constantes caractéristiques des différents modèles). Le nombre de zones axiales est porté en abscisse; le nombre de zones radiales est un paramètre de réseau.

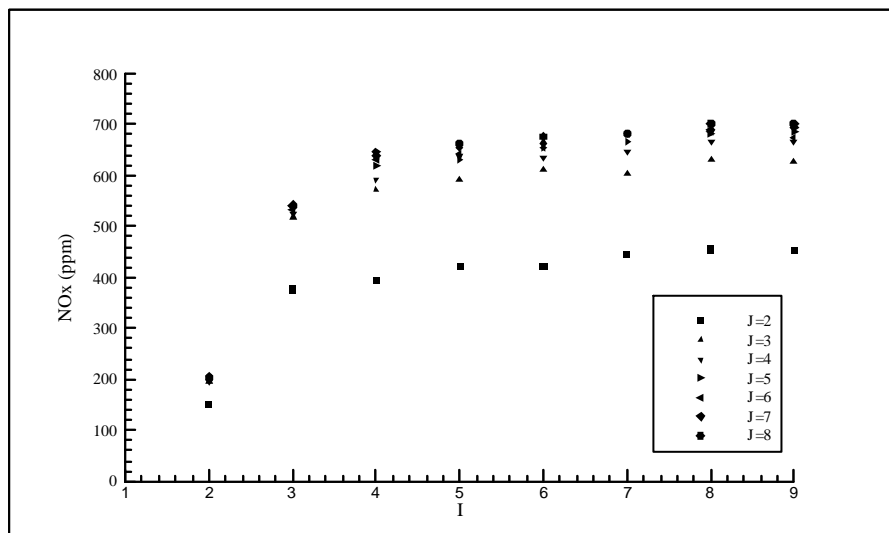


Figure III.10: Emissions de NO<sub>x</sub> calculées en fonction du nombre de zones axiales (I) et radiales (J) - Moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal

La convergence du calcul est liée à l'augmentation du nombre de zones dans une des deux directions. La convergence des calculs de la pression dans le cylindre est comparable, et même



plus rapide. Par la suite, ce constat oriente vers l'application d'un découpage (6×6), soit 36 zones qui semble garantir des résultats avec une bonne convergence, tout en limitant le temps de calcul.

Par ailleurs l'utilisation d'un algorithme de résolution à pas variable de type Adams Moulton au lieu d'un algorithme de Runge Kutta d'ordre 5 permet de diviser le temps de calcul d'un facteur 2 environ.

Les sous modèles utilisés pour représenter les différents phénomènes physiques se déroulant pendant la combustion comportent de nombreuses constantes numériques. Or aucune information expérimentale sur ces phénomènes internes au cylindre n'est disponible, seules des grandeurs de type « intégral » sont accessibles (pression dans le cylindre et émissions à l'échappement). C'est pourquoi les constantes retenues sont celles de la littérature. Cependant, il reste deux coefficients pour lesquels il n'existe pas d'indications claires:

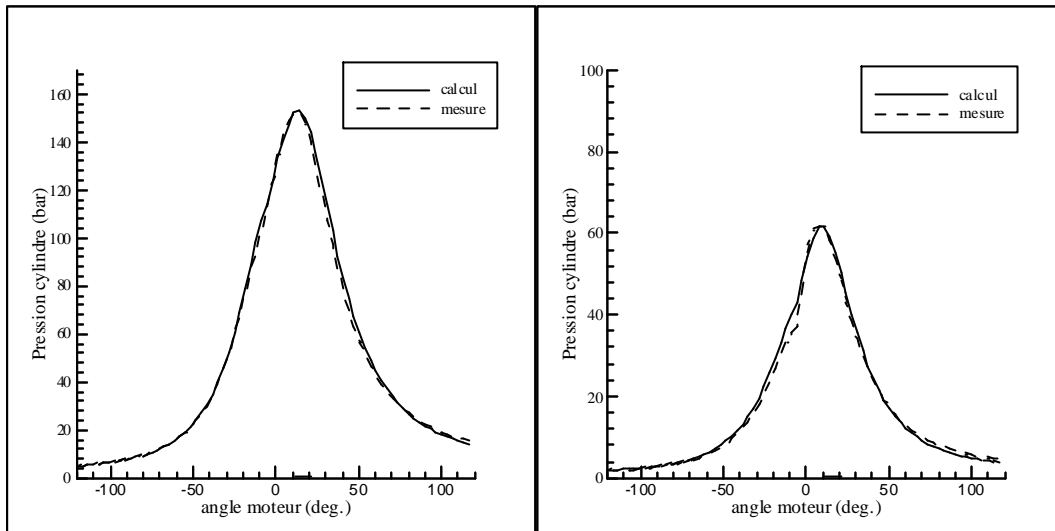
- KTI, qui permet de calculer le taux de combustion (équations II.69. et II.73.)
- C<sub>1</sub>air, qui détermine l'entraînement de l'air par le jet de carburant (équations II.64. et II.66.)

L'étude de l'influence de ces coefficients sur les résultats établit la nécessité de formuler des expressions paramétrées représentatives, présentées en annexe I, et de les introduire dans le modèle multizones.

### III.3.2. - Evaluation de la pression dans le cylindre pendant la combustion

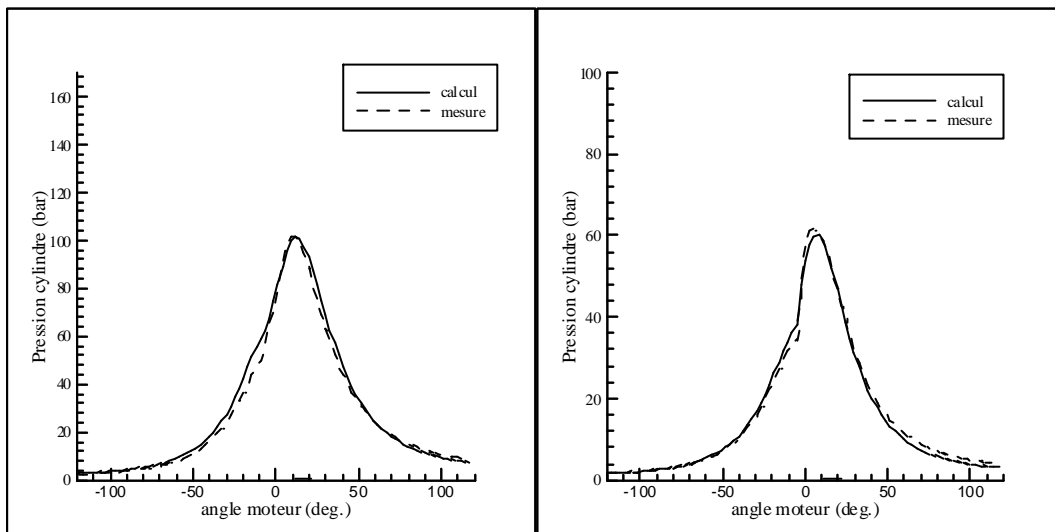
La comparaison des diagrammes de pression calculés par le modèle multizones avec les relevés expérimentaux fait apparaître un accord satisfaisant. La figure III.11 représente les résultats obtenus pour le moteur PC2, respectivement: à régime élevé et à forte charge, à régime élevé et à faible charge, à régime réduit et à forte charge, à régime réduit et à faible charge. Ces quatre modes de fonctionnement permettent d'avoir une information représentative sur l'ensemble du champ moteur et sur les différents types de combustion (pré-mélange et diffusion).

Dans tous les cas, le positionnement dans le temps des différents points remarquables des diagrammes de la pression dans le cylindre (début de la combustion, pression maximale de cycle) apparaît satisfaisant, puisque l'écart maximal entre les valeurs calculées et les mesures ne dépasse pas un à deux degrés d'angle moteur.



(a) 550 tr/mn P.M.E= 24 bar

(b) 550 tr/mn P.M.E= 6bar

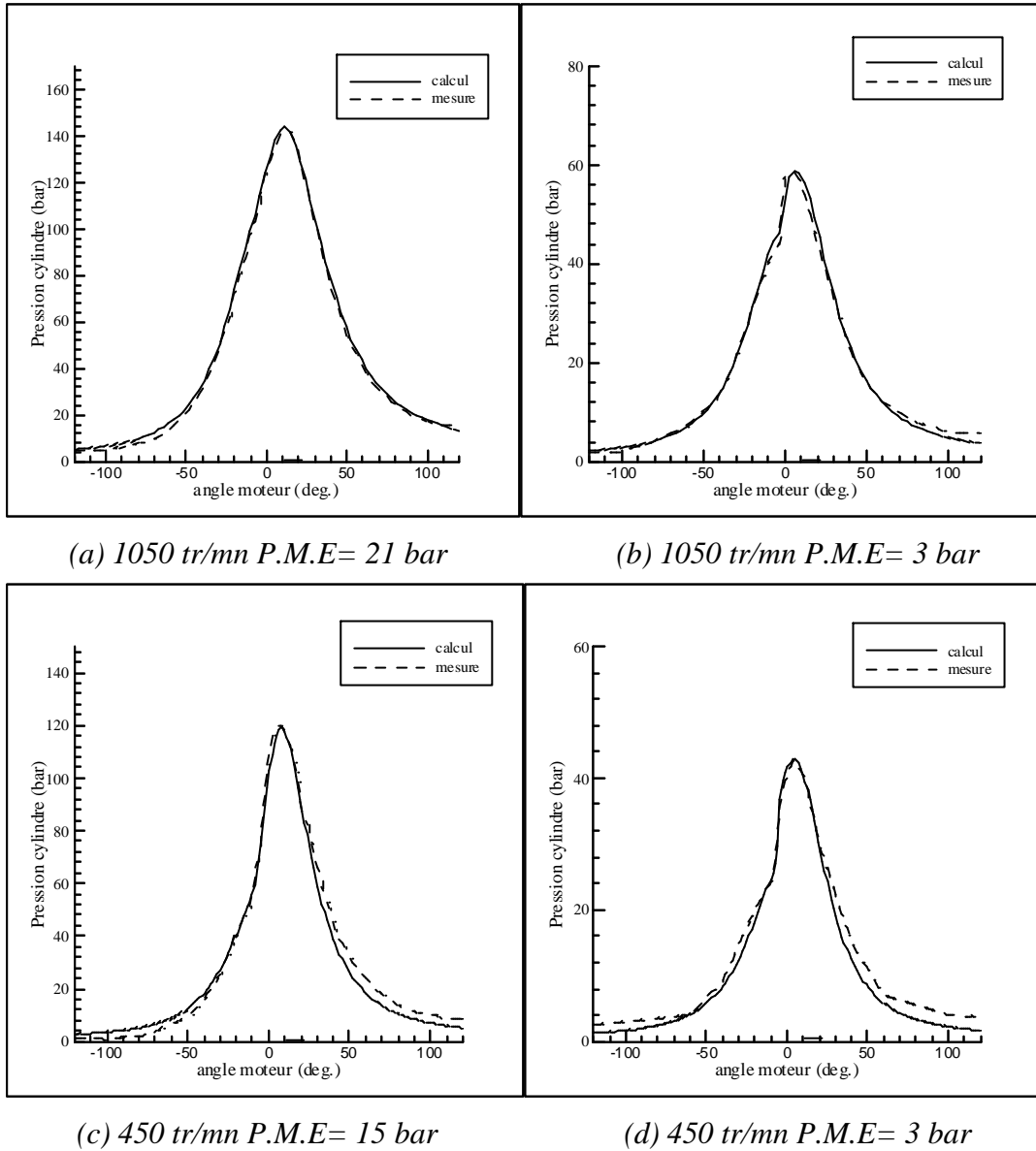


(c) 450 tr/mn P.M.E= 14.8 bar

(d) 450 tr/mn P.M.E= 6 bar

**Figure III.11:** Evaluation de la Pression dans le cylindre au cours de la combustion  
Moteur 3PC2-6B - Comparaison calcul / expérience

Par ailleurs les valeurs calculées de la pression dans le cylindre par le modèle multizones restent proches des relevés expérimentaux pendant toute la durée des phases de compression, de combustion et de détente. Les écarts maximaux observés sont de l'ordre de quelques bar, et les valeurs de pression maximale du cycle sont déterminées avec une erreur toujours inférieure à 5%. Des informations analogues sont obtenus pour le moteur PA6-STC (Figure III.12).



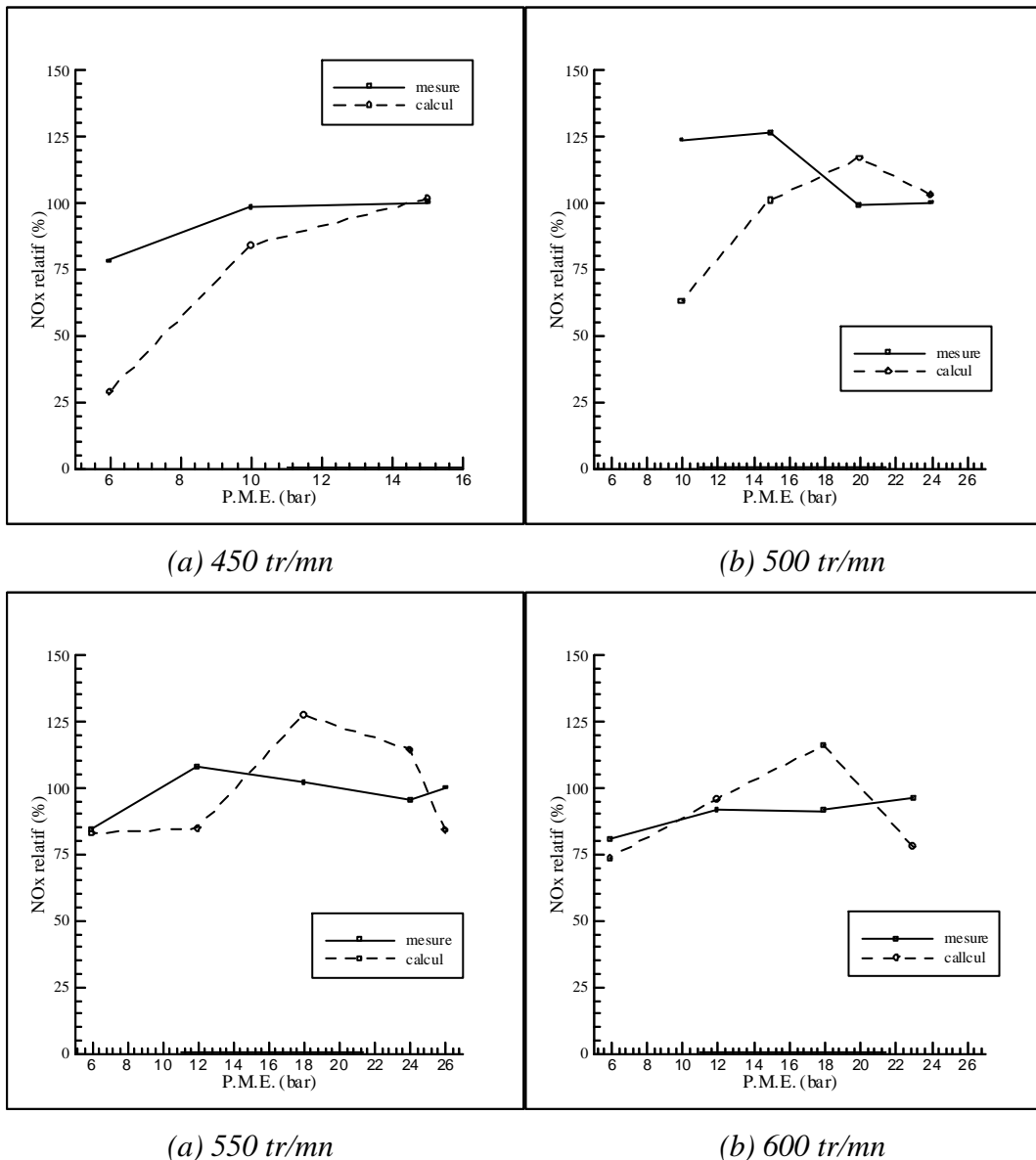
**Figure III.12:** *Evaluation de la Pression dans le cylindre au cours de la combustion*  
*Moteur12PA6 STC - Comparaison calcul / expérience*

Ces résultats, satisfaisants sur deux types de moteur, contribuent à accréditer le modèle multizones, en particulier les équations relatives au délai d'inflammation (II.70 , II.71), et aux taux de combustion de pré-mélange et de diffusion(II.72 à II.75).

En outre, les faibles écarts calcul / expérience observés sur le délai d'inflammation (écarts inférieurs à 2°AM pour une précision de la mesure de l'ordre de 1°AM) semblent indiquer une évaluation correcte de la température qui constitue le paramètre essentiel dans la détermination des émissions de NO<sub>x</sub>.

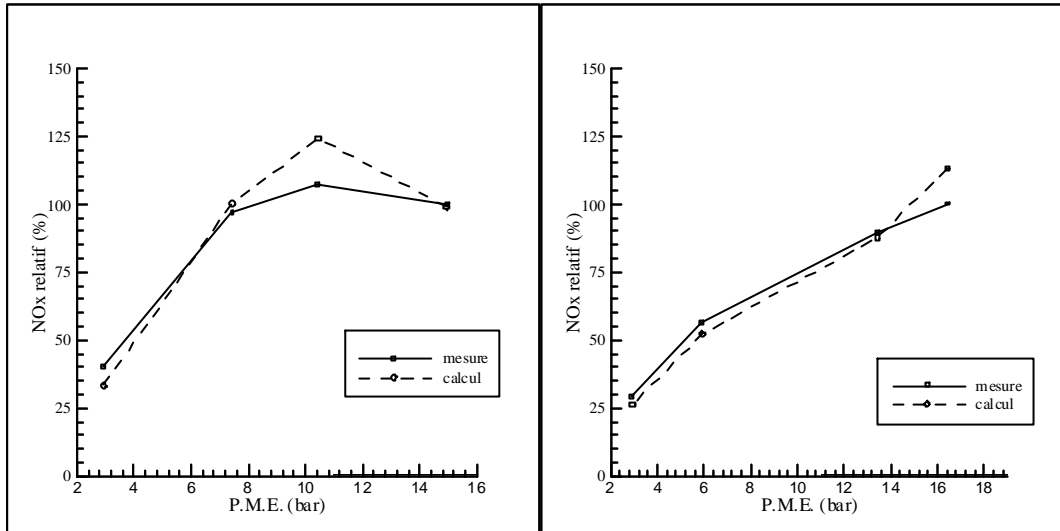
III.3.3. - Evaluation des émissions de NO<sub>x</sub>

La figure III.13 représente la comparaison des émissions de NO<sub>x</sub> calculées et mesurées avec le moteur 3PC2-6B, pour des régimes variant de 450 tr/mn à 600 tr/mn. L'évolution qualitative des émissions avec la charge est globalement satisfaisante, sauf à 500 tr/mn pour des PME inférieures à 15 bar: il s'agit d'un résultat relativement prévisible, compte tenu des réserves émises pour cet isorégime particulier lors de l'établissement des fonctions d'approximation de C1air et KTI (Annexe I).



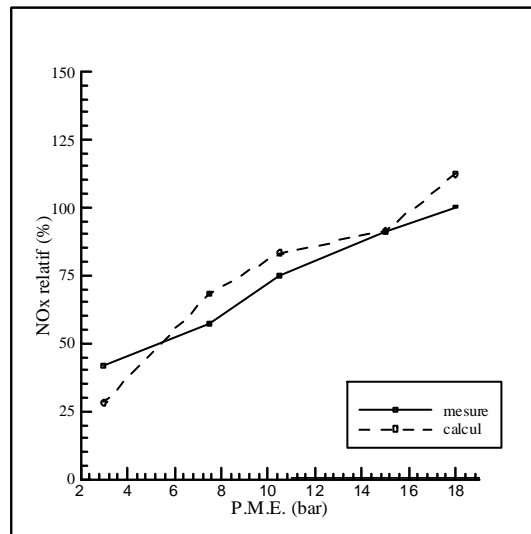
*Figure III.13: Evolution relative des concentrations volumiques en NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge - moteur 3PC2-6B - Comparaison calcul / expérience*

Sur le plan quantitatif, si l'on excepte les points à faible PME (6 bar), et les régimes limités en dessous de 500 tr/mn, l'écart entre les données calculées et les relevés expérimentaux reste dans l'ensemble inférieur à 25%.



(a) 450 tr/mn

(b) 600 tr/mn

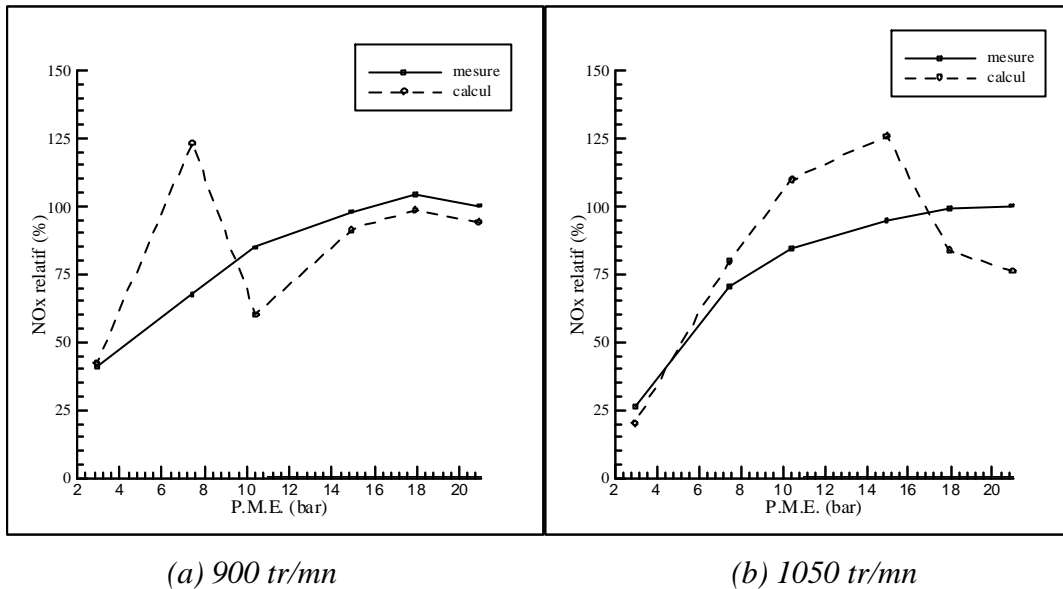


(c) 750 tr/mn

*Figure III.14 : Evolution relative des concentrations volumiques de NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge - moteur 12PA6-STC avec un seul turbocompresseur en service - Comparaison calcul / expérience*

Les figures III.14 et III.15 représentent les résultats obtenus pour le moteur PA6-STC. L'accord des valeurs calculées par le modèle multizones avec les relevés expérimentaux est très satisfaisant pour les régimes de 450 tr/mn à 750 tr/mn pour lesquels un seul turbocompresseur est en service

(figure III.14). L'évolution des émissions en fonction de la charge est alors fidèlement restituée et, sur le plan quantitatif, les écarts entre les calculs et les mesures sont généralement de l'ordre de 5 à 10%, et n'excèdent jamais 25%.

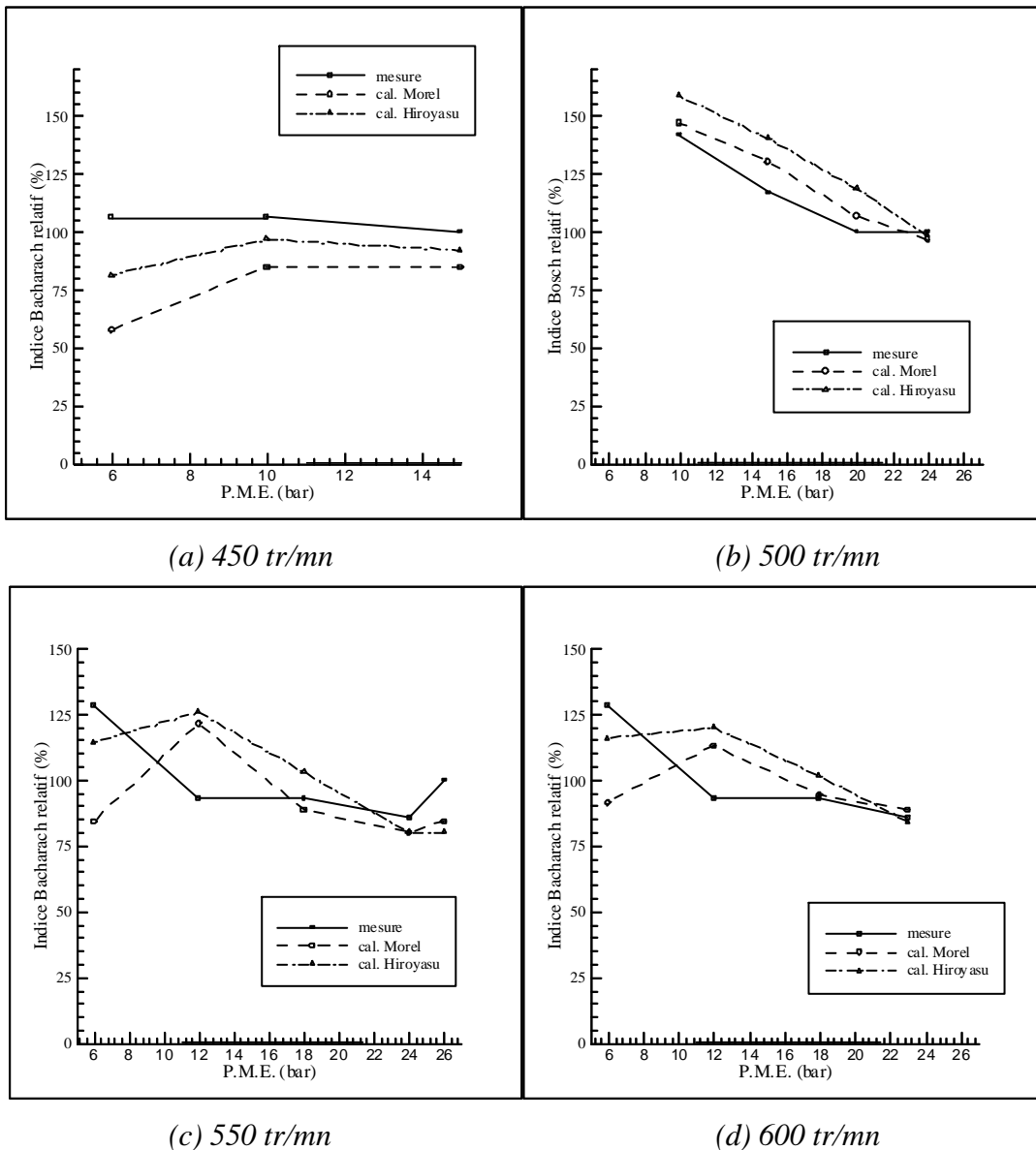


*Figure III.15 : Evolution relative des concentrations volumiques en NO<sub>x</sub> à l'échappement en fonction de la charge - moteur 12PA6-STC avec un ou deux turbocompresseurs en service - Comparaison calcul / expérience*

En revanche, pour les régimes de 900 tr/mn et 1050 tr/mn (figure III.15), si l'évolution générale est globalement restituée, il existe des écarts importants, notamment pour les points de fonctionnement avec deux turbocompresseurs en service à 1050 tr/mn (PME comprise entre 15 bar et 21 bar) et pour les points de fonctionnement avec un turbocompresseur en service à 900 tr/mn (PME inférieures à 10,5 bar). Ces écarts tendent à confirmer la remarque émise lors de l'établissement des fonctions d'approximation (voir Annexe I). Il semble en effet que le mode de suralimentation (un ou deux turbocompresseur(s) en service ) influe sur les valeurs des variables C<sub>1air</sub> et K<sub>TI</sub> et par conséquent, qu'il faille effectivement distinguer les deux modes de suralimentation lors de l'établissement des fonctions d'approximation. Techniquement, on peut expliquer cette influence par des niveaux de pression de suralimentation et d'excès d'air différents pouvant intervenir sur l'entraînement de l'air et sur le taux de combustion.

III.3.4. - Evaluation de l'opacité des fumées

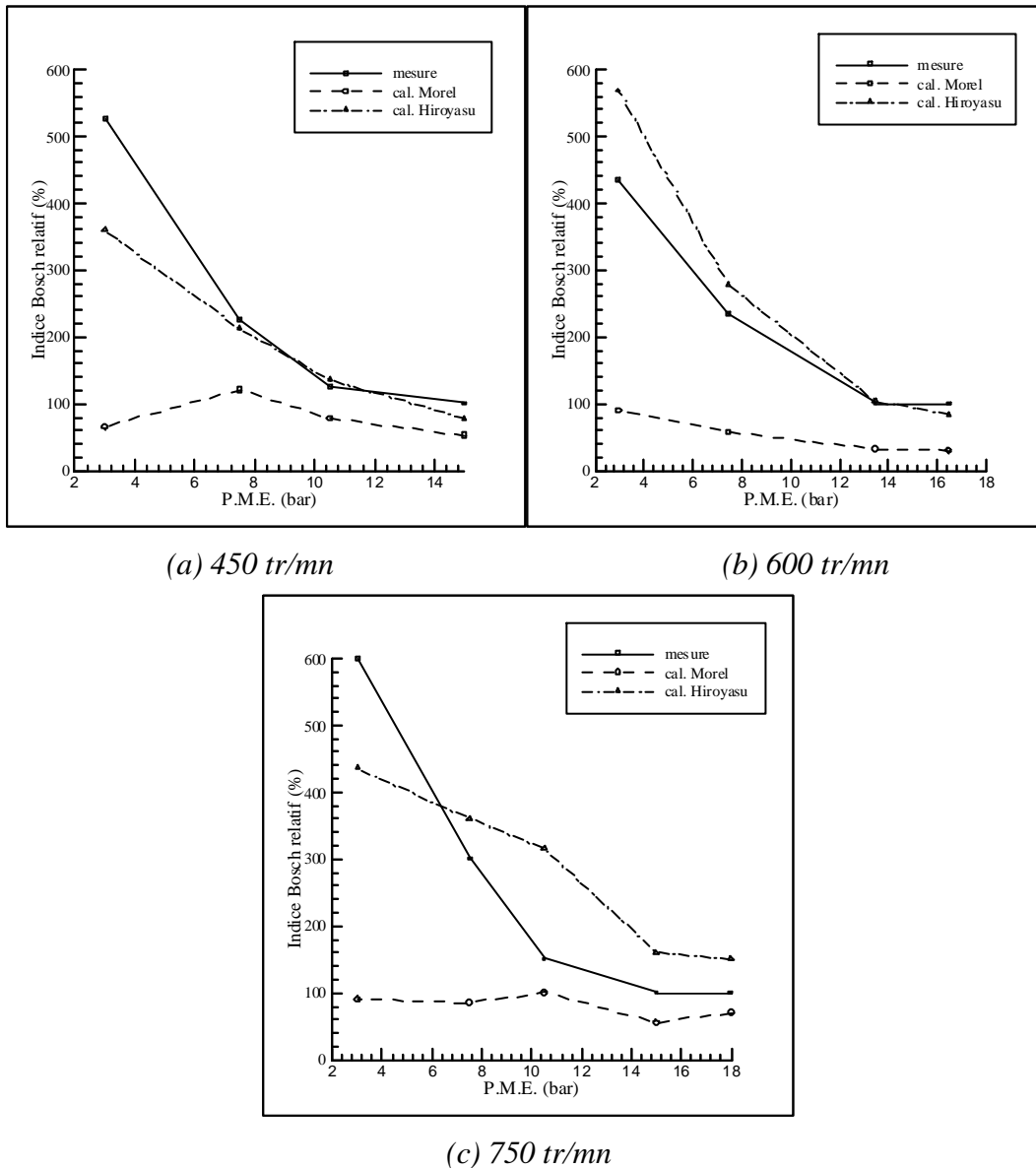
La figure III.16 représente l'évolution de l'opacité des fumées en fonction de la charge pour différents régimes, avec le moteur 3PC2-6B. Les relevés expérimentaux sont comparés avec les résultats du modèle multizones obtenus avec le modèle de suies de Morel et al. (1987) (Equations II.86. et II.87.) et avec le modèle de Hiroyasu et al. (1983) (Equations II.88. et II.89.).



**Figure III.16 :** Evolution relative de l'opacité des fumées à l'échappement (Indice Bacharach) en fonction de la charge - moteur 3PC2-6B - Comparaison calcul / expérience

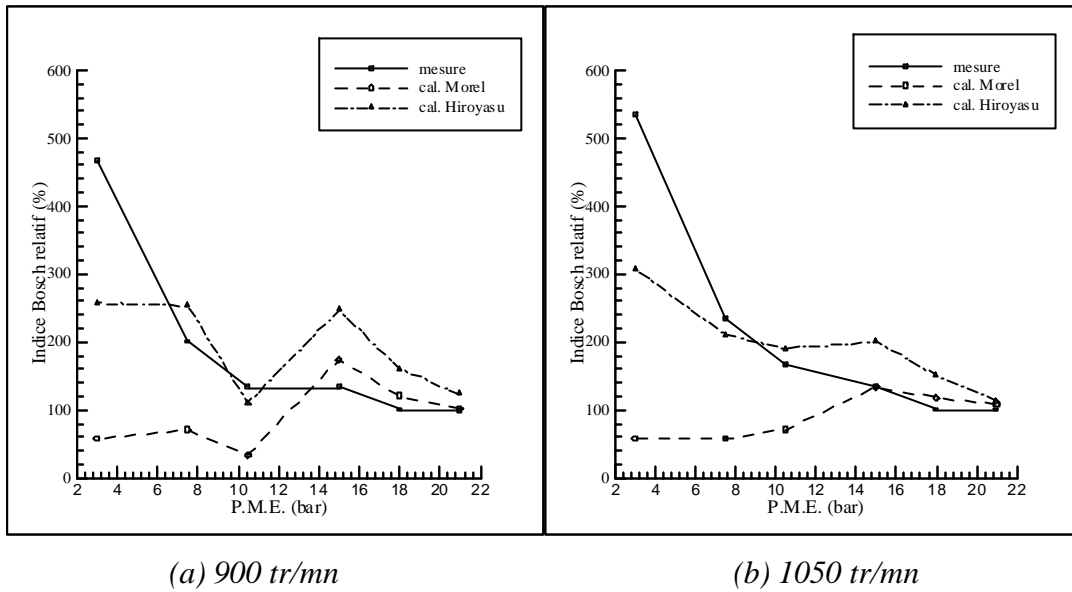
Les tendances générales sont globalement bien respectées par les deux modèles. Au niveau quantitatif, le modèle de Hiroyasu permet d'obtenir des écarts plus resserrés (généralement inférieurs à 30%) avec les mesures, notamment pour les faibles régimes (inférieurs à 450 tr/mn) et pour les faibles PME (inférieures à 10 bar).

Les figures III.17 et III.18 concernent la même comparaison effectuée sur le moteur 12PA6-STC.



*Figure III.17 : Evolution relative de l'opacité des fumées à l'échappement (Indice Bosch) en fonction de la charge - moteur 12PA6STC avec un seul turbocompresseur en service  
Comparaison calcul / expérience*





*Figure III.18 : Evolution relative de l'opacité des fumées à l'échappement (Indice Bosch) en fonction de la charge - moteur 12PA6STC avec un ou deux turbocompresseurs en service - Comparaison calcul / expérience*

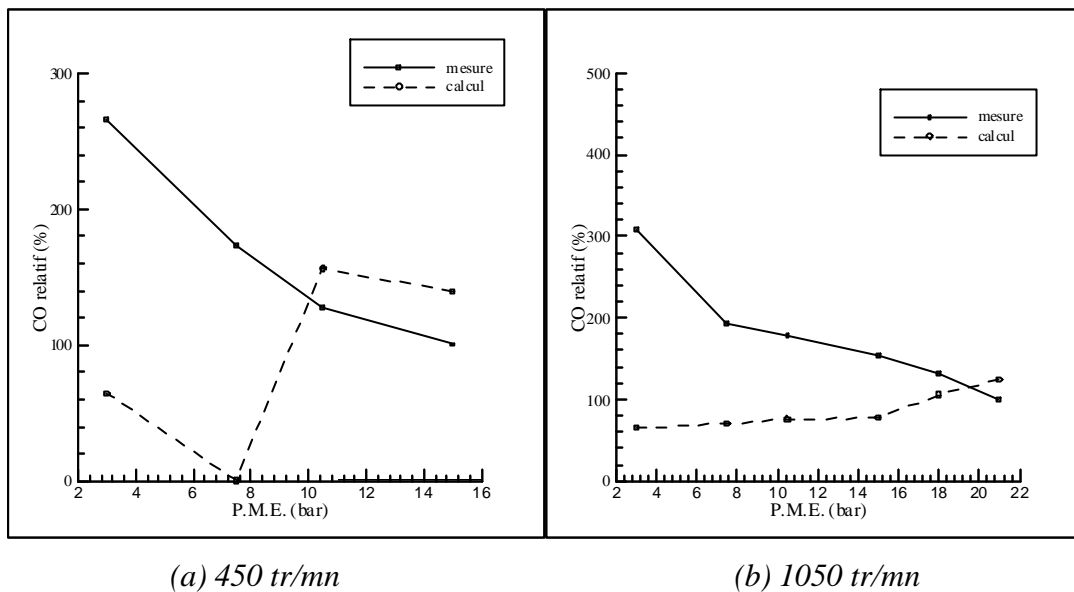
Dans ce cas, les lacunes du modèle de Morel apparaissent clairement, puisque des écarts très importants avec les relevés expérimentaux sont observés pour les PME inférieures à 12 bar. En revanche, le modèle de Hiroyasu permet comme pour le moteur PC2, d'obtenir des résultats satisfaisants, avec des évolutions respectées et des écarts quantitatifs acceptables. Les écarts les plus importants sont obtenus pour les régimes de 900 tr/mn et 1050 tr/mn (figure III.18), et peuvent être attribués, au moins pour partie, à la non prise en compte du mode de suralimentation lors de l'établissement des fonctions d'approximation.

Finalement, le modèle de Hiroyasu donne des résultats satisfaisants, il est retenu pour la suite de l'étude.

### III.3.5. - Evaluation des émissions de CO

Seul le moteur PA6STC a fait l'objet de mesures de concentrations en CO à l'échappement. La figures III.19 illustre la comparaison de ces relevés avec les calculs issus du modèle multizones avec les équations de Bazari (1993). Pour les régimes étudiés (450 tr/mn et 1050 tr/mn) ce modèle est incapable de prédire correctement les évolutions fournies par

l'expérience, notamment l'augmentation importante des teneurs en CO constatée aux faibles charges.

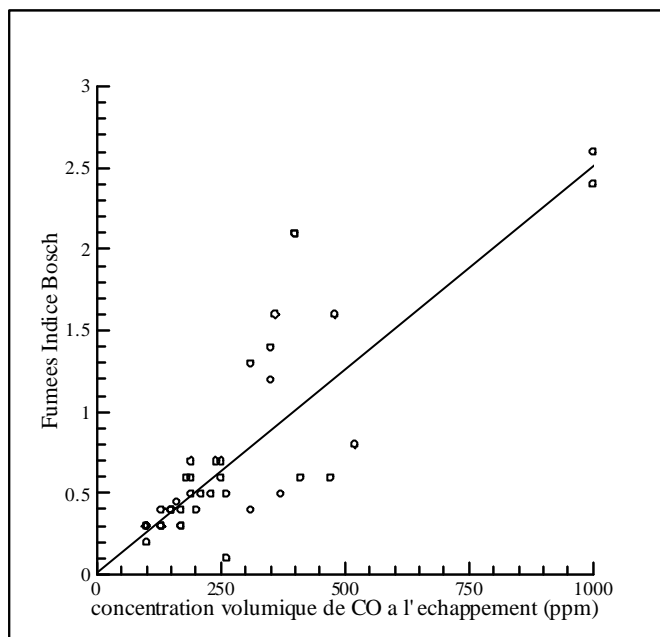


*Figure III.19 : Evolution relative des concentrations volumiques en CO à l'échappement en fonction de la charge - moteur 12PA6-STC  
Comparaison calcul / expérience*

Des résultats semblables sont obtenus pour les autres régimes étudiés. En revanche, les résultats satisfaisants relatifs aux NO<sub>x</sub> (pour lesquels le modèle de production de Zeldovitch est largement validé) accréditent la capacité du modèle multizones à prévoir et à discriminer l'évolution des richesses et des températures au cours du cycle. Il semble par conséquent que le modèle de production du CO retenu [Bazari93] doive être remis en cause.

Les résultats expérimentaux font apparaître, pour le moteur étudié, une corrélation forte entre le niveau de fumées et le niveau de CO (figure III.20), que l'on peut attribuer aux causes communes aux deux polluants (manque d'oxygène, température trop faibles pour l'oxydation). Ainsi, pour décrire la formation du CO, l'utilisation d'une formulation dérivée de celles utilisées pour les suies laisse espérer de meilleurs résultats.

Cependant, compte tenu de l'importance mineure du CO pour les moteurs Diesel semi-rapides (faibles niveaux d'émissions, pas de limitation par l'IMO), le calcul de ce polluant n'est pas envisagé par la suite.



*Figure III.20: Corrélation expérimentale entre les émissions de CO à l'échappement (en ppm volumique) et le niveau de fumée Indice Bosch*

*Parmi les informations et les acquis de ce chapitre on peut retenir les points suivants:*

*- le modèle deux-zones permet de retrouver avec un accord globalement satisfaisant les émissions de  $NO_x$  à l'échappement pour les deux types de moteurs Diesel étudiés. Quelques lacunes sont cependant apparues pour les très faibles PME (une solution a été proposée, utilisant une nouvelle formulation du paramètre  $A^*$ ) et pour les fortes PME à régime réduit (la modélisation du dégagement apparent de chaleur employée semble alors moins précise).*

*Le modèle d'évaluation des teneurs en suies utilisé initialement [Morel et al.87] s'est révélé incapable de prédire correctement les niveaux de fumées à l'échappement. Une formulation modifiée conduit à des résultats satisfaisants, mais les hypothèses émises doivent être confirmées par une analyse expérimentale détaillée des particules présentes à l'échappement.*

*- le modèle multizones nécessite une évaluation du taux d'entraînement de l'air par le jet de carburant et du taux de mélange de l'air et du carburant, pour les différents points de fonctionnement. Une formulation est proposée à partir des paramètres de Smith et al. (1997) (Régime de rotation du moteur et énergie cinétique moyenne du jet de carburant).*

*Ce modèle permet de retrouver de manière satisfaisante les diagrammes d'évolution de la pression dans le cylindre pendant la combustion, quels que soient les points de fonctionnement considérés, pour les deux moteurs étudiés.*

*Les évolutions des concentrations en  $NO_x$  à l'échappement, en fonction du régime et de la charge sont également correctement restituées. Sur le plan quantitatif, les écarts observés sont acceptables, et comparables à ceux présentés dans la littérature.*

*Des résultats analogues sont obtenus pour les fumées, avec le modèle d'évaluation des suies de Hiroyasu. En revanche le modèle de Morel, conduit à des évolutions erronées dans certaines conditions de fonctionnement (faibles charges notamment).*

*Enfin, le modèle utilisé pour le CO ne permet pas de retrouver les quantités relevées expérimentalement. Toutefois, étant donné le peu d'informations recensées au sujet de ce polluant qui ne constitue pas un problème majeur dans le cas des moteurs Diesel étudiés, aucun développement supplémentaire le concernant n'est entrepris.*

*La validation étendue des calculs de  $NO_x$  et d'opacité des fumées sur l'ensemble du domaine de fonctionnement, pour deux types de moteur Diesel semi-rapides, constitue une avancée par rapport aux travaux existants dans la mesure où elle accroît de manière significative le degré de confiance vis à vis des modèles développés et où elle permet de valider les modifications envisagées pour prendre en compte les spécificités des moteurs étudiés.*

## CHAPITRE IV: EVALUATION DES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS POLLUANTES EN FONCTIONNEMENT STATIONNAIRE

---

IV.1. - ETUDE D'UN MOTEUR 3PC2-6B A ÉMISSIONS DE NO <sub>x</sub> REDUITES - COMPARAISON CALCUL / EXPERIENCE	124
IV.1.1. - Etude de modifications élémentaires	124
IV.1.1.1. - Variation du diamètre des trous de l'injecteur	124
IV.1.1.2. - Variation de l'avance à l'injection	126
IV.1.1.3. - Variation de la section de la turbine de suralimentation	128
IV.1.1.4. - Variation du rapport volumétrique	129
IV.1.2. - Etude du moteur 3PC2-6B à faible émission de NO <sub>x</sub> : récapitulatif	131
IV.2. - ETUDE PAR SIMULATION DE QUELQUES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS EN FONCTIONNEMENT STATIONNAIRE - APPLICATION A LA PROPULSION NAVALE	135
IV.2.1. - Evaluation des émissions des moteurs 12PA6-STC et 3PC2-6B suivant la norme ISO8178	135
IV.2.2. - Etude de l'avance à l'injection	138
IV.2.3. - Etude de la température de l'air d'admission	143
IV.2.4. - Etude du recyclage des gaz d'échappement (E.G.R.)	150
IV.2.5. - Etude de l'injection d'eau	157



*L'objectif de ce chapitre est d'évaluer, par le biais de la simulation, les principales techniques de dépollution à la source utilisées sur les moteurs Diesel.*

*La confrontation des résultats obtenus par les modèles d'évaluation des émissions polluantes deux-zones et multizones avec les relevés expérimentaux a été jugée satisfaisante dans le cas des moteurs non modifiés. Il convient alors de vérifier l'aptitude de ces modèles à prendre en compte les différents moyens de réduction des émissions à la source. Le moteur prototype 3PC2-6B est utilisé pour tenter de confirmer les logiciels développés en présence de systèmes de dépollution des moteurs à la source.*

*Quatre des principaux moyens de réduction des émissions à la source (diminution de l'avance à l'injection, diminution de la température de l'air d'admission, recyclage des gaz d'échappement et injection d'eau), font ensuite l'objet d'une étude détaillée.*

*Une analyse critique est conduite sur deux moteurs semi-rapides déjà étudiés dans le chapitre précédent (moteurs 12PA6-STC et 3PC2-6B) pour des régimes stabilisés.*

*L'accent est mis sur l'évolution des émissions ( $\text{NO}_x$  et niveau de fumée) mais également sur les conséquences des techniques de limitation de la pollution sur le fonctionnement du moteur et sur celui du système de suralimentation, notamment en terme de rendement et de limites d'exploitation.*

*Enfin, dans le cadre de la propulsion navale, les niveaux d'émission obtenus sont comparés aux niveaux autorisés par la réglementation IMO.*

## IV.1. - ETUDE D'UN MOTEUR 3PC2-6B A ÉMISSIONS DE NO<sub>x</sub> REDUITES - COMPARAISON CALCUL / EXPERIENCE

Cette partie de l'étude a pour objet de vérifier l'aptitude du logiciel à prendre en compte des changements sur certains paramètres de fonctionnement des moteurs et sur certains moyens de réduction des émissions polluantes. Il s'agit notamment de considérer des modifications relatives:

- au diamètre des trous de l'injecteur
- à l'avance à l'injection
- à l'adaptation de la suralimentation
- au rapport volumétrique

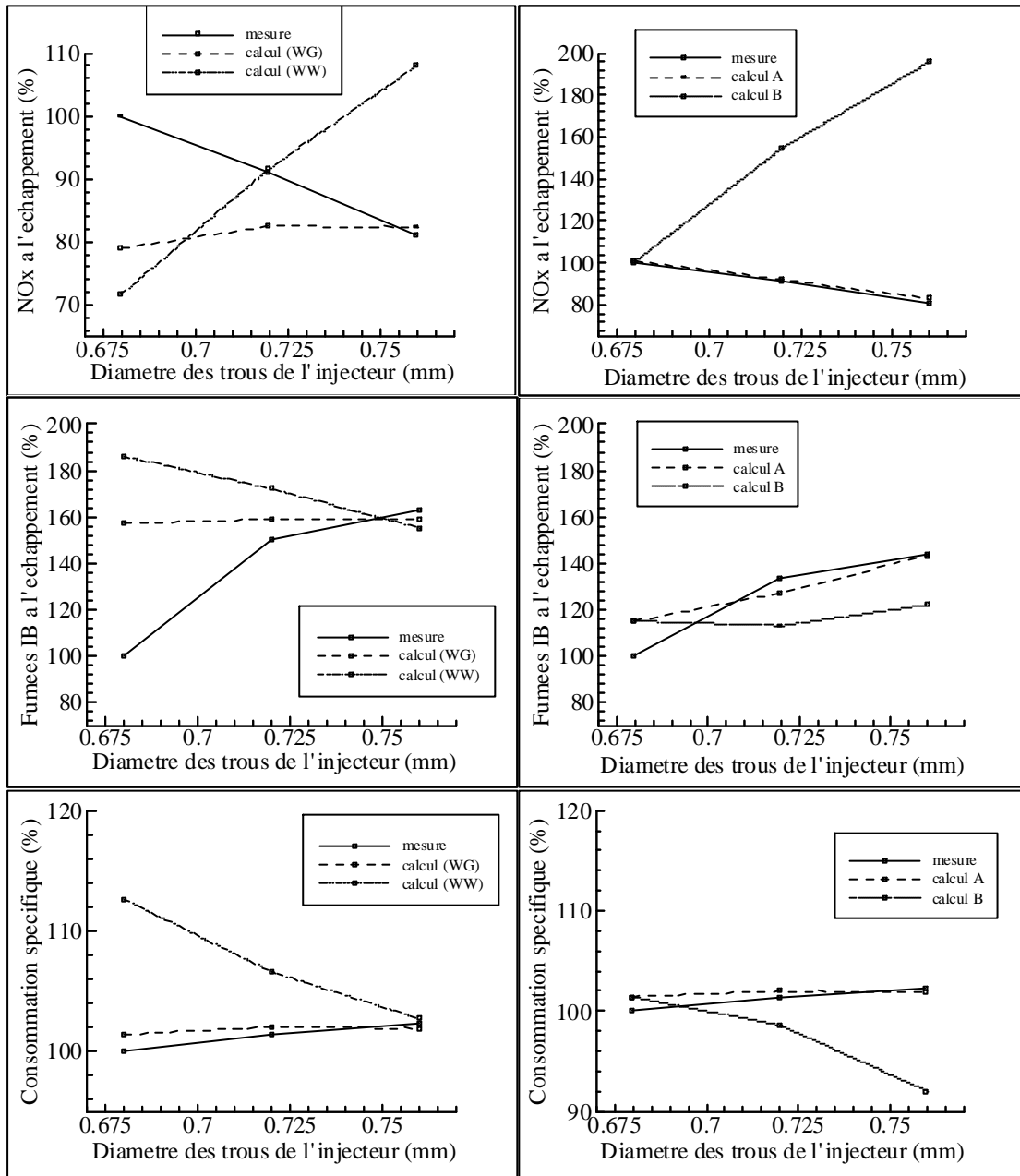
### IV.1.1. - Etude de modifications élémentaires

#### IV.1.1.1. - Variation du diamètre des trous de l'injecteur

La figure IV.1a représente les évolutions relatives (exprimées en pour-cent) de la concentration volumique en NO<sub>x</sub> et de l'opacité des fumées (Indice Bacharach) à l'échappement obtenues avec le modèle deux zones et comparées aux relevés expérimentaux. Les deux expressions du dégagement apparent de chaleur utilisées sont celles de Wiebe Gaudart notée WG et de Whitehouse et Way notée WW. L'évolution de la consommation spécifique est également représentée.

Le calcul fournissant des tendances opposées à celles observées expérimentalement, le modèle deux zones apparaît incapable de prévoir l'évolution des émissions polluantes (NO<sub>x</sub>, fumées) en fonction du diamètre des trous des injecteurs. L'utilisation de la méthode de Whitehouse et Way pour calculer la loi de dégagement apparent de chaleur ne permet pas d'amélioration. L'analyse des diagrammes de pression et des consommations spécifiques calculées montre l'incapacité des modèles de dégagement apparent de chaleur (lois de Wiebe Gaudart et méthode de Whitehouse et Way) à prendre en compte de manière satisfaisante une variation du diamètre des trous de l'injecteur et par la suite d'évaluer correctement l'évolution des émissions polluantes.





(a) modèle deux-zones

(b) modèle multizones

*Figure IV.1: Evolution relative (en %), de la concentration volumique en NO<sub>x</sub> et de l'opacité des fumées (Indice Bacharach) à l'échappement ainsi que de la consommation spécifique en fonction du diamètre des trous de l'injecteur*

*Comparaison calcul / expérience*

La figure IV.1b rassemble les résultats obtenus avec le modèle multizones. Dans le premier calcul (noté B), les coefficients KTI et C1air qui permettent de déterminer l'entraînement de l'air et le taux de mélange avec le carburant (voir chapitre II et Annexe I), sont maintenus constants. On

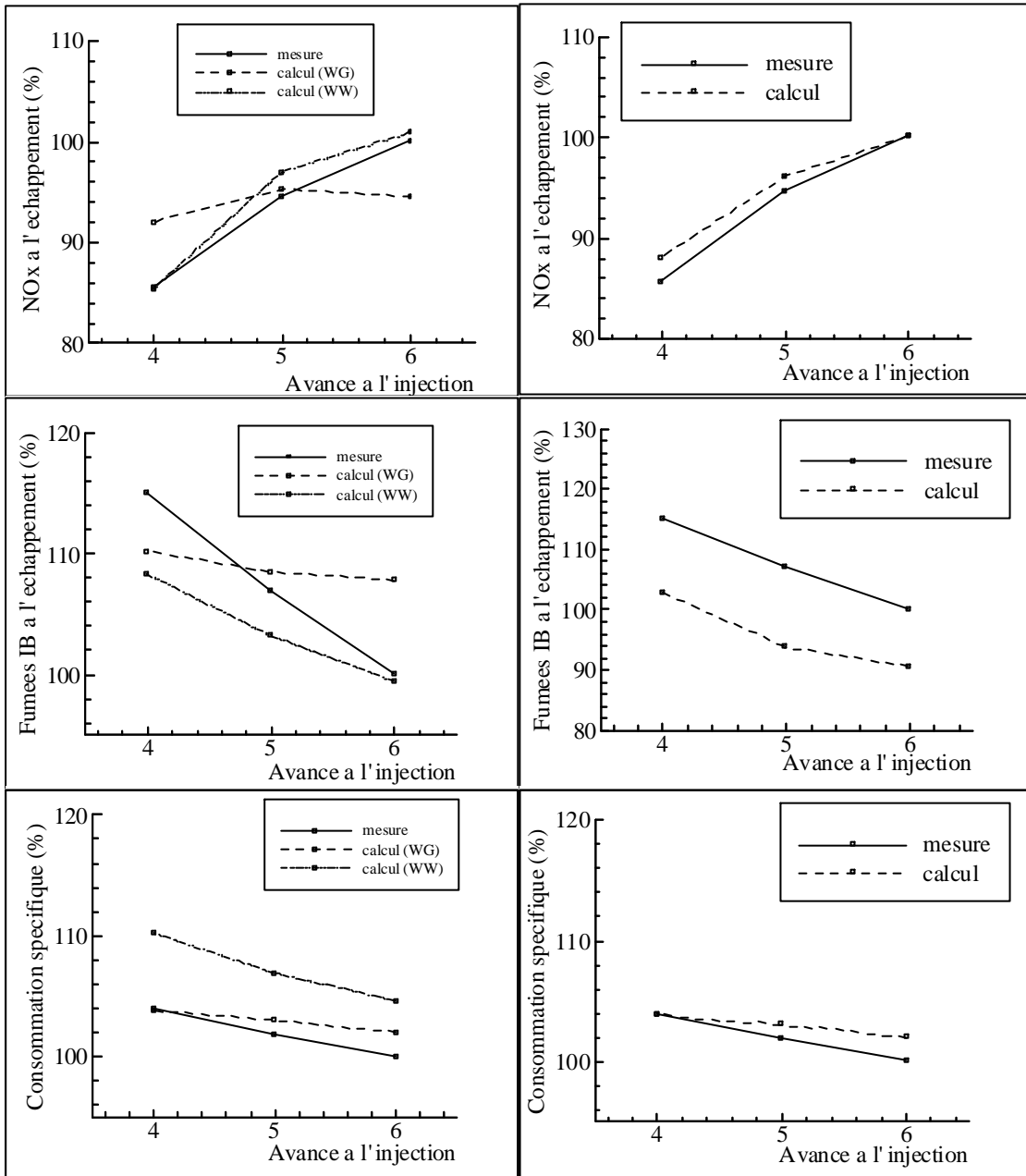
constate alors une prédiction erronée des émissions de  $\text{NO}_x$  (ainsi que de la consommation spécifique) avec des évolutions inverses de celles observées expérimentalement. En revanche, une adaptation du coefficient KTI en fonction du diamètre permet de retrouver les tendances expérimentales, pour les émissions de  $\text{NO}_x$ , pour l'opacité des fumées et pour la consommation spécifique (calcul noté A). Cette évolution du coefficient KTI en fonction du diamètre des trous de l'injecteur est normale, car la taille et la forme (profil, rugosité, coefficient de décharge) des orifices ont un impact sur la formation du jet de carburant. Le sens de variation est conforme aux observations mentionnées dans la littérature: KTI diminue lorsque le diamètre des trous augmente, c'est à dire pour un taux de mélange réduit. La concentration locale en oxygène est légèrement inférieure et par voie de conséquence les émissions de  $\text{NO}_x$  sont moins importantes, tandis que le niveau des fumées augmente.

La mise en évidence de l'influence des mécanismes de mélange air/carburant sur les valeurs d'émissions lors des changements du diamètre des trous de l'injecteur explique également l'échec du modèle deux zones dans ce cas (en effet, les lois de dégagement apparent de chaleur utilisées ne prennent pas en compte ces mécanismes de manière explicite).

#### IV.1.1.2. - Variation de l'avance à l'injection

La figure IV.2a représente les évolutions de la concentration volumique en  $\text{NO}_x$ , ainsi que celles de l'opacité des fumées et de la consommation spécifique correspondantes, calculées avec le modèle deux zones. Les résultats obtenus montrent que ce modèle est en mesure de suivre l'influence de l'avance à l'injection sur le fonctionnement du moteur en même temps que les niveaux d'émissions. La diminution de l'avance se traduit par un abaissement de la température moyenne du cycle à l'origine d'une diminution des émissions de  $\text{NO}_x$  d'environ 20%, mais également d'une dégradation de la consommation spécifique de quelques pour-cent et d'une hausse de l'opacité des fumées d'environ 50%. L'utilisation des lois de Wiebe/Gaudart conduit à un écart assez important par rapport aux relevés expérimentaux, alors que les équations de Whitehouse et Way permettent un accord plus satisfaisant. Toutefois, étant donné la faible ampleur des variations (de l'ordre des incertitudes expérimentales), ce point requiert encore une confirmation.

La figure IV.2b rassemble les résultats issus du modèle multizones. L'accord calcul / expérience est bon (écarts relatifs inférieurs à 5% pour le niveau de  $\text{NO}_x$  et pour la consommation spécifique). Cependant les variations observées sont faibles et il apparaît indispensable de vérifier l'accord pour des évolutions plus importantes.



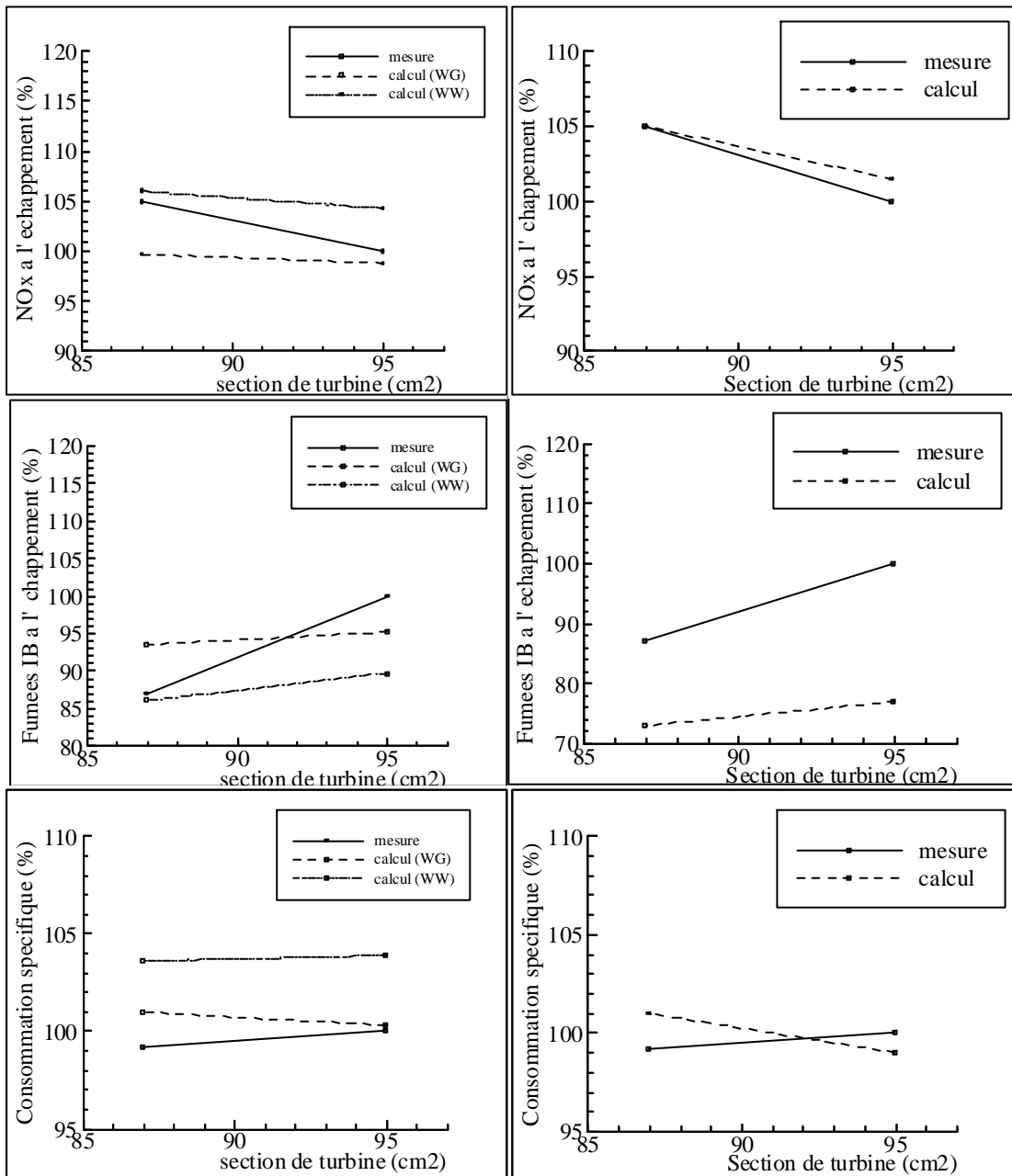
(a) modèle deux-zones

(b) modèle multizones

*Figure IV.2: Evolution relative (en %), de la concentration volumique en NO<sub>x</sub> et de l'opacité des fumées (Indice Bacharach) à l'échappement ainsi que de la consommation spécifique en fonction de l'avance à l'injection*

*Comparaison calcul / expérience*

IV.1.1.3. - Variation de la section de la turbine de suralimentation



(a) modèle deux-zones

(b) modèle multizones

*Figure IV.3 : Evolution relative (en %), de la concentration volumique en NO<sub>x</sub> et de l'opacité des fumées (Indice Bacharach) à l'échappement ainsi que de la consommation spécifique en fonction de la section de la turbine de suralimentation*

*Comparaison calcul / expérience*

Au point de fonctionnement étudié, la diminution de la section de la turbine a relativement peu d'influence sur le comportement du moteur, la principale conséquence est l'augmentation de l'excès d'air d'environ 10 %. Les relevés expérimentaux révèlent une très légère diminution des émissions de  $\text{NO}_x$  (environ 5%, que l'on peut attribuer à une diminution de la température moyenne du cycle), une légère augmentation du niveau des fumées et l'absence de variation significative de la consommation spécifique.

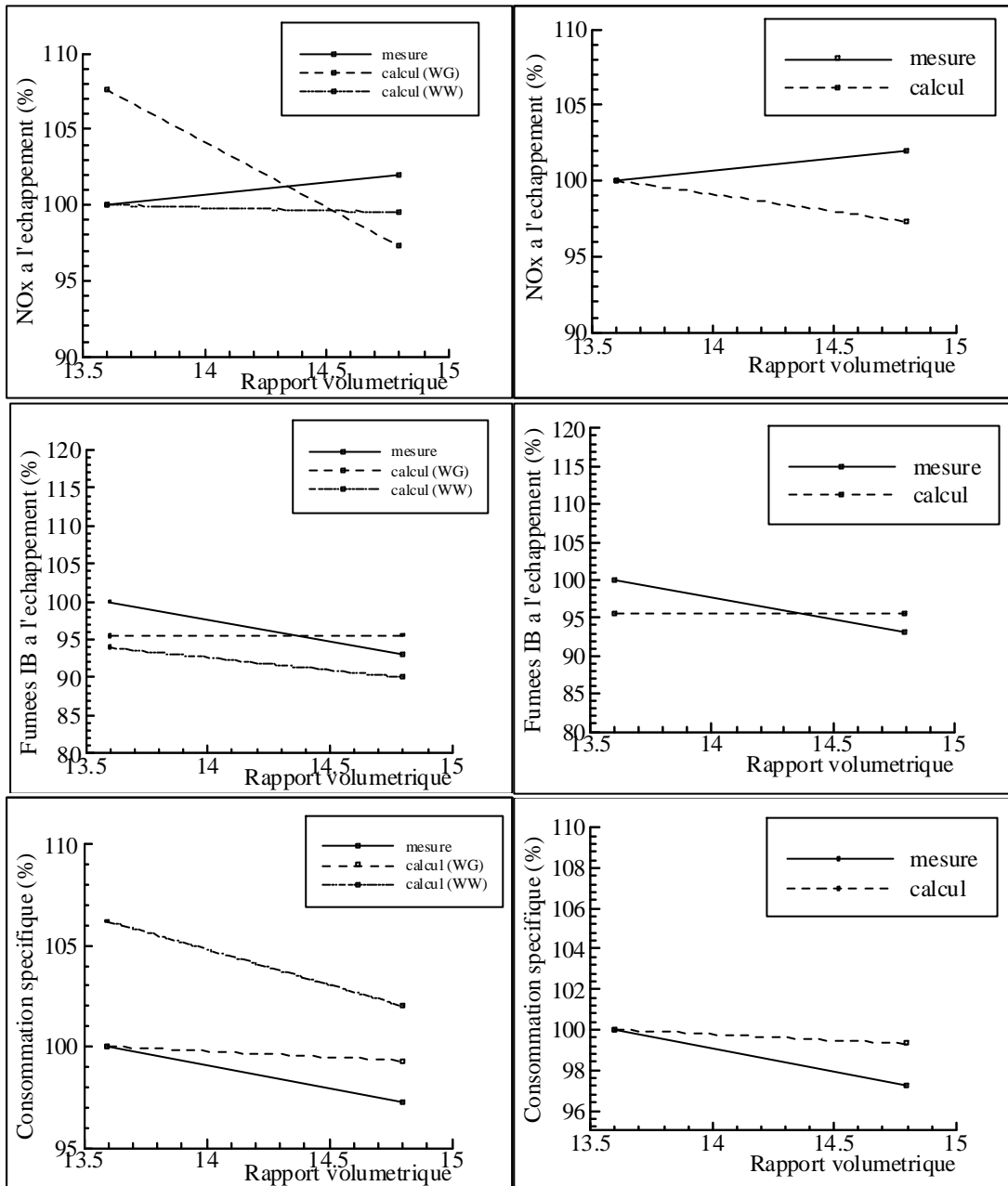
Les calculs avec le modèle deux zones, quel que soit le modèle utilisé pour évaluer le dégagement apparent de chaleur pendant la combustion, donnent des valeurs satisfaisantes, les écarts observés (de l'ordre de 5% au maximum), restent en dessous des incertitudes expérimentales (Figure IV.3a). Des résultats analogues sont obtenus avec le modèle multizones (Figure IV.3b).

#### IV.1.1.4. - Variation du rapport volumétrique

L'augmentation du rapport volumétrique (ici de 13,6 à 14,8) est généralement utilisée dans l'éventualité d'une diminution de l'avance à l'injection pour atténuer la baisse du rendement liée à cette modification [Grosshans95]. Cette augmentation conduit à une hausse importante de la pression maximale du cycle (environ 15 bar ici). Toutefois, l'accroissement simultané de l'excès d'air permet de limiter celui de la température du cycle, de telle sorte que les émissions de  $\text{NO}_x$  restent pratiquement constantes. L'opacité des fumées diminue légèrement et le gain de consommation spécifique est d'environ 3%.

L'utilisation du modèle deux zones fournit les mêmes tendances avec une modélisation de la combustion par les équations de WW. En revanche, le modèle WG entraîne une tendance inverse par rapport à l'expérience pour les émissions de  $\text{NO}_x$  (figure IV.4a).

Le modèle multizones conduit également à une inversion du sens de variation pour les  $\text{NO}_x$  (figure IV4b). Cependant, étant donné l'amplitude des variations (quelques pour cent, c'est à dire du même ordre que l'incertitude expérimentale ou que la précision des calculs), ces résultats peuvent être considérés comme satisfaisants.



(a) modèle deux-zones

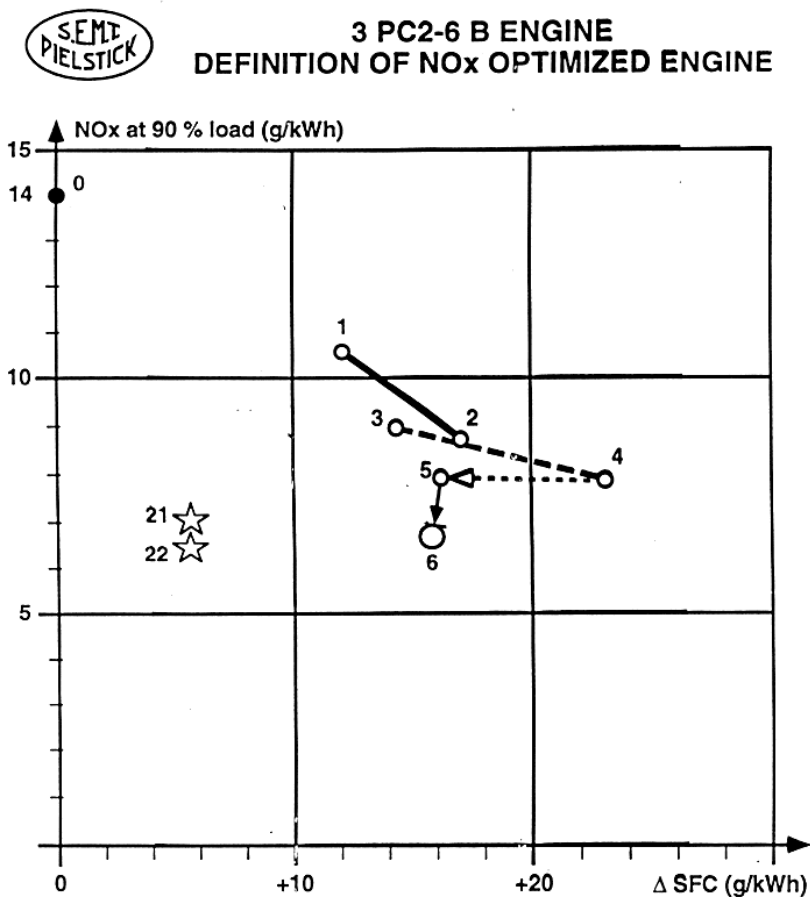
(b) modèle multizones

**Figure IV.4:** Evolution relative (en %), de la concentration volumique en  $NO_x$  et de l'opacité des fumées (Indice Bacharach) à l'échappement ainsi que de la consommation spécifique en fonction du rapport volumétrique

Comparaison calcul / expérience

IV.1.2. - Etude du moteur 3PC2-6B à faible émission de NO<sub>x</sub>: récapitulatif

La figure IV.5 rassemble l'ensemble des modifications envisagées par le constructeur SEMT Pielstick pour développer un moteur 3PC2-6B prototype à faible taux de NO<sub>x</sub>. Le graphique indique en ordonnée les niveaux d'émission de NO<sub>x</sub> en g/kWh à 90% de la charge nominale (soit environ 21 bar de PME), tandis que les variations de la consommation spécifique par rapport au moteur de référence sont reportées en abscisse. Le tableau IV.1 détaille les différentes modifications successivement effectuées.



*Figure IV.5 : Evolution des émissions du moteur 3 PC2-6B prototype à faible taux de NO<sub>x</sub> [Grosshans95]*

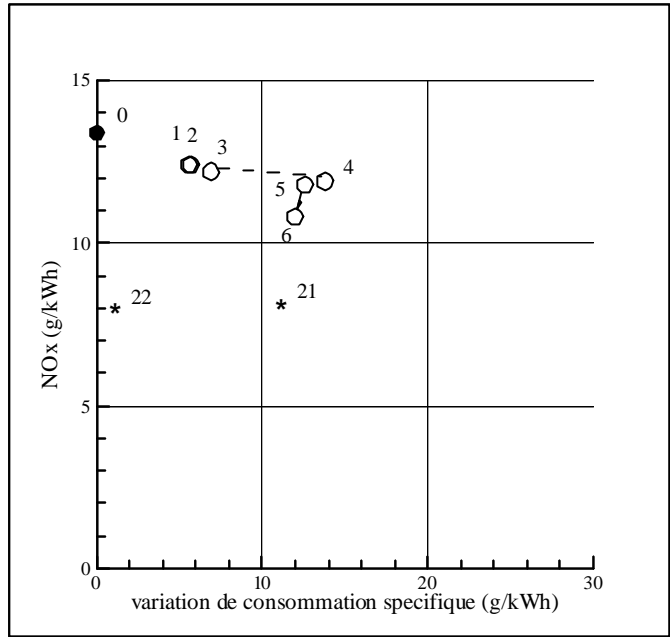
Point n°	Modification
0	Etat de référence
1	diminution de l'avance à l'injection de 14°AM à 8°AM Augmentation du rapport volumétrique de 12,7 à 13,8
2	Augmentation du diamètre des trous de l'injecteur de 0,72mm à 0,76mm
3	diminution de la section de la turbine de
4	diminution de l'avance à l'injection de 8°AM à 4°AM
5	augmentation du rapport volumétrique de 13,8 à 14,5
6	diminution de la température d'admission e 66°C à 44°C
21	point 0 + recyclage des gaz d'échappement (E.G.R. à 20%)
22	point 0 + émulsion d'eau (15%)

*Tableau IV.1 : modifications successives du moteur 3PC2-6B prototype  
à faible taux de NO<sub>x</sub> [Grosshans95]*

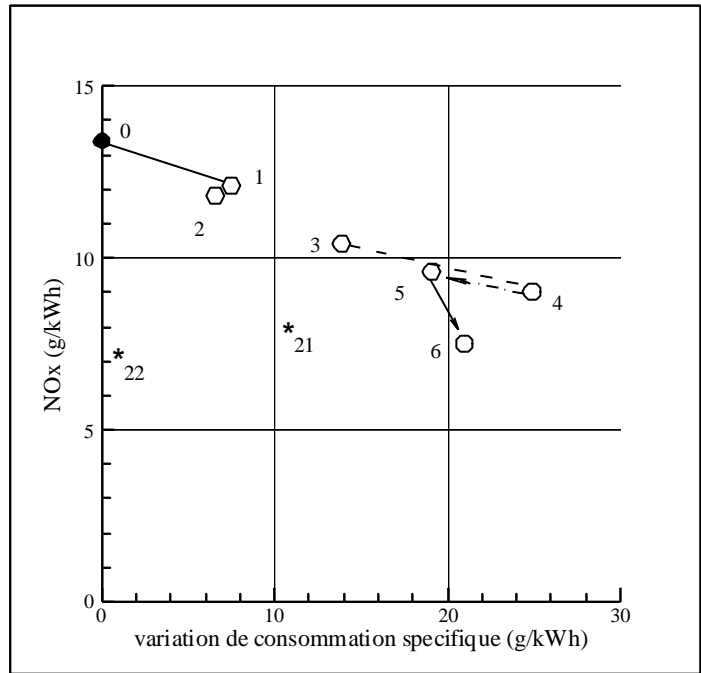
Les résultats de la figure IV.6 sont obtenus avec le modèle deux zones et avec les lois de Wiebe-Gaudart pour le dégagement apparent de chaleur. Les profils et leurs variations sont correctement restitués, excepté pour la modification du diamètre des injecteurs, pour les raisons mentionnées précédemment (IV.1.1.1.). Sur le plan quantitatif, l'accord avec les résultats expérimentaux est satisfaisant pour les passages des points 3 à 4 (variation de la pression de suralimentation par réadaptation), 5 à 6 (diminution de la température de l'air d'admission) et 0 à 22 (injection d'eau). En revanche, la diminution de l'avance à l'injection (0 à 1), la diminution des émissions et l'augmentation de la consommation sont sous-estimées d'environ 40%. De même, dans le cas de l'augmentation du rapport volumétrique (4 à 5), le gain en consommation calculé est inférieur à celui observé expérimentalement (1,5 g/kWh au lieu de 3 g/kWh). Enfin, la hausse de la consommation liée au recyclage des gaz d'échappement est surestimée. Cette dernière lacune peut être attribuée à l'utilisation d'une loi d'évolution du rendement de combustion en fonction de l'excès d'air destinée à l'origine au moteur PA6 et dont l'application au moteur PC2 (plus lent) peut être remise en cause.

Les résultats obtenus avec le modèle deux zones et la modélisation du dégagement apparent de chaleur de Whitehouse et Way sont représentés sur la figure IV.7. Les sens de variation concordent, à l'exception de la transformation 1à 2 (augmentation du diamètre des trous de l'injecteur).





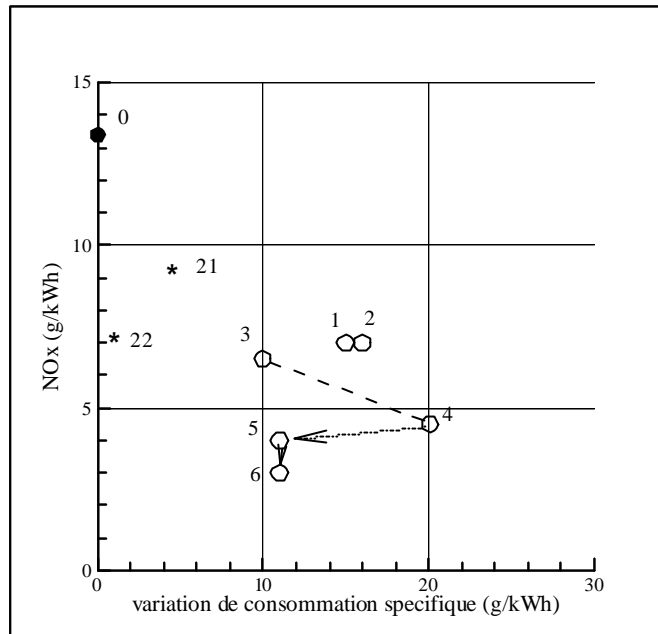
*Figure IV.6 : Evolution des émissions du moteur 3 PC2-6B prototype à faible taux de  $NO_x$  - modèle deux zones - lois de Wiebe-Gaudart*



*Figure IV.7 : Evolution des émissions du moteur 3 PC2-6B prototype à faible taux de  $NO_x$  - modèle deux zones - loi de Whitehouse et Way*

Pour la diminution de l'avance (0 à 1), l'augmentation du rapport volumétrique (4 à 5) et l'injection d'eau (0 à 22) les évolutions quantitatives sont également respectées. Par contre, l'augmentation de la consommation liée aux variations de l'avance à l'injection, de la pression de suralimentation (3 à 4) et au recyclage des gaz (0 à 21), est surestimée d'environ 50%. Le même

constat peut être établi pour la diminution des émissions de NO<sub>x</sub> consécutive à la baisse de la température de l'air d'admission (5 à 6).



*Figure IV.8 : Evolution des émissions du moteur 3 PC2-6B prototype à faible taux de NO<sub>x</sub> - modèle multizones*

La figure IV.8 synthétise les évolutions obtenues avec le modèle multizones. Les tendances expérimentales sont convenablement retrouvées. Toutefois, comme pour le modèle deux zones, il existe des écarts quantitatifs relativement importants pour certaines transformations. Au cours de la variation de l'avance à l'injection, la diminution du niveau de NO<sub>x</sub> et l'augmentation de consommation sont surestimées, alors qu'avec l'augmentation du diamètres des trous de l'injecteur, les variations de consommation et d'émissions sont sous-estimées. En revanche, le modèle multizones permet de retrouver de manière satisfaisante l'amplitude des variations dans le cas de la variation de la pression de suralimentation, de l'augmentation du rapport volumétrique et de la diminution de la température d'admission. Les influences des techniques de recyclage des gaz d'échappement (E.G.R.) et d'injection d'eau sur les émissions et la consommation du moteur évaluées par le modèle multizones sont également semblables à celles mesurées expérimentalement.

L'étude de cet exemple montre que les modèles deux zones et multizones sont capables de déterminer les évolutions des émissions de NO<sub>x</sub> et de la consommation spécifique du moteur, lors de la mise en œuvre de différentes techniques de dépollution (excepté le changement d'injecteur pour la modélisation deux zones). Malgré les écarts quantitatifs relevés dans certains cas, il apparaît crédible de conduire une étude plus détaillée des conséquences induites par les principales techniques de dépollution à la source.

IV.2. - ETUDE PAR SIMULATION DE QUELQUES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE DES EMISSIONS EN FONCTIONNEMENT STATIONNAIRE - APPLICATION A LA PROPULSION NAVALE

IV.2.1. - Evaluation des émissions des moteurs 12PA6-STC et 3PC2-6B suivant la norme ISO8178

La norme ISO8178 qui devrait servir de base à la réglementation IMO concernant les navires prévoit d'évaluer les émissions des moteurs Diesel destinés à la propulsion navale suivant différents cycles [Iso96] (Voir chapitre I.). Le tableau IV.2 rappelle la définition des deux cycles E2 (moteurs à vitesse constante et puissance soutenue utilisés en propulsion) et E3 (moteurs marins à puissance soutenue) prévus pour le type de bâtiments étudié ici (longueur supérieure à 24m).

<b>Numéro du mode (E2)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Vitesse (%)	100	100	100	100
Couple (%)	100	75	50	25
Coefficient de pondération	0.2	0.5	0.15	0.15
<b>Numéro du mode (E3)</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Vitesse (%)	100	91	80	63
Puissance (%)	100	75	50	25
Coefficient de pondération	0.2	0.5	0.15	0.15

*Tableau IV.2: Définition des cycles E2 et E3 de mesurage des émissions des moteurs Diesel marins suivant la norme ISO8178-4 [Iso96]*

Le moteur 3PC2-6B est un prototype et sa loi hélice simple est très proche de la limite d'exploitation du moteur pour les faibles régimes (à forts couples). Les modifications visant à limiter les émissions polluantes, en altérant même légèrement les performances ou en décalant certains paramètres de fonctionnement (notamment, la position dans le champ compresseur vis à vis de la limite de pompage) risquent de rendre impossible la réalisation de la loi hélice simple. C'est pourquoi, l'étude du moteur est envisagée en considérant le cycle E2 à vitesse constante (Tableau IV.3). Afin d'obtenir des résultats les plus complets possibles, le cycle E3, suivant une loi hélice simple, est retenu pour le moteur 12PA6-STC.

Mode	Cycle E2: 3PC2-6B			Cycle E3: 12 PA6 STC		
	Régime (tr/mn)	PME (b)	Puissance (kW/cyl)	Régime (tr/mn)	PME (b)	Puissance (kW/cyl)
1	520	22.6	615	1050	21	324
2	520	16.9	461	955	17.3	243
3	520	11.3	307	840	13.4	162
4	520	5.65	154	672	8.5	81

*Tableau IV.3 : Définition des modes suivant la norme ISO8178 pour le moteur 3PC2-6B (Cycle E2) et pour le moteur 12PA6STC (Cycle E3)*

L'évaluation globale du niveau d'émission, pour une espèce A, se fait par une moyenne pondérée, à partir des différents modes [Iso96]:

$$[A] = \frac{\sum_i \alpha_i \left( \frac{dA}{dt} \right)_i}{\sum_i \alpha_i P_i} \tag{IV.1.}$$

*notations des auteurs*

*i: numéro du mode*

*[A]: teneur en g/kWh*

*$\frac{dA}{dt}$ : débit à l'échappement de l'espèce en g/h*

*P: puissance du moteur en kW*

*$\alpha_i$ : coefficient de pondération*

Les résultats obtenus pour les moteurs PA6 et PC2 sont regroupés dans les tableau IV.4 et IV.5.

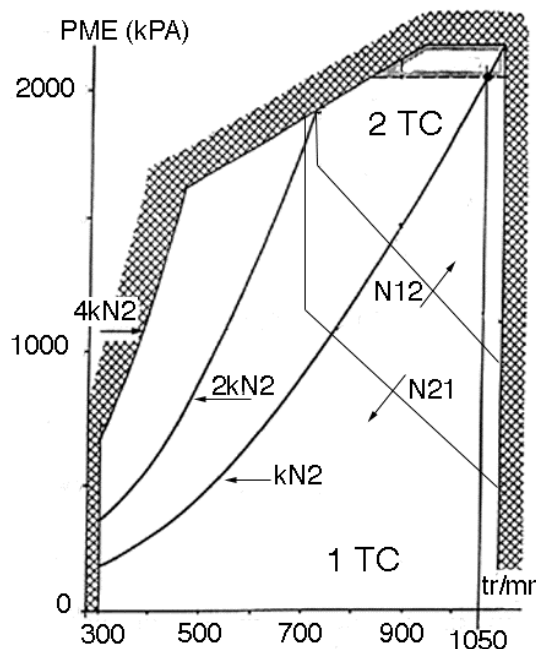
Mode	NO <sub>x</sub> (g/kWh) (deux-zones)	NO <sub>x</sub> (g/kWh) (multizones)	Fumées (I.B.) (deux-zones)	Fumées (I.B.) (multizones)
1	10.1	9.9	0.3	0.3
2	12.2	12.5	0.3	0.4
3	12.8	13	0.3	0.3
4	14	13.9	0.6	0.3
Moyenne	<b>11.8</b>	<b>11.9</b>	<b>0.3</b>	<b>0.3</b>

*Tableau IV.4 : Evaluation des émissions de NO<sub>x</sub> suivant la norme ISO 8178 - Moteur 12PA6-STC - modèles deux-zones et multizones*

Mode	NO <sub>x</sub> (g/kWh) (deux-zones)	NO <sub>x</sub> (g/kWh) (multizones)	Fumées (Bach.) (deux-zones)	Fumées (Bach.) (multizones)
1	12.1	12.7	7	5.9
2	13.2	14.8	7	7.1
3	14.5	15.5	7.7	8.8
4	18	18.4	8.4	9
Moyenne	<b>13.3</b>	<b>14.4</b>	<b>7.3</b>	<b>7.4</b>

*Tableau IV.5 : Evaluation des émissions de NO<sub>x</sub> suivant la norme ISO 8178 - Moteur 3PC2-6B - modèles deux-zones et multizones*

Pour le moteur PA6-STC, le mode n°3 peut être obtenu avec un ou deux turbocompresseurs en service. En effet, la permutation un turbocompresseur / deux turbocompresseurs s’effectue lorsque le régime du turbocompresseur dépasse une valeur plafond, notée N12, tandis que le transfert deux turbocompresseurs / un turbocompresseur intervient lorsque le régime des turbocompresseurs descend en dessous d’une valeur plancher notée N21. Ainsi, Il existe une zone aux charges partielles pour laquelle les deux modes de suralimentation sont possibles (voir figure IV.9) et incluant le mode n°3.



*Figure IV.9 : Champ de fonctionnement du moteur 12PA6-STC - visualisation des seuils de permutation de la suralimentation avec hystérésis*

Les valeurs les plus favorables sont celles obtenues avec un seul turbocompresseur en service. En effet, aux charges intermédiaires, ce mode de suralimentation garantit une meilleure alimentation en air du moteur et des niveaux d'émission plus bas (voir Chapitre III.2.2.). Ainsi, avec deux turbocompresseurs, les émissions ont des niveaux plus élevés: 17,6 g/kWh pour les NO<sub>x</sub> et 0,5 IB pour les fumées.

Bien que l'évaluation de l'opacité des fumées ne soit pas prévue dans la norme ISO [ISO 96] (ce sont les particules qui sont mesurées), cette grandeur est cependant calculée (la valeur globale est obtenue en effectuant une moyenne simple utilisant les coefficients de pondération des cycles E2 et E3).

Pour les émissions de NO<sub>x</sub>, les valeurs fournies par les modèles deux zones et multizones sont pratiquement identiques avec le moteur PA6 et semblables avec le moteur PC2.

Par rapport au projet de réglementation IMO [IMO 96], les valeurs limites sont légèrement dépassées, puisqu'elles sont respectivement de 12,9 g/kWh pour le moteur PC2 et de 11,2 g/kWh pour le moteur PA6. L'étude par simulation des incidences des procédés de réduction des émissions à la source est par conséquent désormais envisageable.

#### IV.2.2. - Etude de l'avance à l'injection

La figure IV.10 illustre les conséquences d'une diminution de l'avance à l'injection sur le déroulement de la combustion et sur les émissions polluantes du moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal. La diminution importante des émissions de NO<sub>x</sub> observée (environ 5 g/kWh soit 50% pour une diminution de l'avance de 13°AM à 1°AM), est justifiée par l'existence d'une température du cycle inférieure. En effet, le délai d'inflammation diminue légèrement (le carburant est injecté plus tard au cours de la compression, donc dans une atmosphère plus chaude et sous une plus forte pression: ces conditions favorisent le déroulement des réactions physico-chimiques qui précèdent l'inflammation) mais cette diminution est négligeable devant la variation de l'avance à l'injection (le délai augmente d'environ 1,5°AM pour une diminution de 12°AM). Par conséquent, la combustion est décalée d'autant et se déroule plus tard au cours de la détente, sous des pressions plus faibles. Ainsi, pour une diminution de 12°AM de l'avance à l'injection, la pression maximale de cycle est abaissée d'environ 20 bar. La diminution de la température de cycle conduit également à une légère augmentation des fumées (l'indice Bosch passe de 0,3 à environ 0,4), les réactions d'oxydation étant moins importantes en fin de combustion.

La figure IV.11 illustre les principales conséquences induites par une modification de l'avance à l'injection au niveau du fonctionnement du moteur.

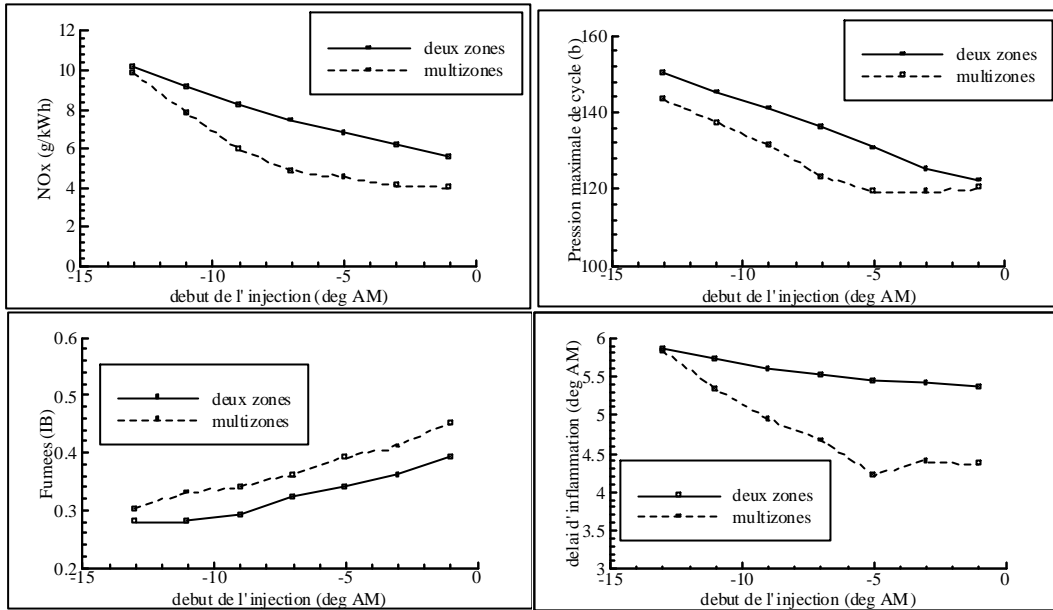


Figure IV.10: Influence de l'avance à l'injection sur le déroulement de la combustion et les émissions polluantes à l'échappement évaluée avec les modèles deux-zones et multizones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal

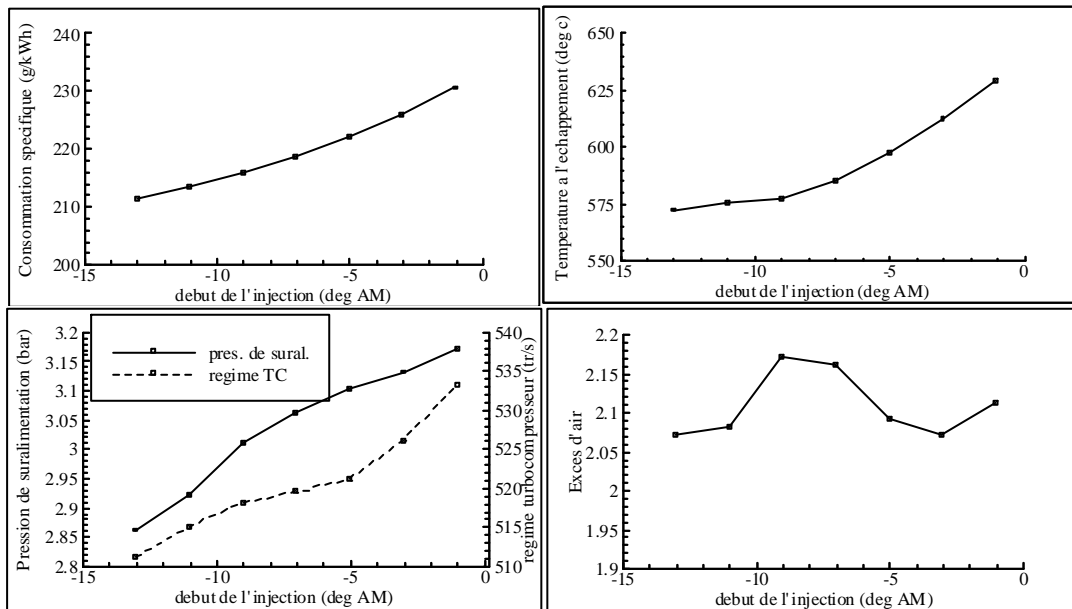


Figure IV.11: Influence de l'avance à l'injection sur le fonctionnement du moteur et de la suralimentation l'échappement évaluée avec le modèles deux-zones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal

Le décalage du cycle vers des pressions plus basses est préjudiciable au rendement thermodynamique, de telle sorte que la consommation spécifique augmente, d'environ 20g/kWh pour une diminution de l'avance de 12°AM (Figure IV.11). La diminution de l'avance se traduit également par un léger déplacement du point de fonctionnement des compresseurs de suralimentation (augmentation de la pression de suralimentation d'environ 0,2 bar et augmentation du régime des turbocompresseurs de 510 tr/s à 535 tr/s). Il faut par conséquent vérifier, dans l'éventualité d'une diminution de l'avance, que la vitesse maximum autorisée pour les turbomachines ne soit pas dépassée.

En outre, les gaz dans le collecteur d'échappement subissent une élévation de température de 575°C à 625°C. Cette variation est sans doute liée à la diminution du rendement thermodynamique. Pour des raisons de tenue mécanique des éléments du circuit d'échappement (soupapes, turbine des turbocompresseurs) il existe une température seuil à ne pas dépasser. La température des gaz d'échappement constitue par conséquent une autre limite à la diminution de l'avance à l'injection.

En revanche, dans les conditions considérées, l'excès d'air global est maintenu pratiquement constant.

Des variations analogues (même sens de variation et amplitudes comparables) sont observées pour les autres points de fonctionnement étudiés, aussi bien pour le moteur PA6 que pour le moteur PC2.

Les figures IV.12a et IV.12b représentent les évolutions relatives (exprimées en %) des émissions de NO<sub>x</sub> en g/kWh calculées par les modèles deux zones et multizones pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2).

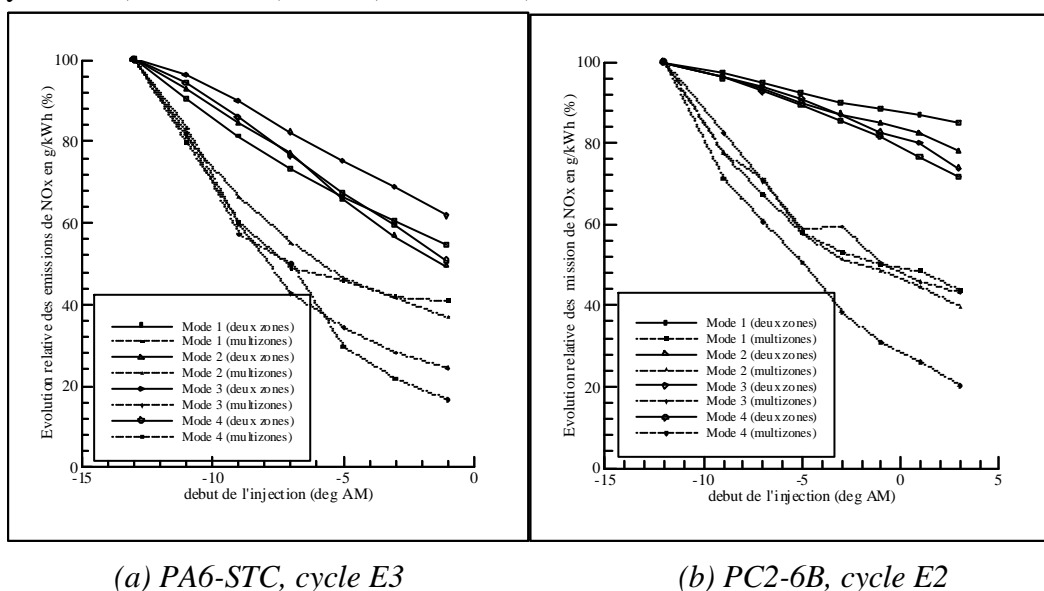
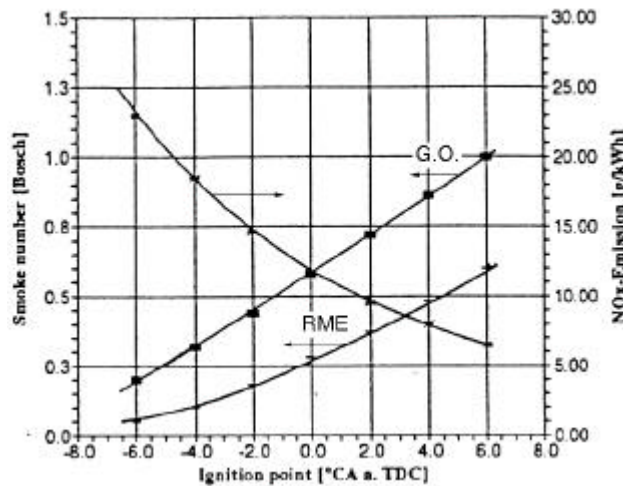


Figure IV.16: Evolutions relatives des teneurs en NO<sub>x</sub> en g/kWh à l'échappement en fonction de l'avance à l'injection, calculées avec les modèles deux zones et multizones



Si les tendances sont identiques, des écarts quantitatifs importants apparaissent entre les résultats du modèle deux zones et ceux du modèle multizones. Pour le moteur PA6, le gain sur les émissions de  $\text{NO}_x$  obtenu par une diminution de l'avance de  $12^\circ\text{AM}$  est de l'ordre de 40% avec le modèle deux zones et de 60% avec le modèle multizones. Pour le moteur PC2, les gains sont respectivement de 20% et 60%, pour une diminution de l'avance de  $15^\circ\text{AM}$ . En outre, l'évolution du niveau de  $\text{NO}_x$  en fonction de l'avance est pratiquement linéaire dans le cas du modèle deux-zones, alors qu'avec le modèle multizones le gain en  $\text{NO}_x$  est moins important lorsque le début de l'injection se rapproche du point mort haut.

Or dans le cas du modèle deux zones, l'expression du dégagement apparent de chaleur est insuffisante pour prendre en compte de manière satisfaisante l'influence de l'avance à l'injection. Pour le modèle multizones, l'absence d'une modélisation du système d'injection constitue une source d'erreur potentielle lorsqu'il s'agit de prendre en compte la surconsommation liée à la diminution de l'avance à l'injection. Ainsi, en l'absence de relevés expérimentaux, il est impossible de déterminer l'approche la plus adaptée. Les indications obtenues avec les deux modèles se situent à l'intérieur de l'intervalle des résultats présentés dans la littérature. Danyluk (1996) a mesuré des gains de  $\text{NO}_x$  respectivement de 25% et de 45% pour des réductions d'avance de  $3^\circ\text{AM}$  et de  $7,5^\circ\text{AM}$ , pour un moteur SEMT Pielstick PC2.5 (assez voisin du PC26-B). Fiedler (1995) propose une courbe d'évolution du taux de  $\text{NO}_x$  en fonction de l'avance, pour un moteur semi-rapide quatre temps, comparable à celle déduite du modèle multizones (Figure IV.13).



*Figure IV.18: Evolution des émissions de  $\text{NO}_x$  et fumées en fonction de l'avance à l'injection [Fiedler95]*

*Notations des auteurs*

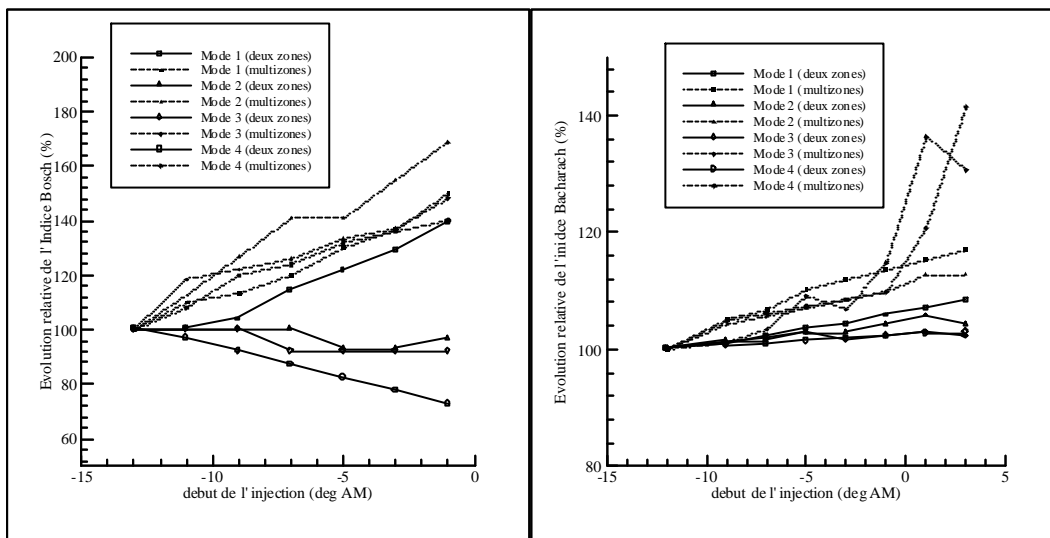
*GO: Gasoil*

*RME: Rapsmethylester*

Imahashi et al. (1995) font état de variations entre 3% et 9% par degré de retard, en fonction des moteurs et de la charge.

Enfin, les évolutions relatives des émissions de NO<sub>x</sub> en fonction de l'avance à l'injection varient peu suivant les points de fonctionnement considérés.

Les figures IV.14a et IV.14b représentent les évolutions relatives des fumées en fonction de l'avance à l'injection évaluées avec les modèles deux zones et multizones, respectivement pour les moteurs PA6 et PC2.



(a) PA6-STC, cycle E3

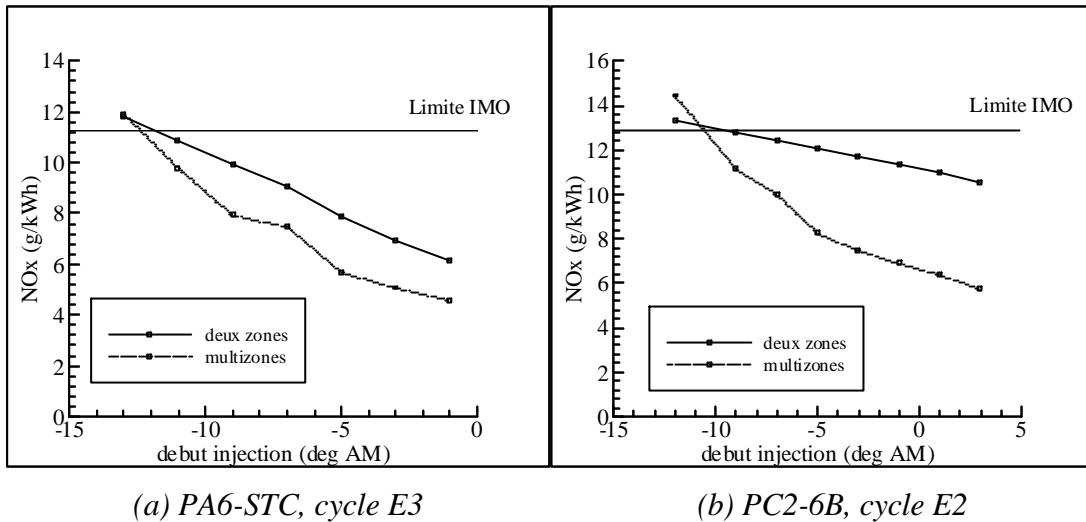
(b) PC2-6B, cycle E2

**Figure IV.14:** Evolutions relatives de l'opacité des fumées à l'échappement en fonction de l'avance à l'injection, calculées avec les modèles deux zones et multizones

La tendance générale correspond à une augmentation du niveau des fumées lorsque l'avance à l'injection est réduite conformément aux observations généralement relevées dans la littérature [Fiedler95, Grosshans95]. Cependant, le modèle deux zones peut conduire à une tendance inversée (légère diminution des fumées lorsque l'avance décroît) pour certains modes du moteur PA6. Ce dernier résultat semble remettre partiellement en cause le modèle d'évaluation des fumées développé pour être associé au modèle deux zones.

Par ailleurs, le modèle multizones semble indiquer une augmentation plus marquée pour le moteur PA6 (environ 40% d'augmentation pour une baisse de 12°AM de l'avance contre environ 20% dans le cas du moteur PC2). En revanche, les évolutions calculées pour les différents modes des cycles ISO ne présentent pas de différence notable.

Enfin, les figures IV.15a et IV.15b représentent l'évolution relative du niveau de NO<sub>x</sub> des moteurs 12PA6STC et 3PC2-6B, calculé selon les cycles E2 et E3 à l'aide des modèles deux zones et multizones.



*Figure IV.15: Evolutions relatives du niveau de NO<sub>x</sub> selon les cycles ISO en fonction de l'avance à l'injection, calculées avec les modèles deux zones et multizones*

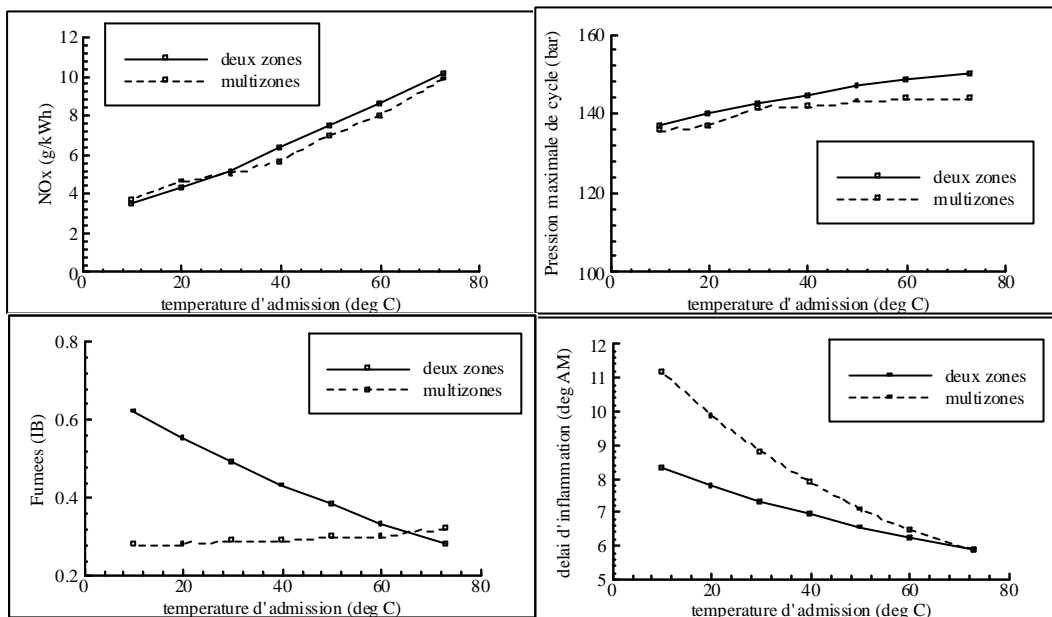
Une diminution d'environ 3°AM de l'avance à l'injection par rapport à la valeur normalement utilisée sur ces moteurs conduit à un niveau inférieur à la limite IMO actuelle. Dans ce cas, la pénalité en terme de consommation reste assez faible (inférieure à 5 g/kWh).

Pour une diminution d'une quinzaine de degrés de l'avance (cette valeur constitue le maximum admissible, pour satisfaire aux contraintes de fonctionnement, notamment de température à l'échappement, sans modification importante), le taux de NO<sub>x</sub> décroît d'environ 50% (calcul avec le modèle multizones). Cependant, dans ce cas la consommation spécifique est majorée de façon importante (près de 20 g/kWh, mais il est possible de regagner une partie de cet écart en augmentant le rapport de compression, voir IV.1.2.) et le niveau des fumées augmente également.

#### IV.2.3. - Etude de la température de l'air d'admission

La figure IV.16 illustre les conséquences d'une diminution de la température de l'air d'admission (température de l'air dans le collecteur d'admission après passage dans le réfrigérant

d'air) sur le déroulement de la combustion et les émissions polluantes du moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal.



*Figure IV.16: Influence de la température de l'air d'admission sur le déroulement de la combustion et les émissions polluantes à l'échappement évaluée avec les modèles deux-zones et multizones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

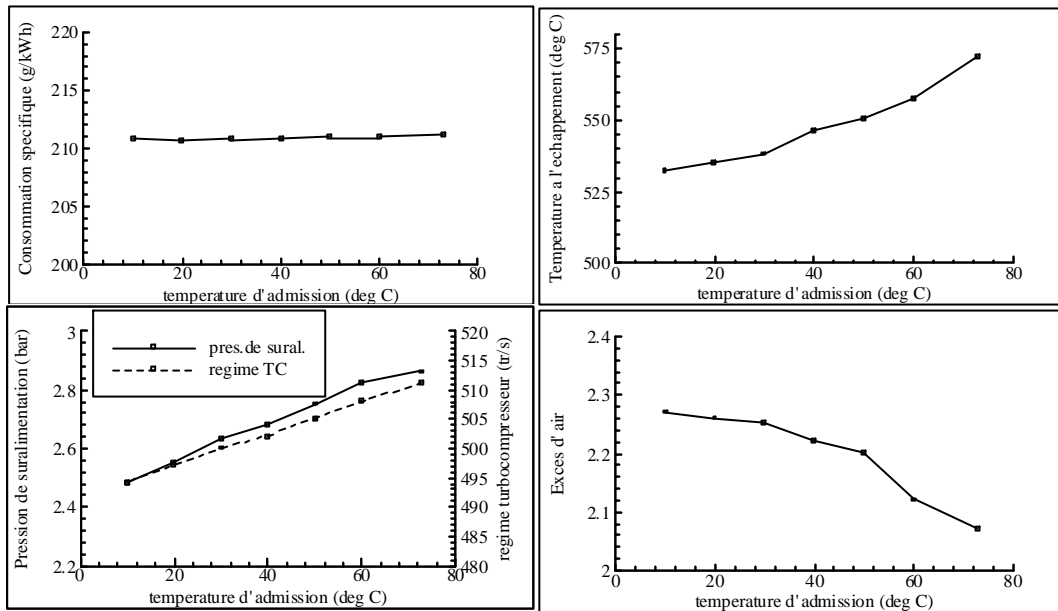
Les teneurs en NO<sub>x</sub> évaluées par les modèles deux-zones et multizones sont très voisines. Elles décroissent de manière quasi linéaire lorsque la température d'admission diminue. Le gain est d'environ 1 g/kWh pour une diminution de température de 10°C. Cette tendance résulte de températures de cycle inférieures, alors que la température initiale est plus basse. En outre, le délai d'inflammation est plus important. Ce constat est à rattacher à l'existence d'une température inférieure (les réactions physico-chimiques d'initiation de la combustion sont ralenties), entraînant un retard de la combustion, générateurs de températures de cycle plus faibles. Cette modification a aussi pour conséquence d'augmenter la sévérité de la combustion, puisque la quantité de carburant injectée pendant le délai d'inflammation subissant une combustion de masse (ou de pré-mélange) augmente.

La pression maximale de cycle diminue faiblement (environ 1 bar pour un abaissement de température de 10°C), probablement en raison de la baisse de la pression de suralimentation.

Le niveau des fumées est soit pratiquement constant (modèle multizones) soit croissant lorsque la température d'admission diminue (modèle deux zones). Physiquement, les réactions d'oxydation des particules sont défavorisées par la diminution de température, mais simultanément facilitées

par l'augmentation de l'excès d'air. Ces tendances contradictoires observées sont dues à une quantification différente de la part relative de ces deux phénomènes selon le modèle.

La figure IV.17 illustre les principales conséquences induites par une variation de la température de l'air d'admission sur le fonctionnement du moteur.



*Figure IV.17: Influence de la température de l'air d'admission sur le fonctionnement du moteur et de la suralimentation évaluée avec le modèle deux-zones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

La consommation spécifique demeure sensiblement constante pour la plage de température d'admission considérée (de 10°C à 75°C), comme pouvait le laisser prévoir le niveau de pression maximale lui même peu modifié.

En revanche, la diminution de la température d'admission se répercute sur le système de suralimentation; elle se traduit par un abaissement de la pression de suralimentation et une diminution de la vitesse des turbocompresseurs. La quantité d'air admise dans les cylindres est tout de même majorée, grâce à la plus forte densité de l'air aux basses températures et l'excès d'air croît légèrement.

La diminution de la température d'admission se répercute également au niveau des températures des gaz dans les collecteurs d'échappement.

Ces différentes évolutions sont favorables au bon fonctionnement du moteur et ne constituent pas une limitation à l'abaissement de la température de l'air d'admission. C'est en fait l'obtention pratique de basses températures qui en dessous d'un certain seuil devient la difficulté majeure. En effet, avec un réfrigérant classique, on est limité par la température du fluide réfrigérant (eau de

mer ou air atmosphérique) qui est généralement supérieure à 20°C et peut atteindre 30 à 40°C dans certaines conditions. De plus, il faut tenir compte de l'efficacité du réfrigérant, de l'ordre de 90% pour un échangeur classique au débit nominal. Il est possible d'améliorer ce paramètre, mais au prix d'un échangeur sur-dimensionné particulièrement encombrant. Dans tous les cas, pour obtenir des températures inférieures à 30° ou 40°C quelles que soient les conditions atmosphériques (pays chauds), il est nécessaire de recourir à des techniques spécifiques complexes, comme le turbocooling. Des problèmes liés à la condensation et éventuellement au givrage de la vapeur d'eau contenue dans l'air d'admission se posent alors. Le tableau IV.6 rassemble les valeurs des températures d'admission obtenues au point de fonctionnement nominal avec le moteur 12PA6STC, pour deux températures (30°C et 55°C) du réfrigérant et trois techniques de réfrigération.

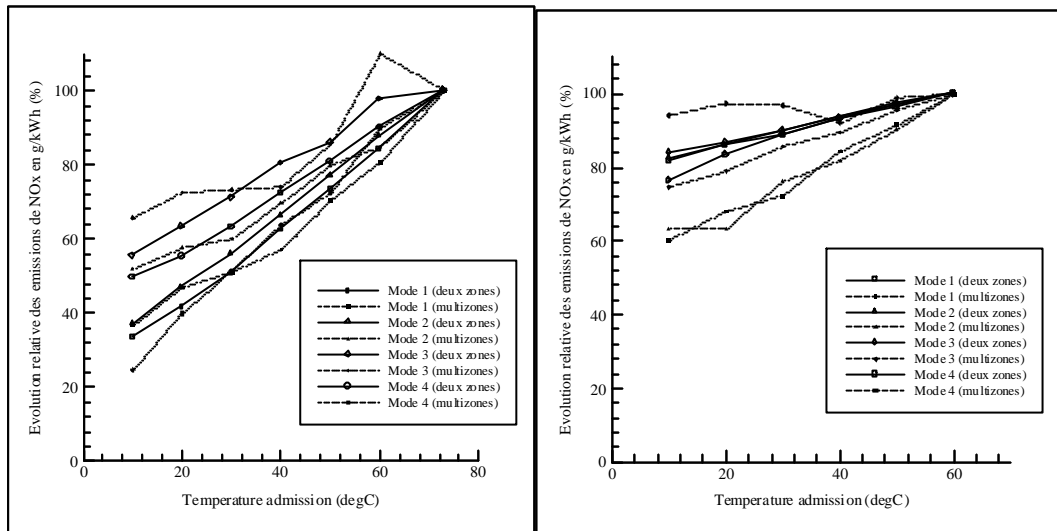
Une température de 55°C pour le fluide réfrigérant correspond à l'utilisation du circuit de refroidissement du moteur (comme c'est généralement le cas sur les moteurs étudiés), tandis que 30°C correspond plutôt à un refroidissement de l'air de suralimentation au moyen d'un circuit indépendant.

Température du fluide réfrigérant (°C)	Température de l'air d'admission (°C)		
	Echangeur classique ( $\eta=0,85$ )	Echangeur classique ( $\eta=0,95$ )	Turbocooling
55	<b>75</b>	62	56
30	53	38	31

*Tableau IV.6: Températures d'admission obtenues avec différentes techniques de réfrigération - Moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

Par rapport à la configuration standard (en gras dans le tableau), on constate que des gains importants sont possibles en abaissant la température du fluide réfrigérant et en augmentant l'efficacité des échangeurs. En revanche le turbocooling procure un gain assez faible en regard de la complexité technique. Mais il convient de préciser que ce résultat a été obtenu en utilisant un turbocompresseur de suralimentation standard pour remplir la fonction « turbocooling ». Des turbomachines spécialement étudiées pour ces conditions de fonctionnement particulières (fort débit et faible taux de compression) et présentant un meilleur rendement devraient permettre d'améliorer le refroidissement obtenu.

Les figures IV.17a et IV.17b représentent les évolutions relatives (exprimées en %) des émissions de NO<sub>x</sub> en g/kWh calculées par les modèles deux zones et multizones pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2) en fonction de la température de l'air d'admission à l'entrée du moteur, après réfrigération.



(a) PA6-STC, cycle E3

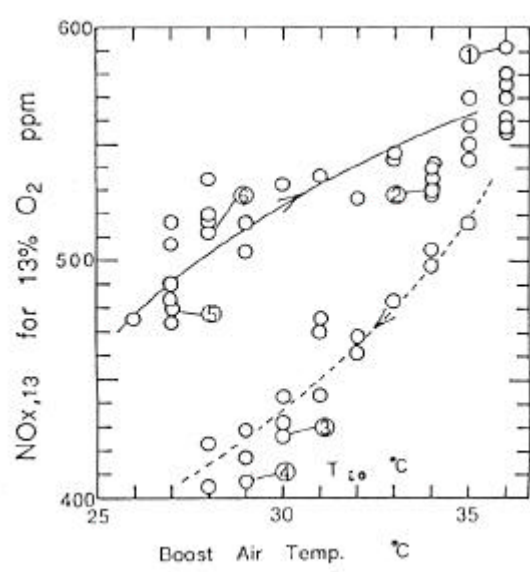
(b) PC2-6B, cycle E2

**Figure IV.17:** Evolutions relatives des teneurs en NO<sub>x</sub> en g/kWh à l'échappement en fonction de la température d'admission, calculées avec les modèles deux zones et multizones

La tendance obtenue quel que soit le point de fonctionnement considéré est une diminution quasi linéaire du niveau de NO<sub>x</sub> lorsque la température d'admission décroît.

Du point de vue quantitatif, les résultats des modèles deux zones et multizones sont assez semblables. En outre, pour chaque moteur, les évolutions des différents modes des cycles ISO sont comparables. Par contre, le gain est plus prononcé pour le moteur PA6 avec, pour une baisse de température de 50°C, une réduction des émissions d'environ 50% contre 30% pour le moteur PC2.

Ces valeurs sont comparables à celles présentées dans la littérature. [Fleischer96] situe la réduction de NO<sub>x</sub> entre 5% et 15% pour une température d'admission passant de 60°C à 40°C. Nishida et al. (1995) ont relevé une variation plus importante de 30% pour un abaissement de la température d'admission de 10°C, dans le cas d'un moteur quatre temps semi-rapide (340mm de course, 800 tr/mn) (figure IV.18), tandis que Tsukamoto et al. (1995-1) indiquent une variation beaucoup plus faible : 15% pour une diminution de 50°C de la température d'admission, dans le cas d'un moteur deux temps lent (880mm de course, 190 tr/mn).

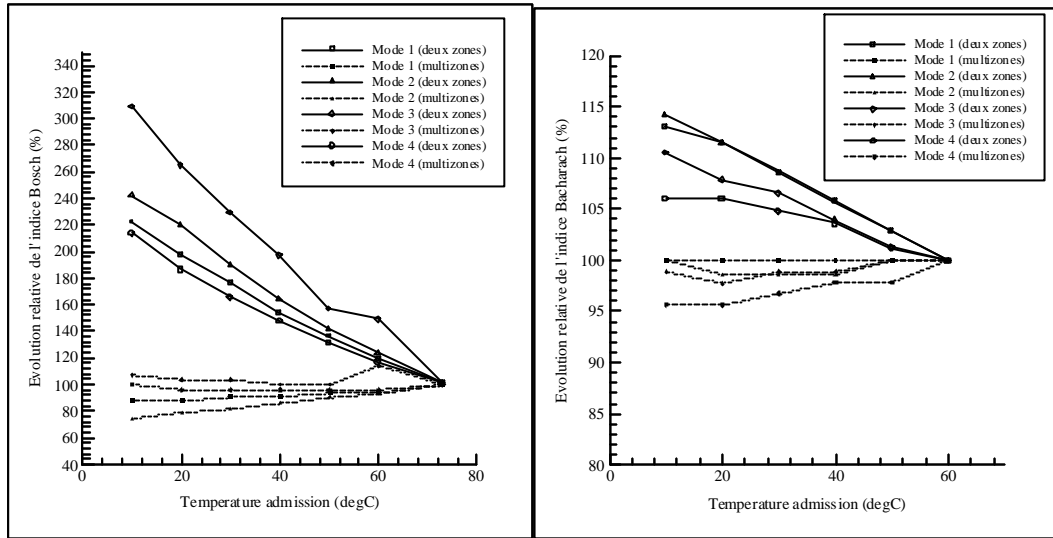


*Figure IV.18: Evolution des émissions de  $\text{NO}_x$  en fonction de la température d'admission, mesurées par [Nishida et al.95]*

Le gain par rapport à la teneur en  $\text{NO}_x$  résultant de la diminution de la température varie par conséquent sensiblement en fonction du moteur; il semble plus important pour les moteurs rapides. Un temps de séjour des gaz pour les températures de production de  $\text{NO}_x$  (supérieures à 2000K) plus court dans le cas des moteurs rapides peut expliquer des gains en  $\text{NO}_x$  plus importants. En effet, le niveau de  $\text{NO}_x$  dépend à la fois des températures atteintes lors de la combustion et de la durée de la période à haute température pendant laquelle les  $\text{NO}_x$  sont formés. Dans le cas d'un moteur lent, l'importance relative de ce deuxième facteur est plus grande (la durée de la combustion est accrue, même si sa longueur en degré de vilebrequin est identique) et par conséquent l'influence relative de la température est moindre.

Les figures IV.19a et IV.19b représentent les évolutions relatives, exprimées en %, des indices de fumées (Bosch et Bacharach respectivement) calculées par les modèles deux zones et multizones pour les différents modes des cycles ISO E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2), en fonction de la température de l'air d'admission à l'entrée du moteur, après réfrigération. Le modèle multizones indique un niveau des fumées pratiquement constant, pour les deux moteurs, quels que soient les modes considérés. En revanche, le modèle deux zones simule une élévation du niveau des fumées, due essentiellement à une augmentation de la fraction organique soluble liée à l'allongement du délai d'inflammation. Cette augmentation des fumées est à peu près comparable pour les différents modes d'un même moteur et particulièrement importante sur le moteur PA6.



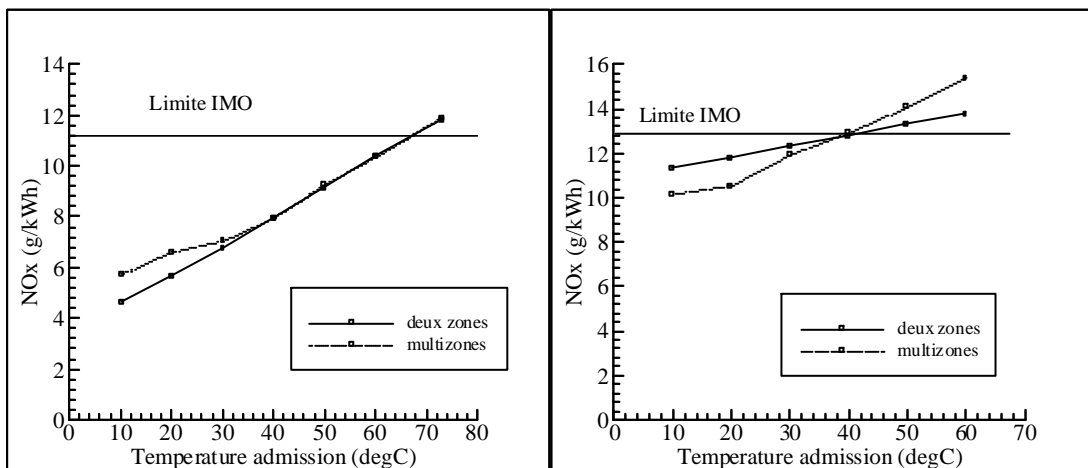


(a) PA6-STC, cycle E3

(b) PC2-6B, cycle E2

Figure IV.19: Evolutions relatives de l'opacité des fumées à l'échappement en fonction de la température d'admission, calculées avec les modèles deux zones et multizones

En l'absence de relevés expérimentaux propres aux moteurs étudiés, il n'est pas possible de déterminer le modèle le plus performant. Le seul repère possible est fourni par Tsukamoto et al. (1995-2) qui détectent sur un moteur deux temps lent, un niveau de particules pratiquement constant pour une température de l'air d'admission variant de 30°C à 55°C.



(a) PA6-STC, cycle E3

(b) PC2-6B, cycle E2

Figure IV.20: Niveaux de NO<sub>x</sub> selon les cycles ISO, en fonction de la température d'admission, calculés par les modèles deux zones et multizones

Les figures IV.20a et IV.20b représentent les teneurs en  $\text{NO}_x$  calculées par les deux modèles pour les cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2) en fonction de la température d'admission. Une température à l'admission de  $60^\circ\text{C}$  permet au moteur PA6 de satisfaire à la réglementation IMO, alors que pour atteindre le même objectif le moteur PC2 nécessite une température à l'admission de l'ordre de  $40^\circ\text{C}$ . De telles températures peuvent être obtenues avec un échangeur classique. Cependant, sur les systèmes de refroidissement existants, il convient de séparer complètement les circuits de refroidissement de l'air de suralimentation et de refroidissement du moteur (ce dernier exigeant des températures plus élevées), ou de modifier la répartition des débits entre ces deux parties du circuit. Cela suppose des modifications relativement importantes et coûteuses, surtout dans le cas du moteur PC2 plus lent que le PA6 et peut également conduire à un encombrement plus important.

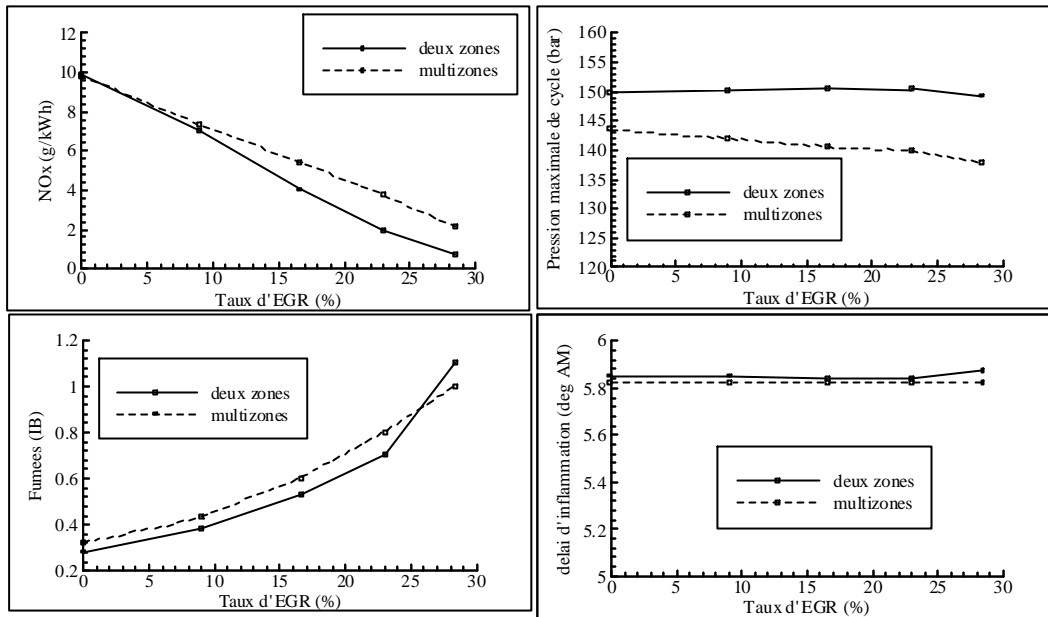
Une diminution plus importante du taux de  $\text{NO}_x$  requiert le passage à un système de réfrigération plus complexe, de type turbocooling par exemple.

#### IV.2.4. - Etude du recyclage des gaz d'échappement (E.G.R.)

L'influence du recyclage des gaz d'échappement sur le déroulement de la combustion et sur les émissions polluantes du moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal est illustrée sur la figure IV.21.

Les émissions de  $\text{NO}_x$  diminuent de façon quasi linéaire en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement et passent de  $10,2 \text{ g/kWh}$  dans la configuration de base à moins de  $2 \text{ g/kWh}$  pour un taux de recyclage de 30%. Les indications des modèles deux zones et multizones sont semblables, cette évolution résulte certainement de l'intervention de températures inférieures. En effet, la teneur en oxygène inférieure dans les gaz "frais", augmente la masse de gaz mise en jeu lors de la combustion et par voie de conséquence la capacité calorifique. La capacité calorifique massique est aussi légèrement accrue par la présence de  $\text{CO}_2$  dans les gaz recyclés (la capacité calorifique massique du  $\text{CO}_2$  est supérieure à celle de l'air). Enfin, le déficit d'oxygène peut ralentir la combustion et décaler le cycle vers des températures plus faibles.

En revanche, le niveau des fumées augmente de façon exponentielle avec le taux de recyclage et atteint un indice Bosch supérieur à 1 (contre 0,3 au départ) pour un taux de recyclage de 30%. La diminution des températures du cycle et surtout la raréfaction de l'oxygène liées au recyclage des gaz d'échappement, limitent fortement l'oxydation des suies et justifient l'évolution du niveau des fumées.



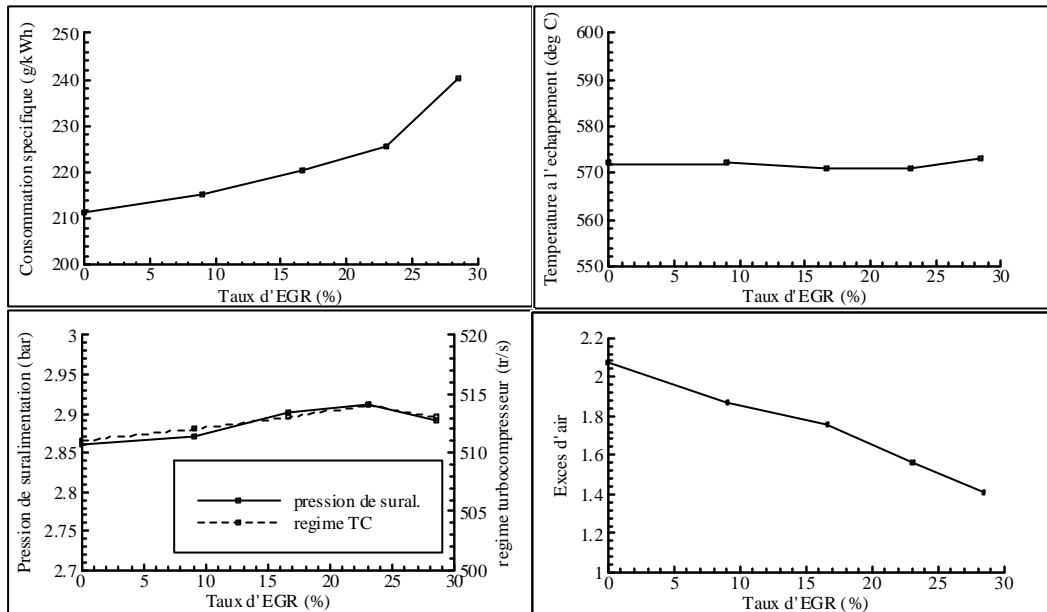
*Figure IV.21: Influence du taux de recyclage des gaz d'échappement sur le déroulement de la combustion et les émissions polluantes à l'échappement évaluée avec les modèles deux-zones et multizones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

La pression maximale du cycle apparaît peu sensible au taux de recyclage. Le modèle multizones détermine une légère diminution d'environ 5 bar pour un taux de recyclage de 30%, tandis que le modèle deux zones ne montre pas de variation significative.

Le délai d'inflammation reste également pratiquement inchangé, quel que soit le modèle envisagé. En effet, la diminution de température liée à l'augmentation de la capacité calorifique spécifique est peu importante pendant la compression. Il convient toutefois de préciser qu'en raison du manque d'informations expérimentales relatives à ce phénomène pour les moteurs considérés, les modèles de délai d'auto-inflammation utilisés ne prennent pas en compte la présence de gaz brûlés, notamment de radicaux susceptibles de favoriser l'inflammation [Grosshans95], c'est à dire de raccourcir le délai d'inflammation.

Les principales conséquences induites par le recyclage des gaz d'échappement sur le fonctionnement du moteur sont rassemblées sur la figure IV.22.

La plus importante est la diminution à peu près linéaire en fonction du taux de recyclage, de l'excès d'air (2,1 en configuration de base, 1,46 pour un taux de recyclage de 30%, <2 pour un taux de recyclage supérieur à quelques pour cent). Or la combustion Diesel nécessite un excès d'air minimum pour un déroulement optimal [Benson82]. En dessous de cette valeur limite, estimée à 1,8 ou à 2 pour le type de moteur considéré, le rendement de combustion se dégrade, le processus s'achevant à des températures trop faibles pour assurer la réaction complète de la totalité du carburant.



*Figure IV.22: Influence du taux de recyclage des gaz d'échappement sur le fonctionnement du moteur et de la suralimentation évaluée avec le modèle deux-zones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

Outre l'accroissement des taux de CO, d'imbrûlés et de particules, la consommation spécifique augmente aussi (210 g/kWh en configuration de base, 240 g/kWh pour un taux de recyclage de 30%).

En revanche, la pression de suralimentation, le régime des turbocompresseurs ainsi que la température des gaz à l'échappement restent quasi inchangés. En effet, l'abaissement de température lié au recyclage des gaz d'échappement est seulement décisif dans la zone de combustion. Pour la température moyenne, cet abaissement est compensé par une enthalpie spécifique supérieure du mélange devenu plus riche.

Ces différents résultats obtenus par simulation, sont comparables à ceux relevés expérimentalement par Imahashi et al. (1995) (figure IV.23).

Les évolutions relatives (exprimées en %) des émissions de NO<sub>x</sub> en g/kWh calculées par les modèles deux zones et multizones en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement, pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2), sont portées sur les figures IV.24a et IV.24b.

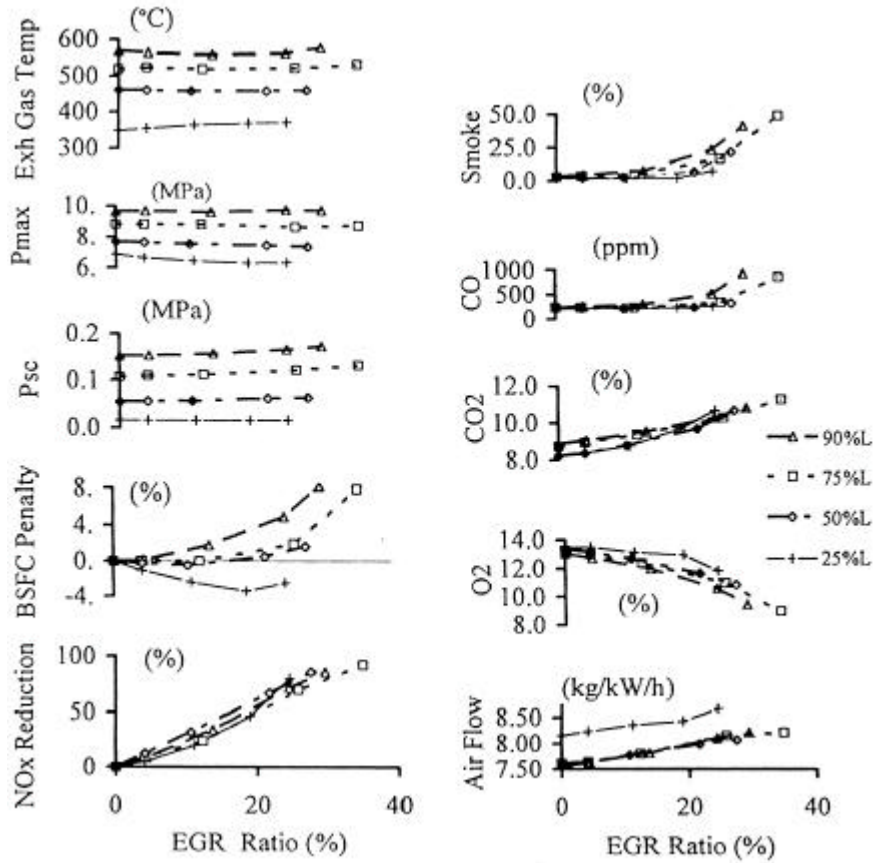
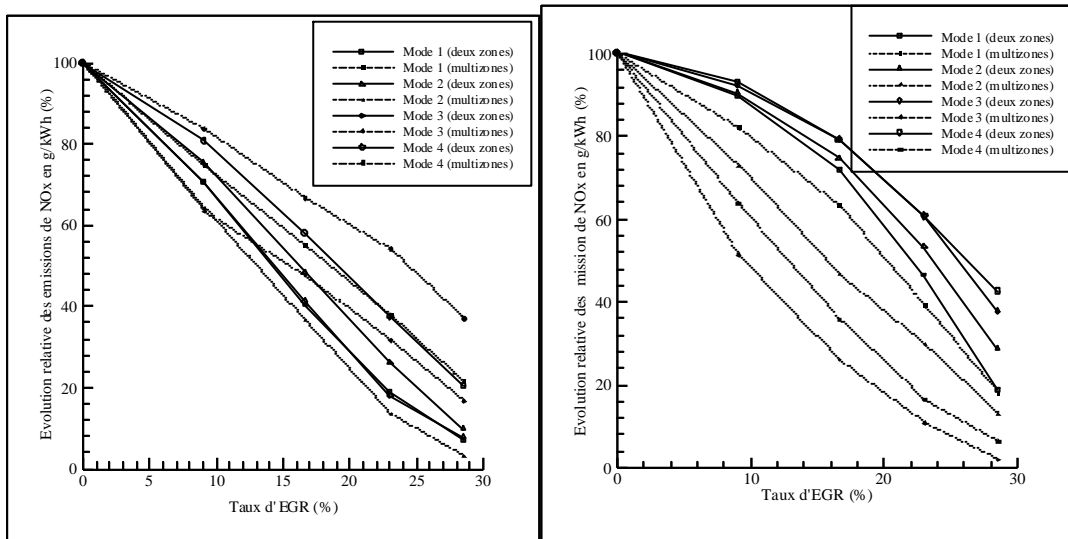


Figure IV.23: Influence du taux de recyclage des gaz d'échappement sur les émissions polluantes et le fonctionnement d'un moteur et de la suralimentation mesurée par [Imahashi et al.95] sur un moteur Diesel marin semi-rapide



(a) PA6-STC, cycle E3

(b) PC2-6B, cycle E2

Figure IV.24: Evolutions relatives des teneurs en NO<sub>x</sub> en g/kWh à l'échappement en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement, calculées avec les modèles deux zones et multizones

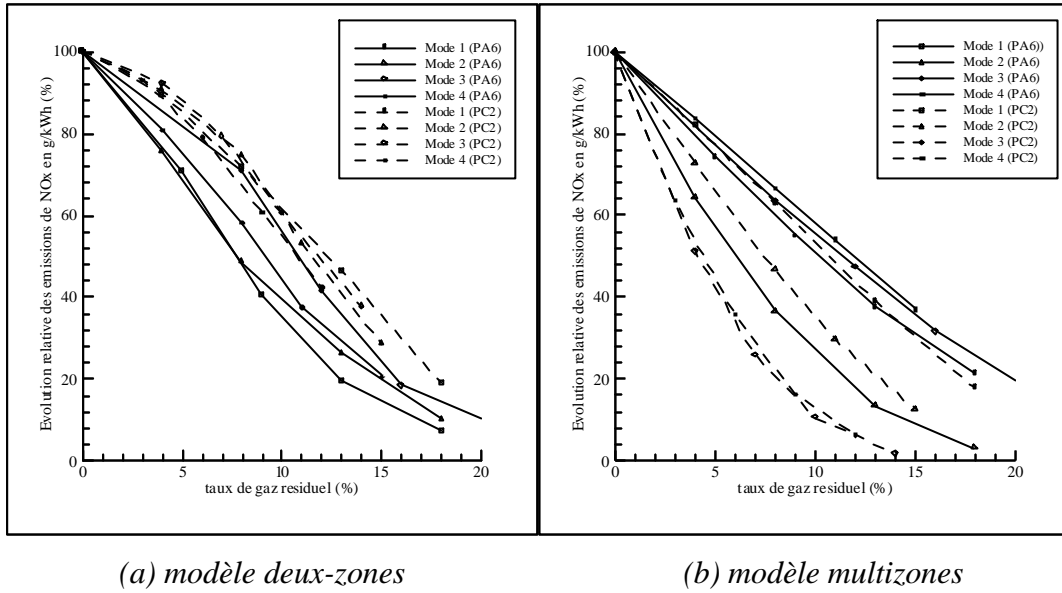
Quel que soit le point de fonctionnement considéré, les émissions de  $\text{NO}_x$  diminuent lorsque le taux de recyclage augmente pour les raisons qui ont été exposées plus haut. Pour le moteur PA6, les modèles deux-zones et multizones donnent des indications similaires. Pour le moteur PC2, le modèle multizones conduit à des niveaux d'émission 50% inférieurs à ceux calculés avec le modèle deux zones. Cet écart peut provenir de l'expression du rendement de combustion en fonction de l'excès d'air. En effet, cette expression a été établie pour le moteur PA6, en se basant sur des relevés expérimentaux correspondant à des phases de fonctionnement transitoire. Or on peut supposer que pour un moteur plus lent, la dégradation du rendement de combustion lorsque l'excès d'air diminue est moins marquée.

Au plan des teneurs en  $\text{NO}_x$  pour différents modes des cycles ISO8178, il existe des écarts relativement importants, pouvant atteindre 50% pour les valeurs issues du modèle multizones mais nettement plus faibles avec la modélisation deux zones.

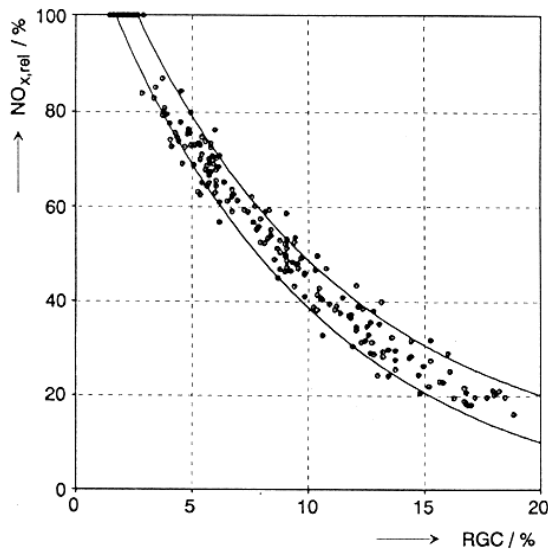
Compte tenu de ces différences, Rimmels et al. (1995) proposent une représentation en fonction du taux de gaz résiduel. Ce paramètre est défini comme le rapport entre la masse de gaz d'échappement pur (de richesse 1) et la masse totale dans le cylindre à la fin de l'admission. Il permet de s'affranchir des différences liées à l'excès d'air initial (en configuration de base) qui peuvent atteindre des proportions importantes (du simple au double) selon le point de fonctionnement considéré.

Les figures IV.25a et IV.25b représentent les évolutions relatives (exprimées en %) des teneurs de  $\text{NO}_x$  à l'échappement issues des modèles deux zones et multizones pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2) en fonction du taux de gaz résiduel.

Le modèle deux zones fournit une évolution similaire à celle mesurée par Rimmels et al. (1995), y compris au niveau quantitatif, pour les deux moteurs étudiés. Par contre, le modèle multizones conduit à des écarts importants entre les différents points de fonctionnement essentiellement pour le moteur PC2. Il semble par conséquent que la modélisation multizones soit moins précise. Mais les résultats obtenus demandent une confirmation expérimentale propre aux moteurs étudiés.



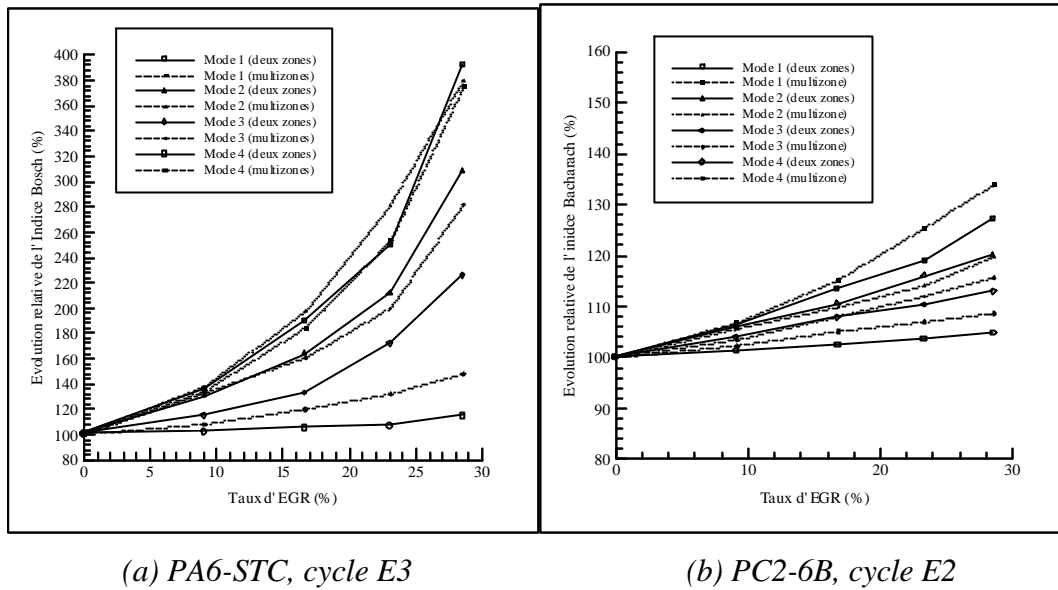
*Figure IV.25: Evolutions relatives des teneurs en NO<sub>x</sub> en g/kWh à l'échappement en fonction du taux de gaz résiduel, calculées avec les modèles deux zones et multizones, pour les 4 modes du cycle E3 (moteur PA6) et E2 (Moteur PC2)*



*Figure IV.26: Evolution relative des teneurs en NO<sub>x</sub> en g/kWh à l'échappement en fonction du taux de gaz résiduel, mesurée par Remmels et al. (1995)*

Les émissions de fumées calculées avec les deux modèles sont représentées sur les figures IV.27a et IV.27b en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement, respectivement pour les moteurs PA6 et PC2. Quel que soit le point de fonctionnement considéré, les fumées augmentent lorsque le taux de recyclage s'élève. En effet, l'abaissement de la température et de l'excès d'air sont défavorables à l'oxydation des particules. Comme pour les NO<sub>x</sub>, les indications des modèles

deux zones et multizones sont assez voisines dans le cas du moteur PA6, mais présentent des écarts plus importants dans le cas du moteur PC2.



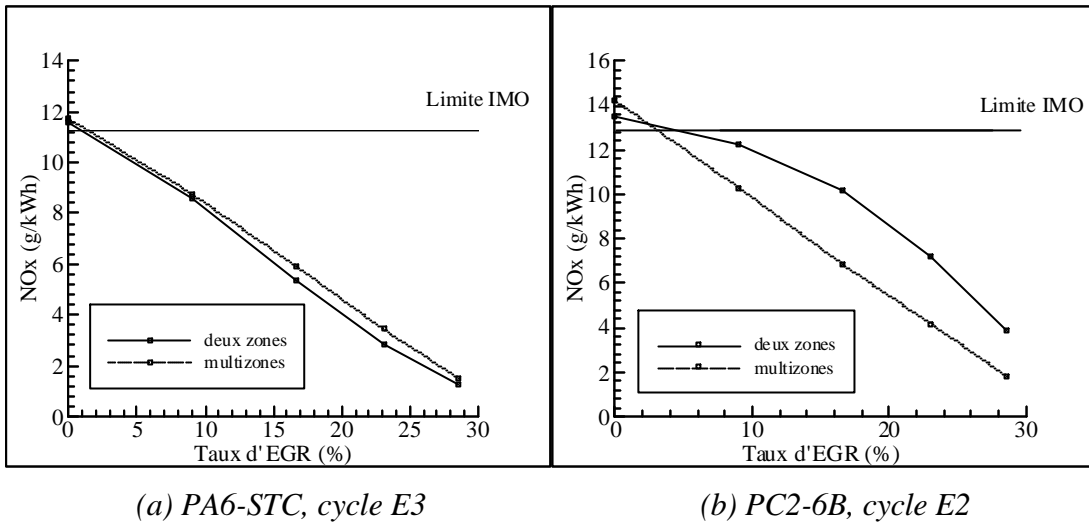
*Figure IV.27: Evolutions relatives de l'opacité des fumées à l'échappement en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement, calculées avec les modèles deux zones et multizones*

Il apparaît également que l'augmentation relative de l'opacité des fumées est plus ou moins élevée suivant les modes considérés. En fait, elle est d'autant plus importante que l'excès d'air initial (en configuration de base) est bas. Pour un même taux de recyclage, l'abaissement de l'excès d'air est alors plus marqué et le taux de gaz résiduel plus élevé. Pour les deux moteurs, l'excès d'air croît avec le numéro des modes, les numéros les plus élevés correspondant à des points de fonctionnement à faible charge. On observe d'ailleurs une tendance analogue au niveau de la consommation spécifique, qui est d'autant moins dégradée que l'excès d'air initial est important.

Enfin, les figures IV.28a et IV.28b représentent l'évolution relative du niveau de  $\text{NO}_x$  des moteurs 12PA6STC et 3PC2-6B, calculée selon les cycles E2 et E3 au moyen des modèles deux zones et multizones, en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement.

Un taux de recyclage d'environ 5% permet d'obtenir un taux d'émission conforme à la réglementation IMO. Dans ce cas, les inconvénients liés au recyclage (élévation de la consommation spécifique et des fumées) restent peu importants. En revanche le coût et la complexité de l'installation semblent élevés par rapport au gain au plan des rejets.





*Figure IV.28: Evolutions relatives du niveau de  $NO_x$  selon les cycles ISO en fonction du taux de recyclage des gaz d'échappement, calculées avec les modèles deux zones et multizones*

Des taux de recyclage plus élevés permettent un gain plus substantiel, mais au détriment de la consommation et du niveau des fumées.

Enfin, l'application de cette technique requiert un excès d'air initial élevé. Il faudra par conséquent s'attacher à augmenter celui-ci (par exemple par une réadaptation de la suralimentation). On peut également envisager de moduler le taux de recyclage en fonction des points de fonctionnement.

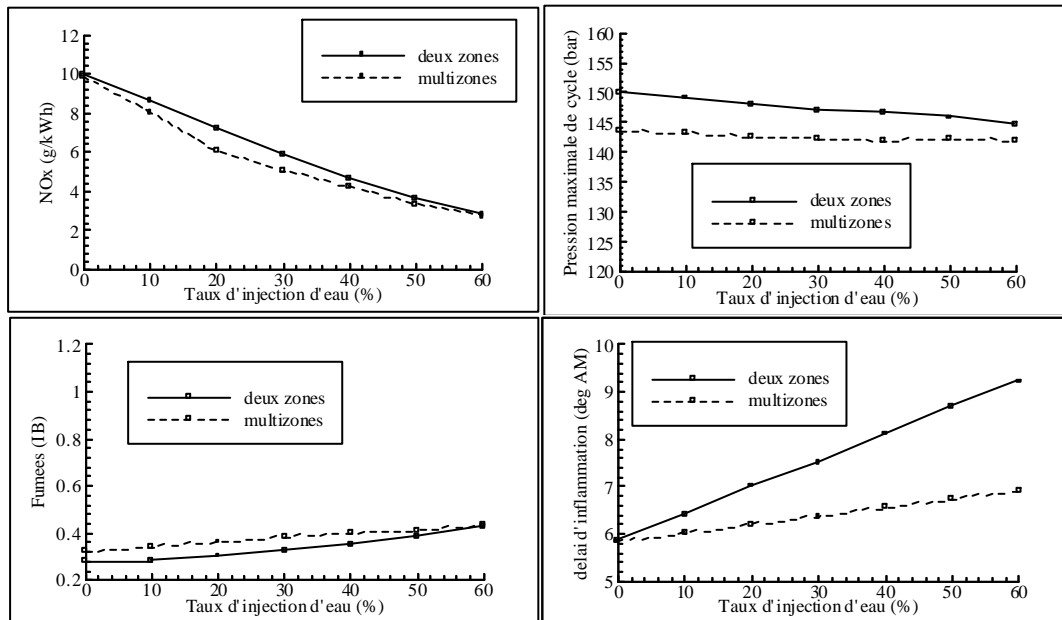
#### IV.2.5. - Etude de l'injection d'eau

Le principe de l'injection d'eau pour abaisser la température du cycle et tenter de limiter les émissions de  $NO_x$  conduit à des réalisations techniques assez variées, présentant chacune des avantages et des inconvénients. L'injection peut se faire dans le collecteur d'admission, ou directement dans le cylindre, soit par un injecteur spécifique, soit par l'injecteur de carburant [Velji et al.95, Imahashi et al.95]. Cette dernière méthode apparaît comme la plus efficace en terme de réduction de  $NO_x$ , par rapport à la quantité d'eau injectée (car l'eau est concentrée dans la zone de combustion, là où son action est utile). Différentes méthodes peuvent être mises en œuvre, la plus répandue étant l'injection d'une émulsion de carburant et d'eau. Lorsque l'injecteur n'est pas modifié, il n'est plus possible d'injecter la quantité de carburant nécessaire pour atteindre la puissance maximale. Suivant le taux d'injection d'eau (rapport entre la masse d'eau et la masse de carburant dans l'émulsion), il devient nécessaire de limiter les performances du moteur à environ

80% de la puissance nominale [Velji et al.95, Imahashi et al.95]. Pour éviter cet inconvénient, notamment lorsque les quantités d'eau injectées sont importantes (taux supérieur à 50%), il est possible de changer ou de modifier l'injecteur, par exemple en augmentant le nombre de trous [Sonoda et al.95]. L'injection d'eau pose aussi le problème de l'allongement du délai d'inflammation, lequel peut conduire à des défauts d'allumage à faible charge et à une sévérité de combustion accrue. Pour y remédier, le recours à une "injection pilote" peut être envisagé [Sonoda et al.95]: elle consiste, pour faciliter l'inflammation, à injecter une petite quantité de carburant pur avant l'injection principale de l'émulsion. Enfin, des études sont également menées sur l'injection d'eau et de carburant sous forme stratifiée[Miyano et al.95].

Le but de cette partie de l'étude n'est pas de comparer ces différentes technologies, qui conduisent à des résultats assez voisins, mais de tester la capacité des modèles deux zones et multizones à les appréhender et d'en tirer les principales conséquences sur le fonctionnement du moteur. La méthode retenue est celle de l'injection en émulsion avec augmentation du nombre de trous de l'injecteur en fonction du taux d'injection d'eau, de telle sorte que la durée d'injection reste constante.

L'influence du taux d'injection d'eau sur le déroulement de la combustion et sur les émissions polluantes à l'échappement évaluée par les modèles deux zones et multizones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal est illustrée par la figure IV.29.



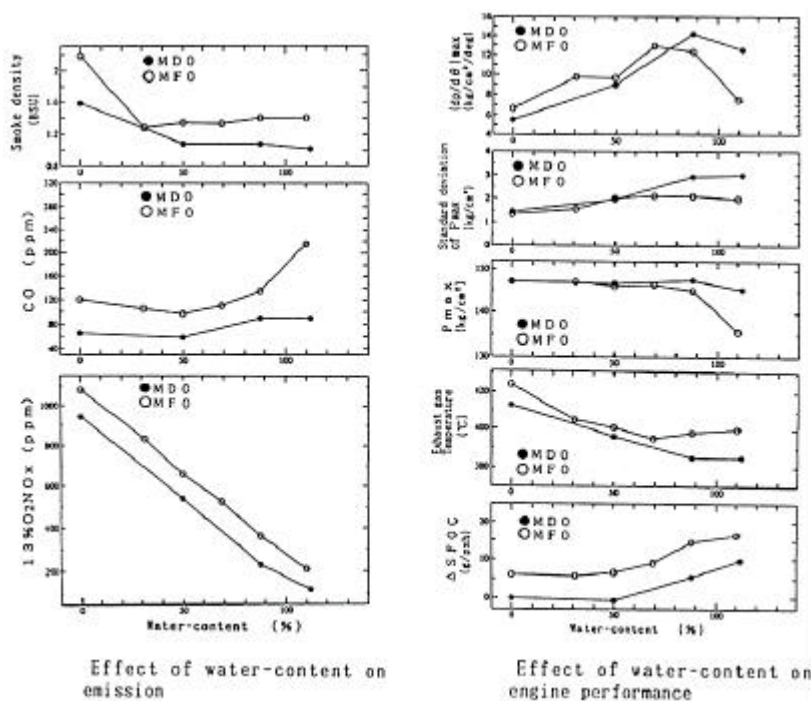
**Figure IV.29:** Influence du taux d'injection d'eau sur le déroulement de la combustion et les émissions polluantes à l'échappement évaluée avec les modèles deux-zones et multizones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal

Ce procédé diminue la température de la zone de combustion en absorbant de la chaleur lors de la vaporisation, puis en augmentant sa capacité calorifique par accroissement de masse et de capacité spécifique. Cette diminution de température implique un abaissement de la concentration en  $\text{NO}_x$  à l'échappement qui décroît de façon quasi linéaire en fonction du taux d'injection d'eau (elle est diminuée d'environ 60% pour un taux d'injection d'eau de 60%).

L'abaissement de la température locale au sein du jet de carburant a également pour conséquence un allongement du délai d'inflammation entraînant un retard de la combustion avec accroissement de la sévérité (la quantité de carburant injectée pendant le délai subissant une combustion de masse, est majorée). Ces deux effets se compensent, ainsi l'influence sur la température du cycle et par voie de conséquence sur les émissions de  $\text{NO}_x$  peut être considérée comme mineure.

La pression maximale du cycle varie peu, elle diminue seulement de quelques bar pour un taux d'injection de 60%.

Ces différents résultats sont conformes à ceux généralement présentés dans la littérature (voir par exemple figure IV.30).



*Figure IV.31: Influence du taux d'injection d'eau sur les performances du moteur et les émissions d'un moteur Diesel semi-rapide (4 temps, 250 mm d'alésage et 1000 tr/mn) mesurée par [Sonoda et al.95]*

notations des auteurs

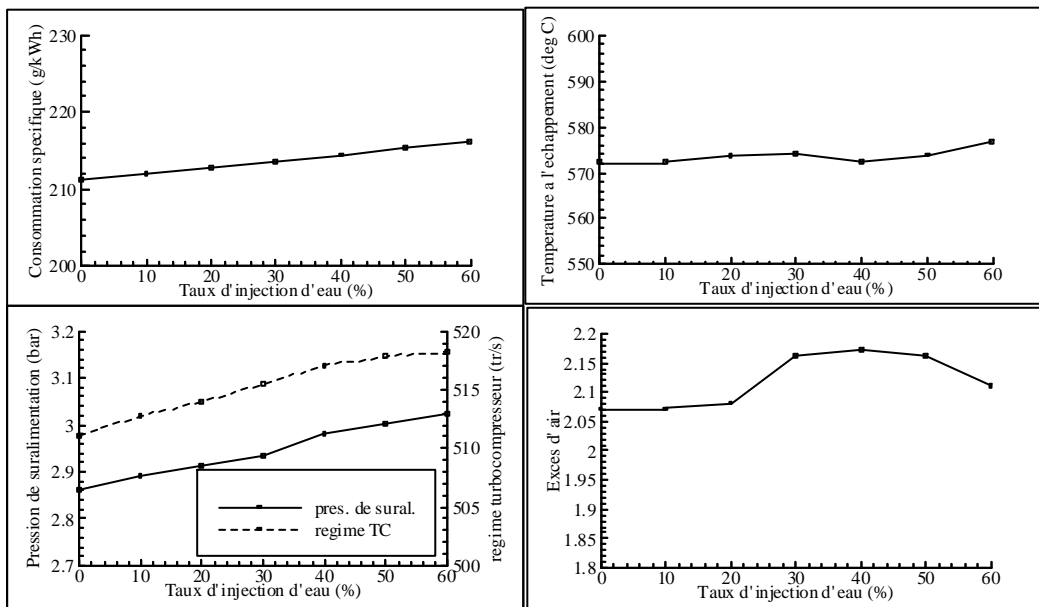
MDO: Marine Diesel Oil

MFO: Marine Fuel Oil (Fuel lourd)

Le niveau des fumées reste pratiquement constant pour un taux d'injection d'eau variant de 0 à 60%. En effet, l'influence néfaste de l'abaissement de la température sur l'oxydation des particules est compensée par la présence d'eau, pour des raisons qui restent à l'heure actuelle mal élucidées (la présence d'eau pourrait améliorer l'atomisation du jet de carburant en gouttelettes plus fines et les radicaux OH provenant de l'eau favoriseraient les réactions d'oxydation).

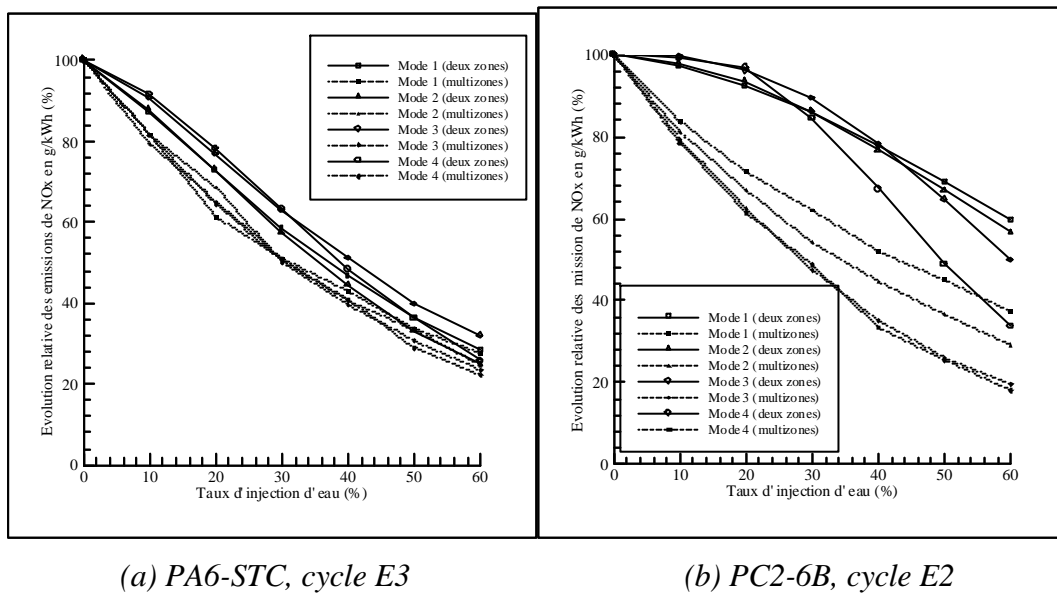
Les conséquences de l'injection d'eau en émulsion sur le fonctionnement du moteur sont par ailleurs assez peu marquées (Figure IV.31):

- la consommation spécifique augmente très légèrement (environ 2 g/kWh pour un taux d'injection de 60%). Les études expérimentales recensées dans l'étude bibliographique [Miyano et al.95, Sonoda et al.95, Imahashi et al.95, Velji et al.95] font état d'évolutions analogues.
- de même, la température d'échappement, la pression de suralimentation, le régime des turbocompresseurs et l'excès d'air varient peu. En conséquence, ces paramètres ne constituent pas une limite à l'utilisation de l'injection d'eau.
- en revanche, outre les questions d'allumage et de sévérité de combustion à faible charge évoquées plus haut, la consommation d'eau (avec un degré de pureté élevé) et les problèmes de fiabilité (risque d'infiltration de l'eau dans l'huile de lubrification entraînant la corrosion) sont susceptibles de limiter l'application du procédé à des niveaux trop importants.



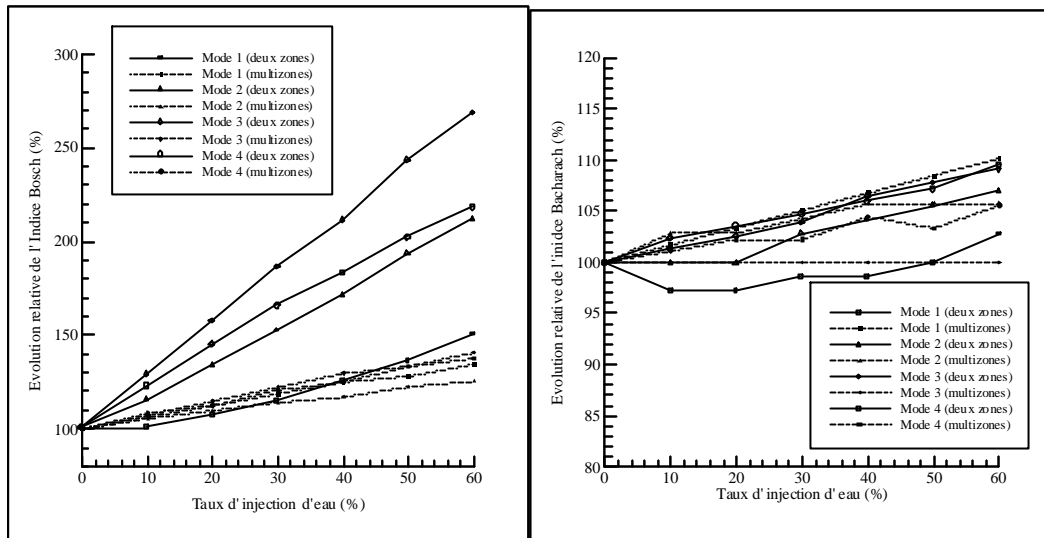
*Figure IV.31: Influence du taux d'injection d'eau sur le fonctionnement du moteur et de la suralimentation évaluée avec le modèle deux-zones pour le moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

Les figures IV.32a et IV.32b représentent les évolutions relatives (exprimées en %) des émissions de  $\text{NO}_x$  en g/kWh calculées par les modèles deux zones et multizones en fonction du taux d'injection d'eau, pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2). Pour le moteur PA6, ces évolutions sont très voisines, quels que soient le mode de calcul et le point de fonctionnement considérés. Les émissions de  $\text{NO}_x$  décroissent quasi linéairement en fonction du taux d'injection, (l'abaissement moyen est de l'ordre de 70% pour un taux d'injection de 60%). Dans le cas du moteur PC2, l'abaissement évalué par le modèle multizones est similaire à celui obtenu avec le PA6, alors que le modèle deux zones indique des niveaux de  $\text{NO}_x$  plus élevés (environ 20% en moyenne). Ainsi, les résultats dépendent peu du point de fonctionnement étudié. Les valeurs se situent dans la fourchette des données expérimentales moyennes présentées dans la littérature, (diminution de 60% du niveau de  $\text{NO}_x$  pour un taux d'injection de 60%).



**Figure IV.32:** Evolution relative des teneurs en  $\text{NO}_x$  en g/kWh à l'échappement en fonction du taux d'injection d'eau, calculée avec les modèles deux zones et multizones

Les figures IV.33a et IV.33b indiquent les évolutions relatives (exprimées en %) des niveaux des fumées calculés avec les modèles deux zones et multizones en fonction du taux d'injection d'eau, pour les différents modes des cycles E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2).



(a) PA6-STC, cycle E3

(b) PC2-6B, cycle E2

**Figure IV.33:** Evolutions relatives de l'opacité des fumées à l'échappement en fonction du taux d'injection d'eau, calculées avec les modèles deux zones et multizones

Dans le cas du moteur PC2, les deux modèles prédisent un niveau presque constant pour un taux d'injection variant de 0 à 60%. En revanche pour le moteur PA6, le modèle multizones prévoit une augmentation modérée du niveau des fumées (environ 20% pour un taux d'injection de 60%) quel que soit le point de fonctionnement considéré, tandis que le modèle deux zones conduit à une élévation plus importante (jusqu'à 150%) pour les modes 2, 3 et 4, lesquels correspondent à des charges partielles.

Ces résultats sont directement tributaires de la prise en compte simplifiée de l'influence de l'eau sur l'oxydation des particules (voir chapitre II). Il convient par conséquent de les considérer avec prudence, d'autant que les investigations expérimentales décrites dans la littérature font généralement état d'une diminution du niveau de fumées en fonction du taux d'injection d'eau [Velji et al.95, Sonoda et al.95].

Enfin, les figures IV.34a et IV.34b montrent les évolutions des niveaux de NO<sub>x</sub> calculés suivant les cycles ISO E3 (moteur PA6) et E2 (moteur PC2) en fonction du taux d'injection d'eau.

Un faible taux d'injection (environ 5% pour le moteur PA6 et 10% pour le moteur PC2) suffit pour satisfaire à la réglementation IMO actuelle. Cependant le coût et la complexité de la mise en œuvre semblent alors très importants par rapport au gain prévisible.

En revanche, l'utilisation de taux d'injection plus élevés, jusqu'à 60% ou plus, permettent d'envisager des diminutions beaucoup plus importantes (de l'ordre de 60%), particulièrement intéressantes dans l'hypothèse d'une réglementation plus contraignante.

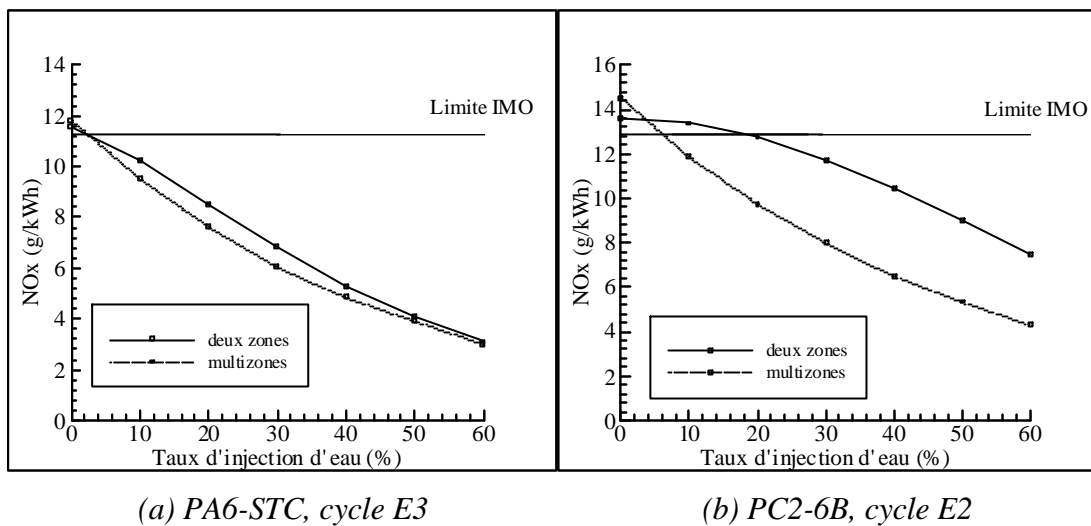


Figure IV.34: Evolutions relatives du niveau de  $NO_x$  selon les cycles ISO en fonction du taux d'injection d'eau, calculées avec les modèles deux zones et multizones

*L'étude présentée au début du chapitre concernant un moteur prototype à faibles émissions de  $NO_x$ , établit un accord satisfaisant entre les résultats obtenus par simulation numérique avec les deux modèles (deux zones et multizones) et les données expérimentales.*

*Les évolutions des émissions de  $NO_x$  et de la consommation spécifique sont correctement restituées par les deux modèles. Néanmoins, le modèle deux zones est incapable de prendre en compte l'influence du diamètre des trous de l'injecteur. Cette impossibilité est attribuée à une modélisation trop simplifiée de l'injection.*

*Malgré des écarts parfois importants, l'accord valeur calculée / valeur expérimentale peut être considéré comme globalement satisfaisant, comparativement aux différents travaux publiés à ce jour dans ce domaine.*

*Ces résultats positifs constituent le point de départ d'une étude élargie. Elle concerne principalement:*

- deux types de moteur semi-rapides qui se différencient par leur régime, leurs dimensions, leur système de suralimentation et surtout par leur niveau de puissance (324 kW/cyl et 615 kW/cyl)*
- les principales méthodes de dépollution à la source (diminution de l'avance à l'injection, diminution de la température d'admission, recyclage des gaz d'échappement et injection d'eau); leur efficacité est évaluée en terme de dépollution en même temps que leur influence sur le fonctionnement du moteur et de la suralimentation.*
- un examen systématique des points de fonctionnement correspondant aux cycles ISO E2 et E3 et couvrant une large part du domaine d'exploitation des moteurs.*

*Les résultats obtenus par les modèles deux zones et multizones sont comparables et cohérents avec les investigations expérimentales présentées dans la littérature.*

*La réduction de l'avance à l'injection apparaît comme la technique la plus simple à mettre en œuvre ; elle permet de satisfaire à la réglementation de l'IMO actuellement en vigueur. En revanche, la dégradation de la consommation spécifique est relativement importante.*

*Le recyclage des gaz d'échappement (EGR) est efficace dans la diminution des émissions de  $NO_x$ , mais nécessite un maintien suffisant de l'excès d'air, sous peine d'augmenter la consommation et le niveau des fumées de façon importante.*

*L'abaissement de la température de l'air d'admission est également un moyen permettant d'abaisser le niveau de  $NO_x$ , mais l'avancée sur ce plan est limitée par les*



*difficultés techniques rencontrées pour refroidir l'air en dessous d'un certain seuil de température.*

*Finalemment, l'injection d'eau en émulsion avec le carburant semble la solution la plus satisfaisante du point de vue thermodynamique, grâce notamment à une action localisée dans la zone de combustion. Outre une diminution des émissions de NO<sub>x</sub>, elle permet de réduire le niveau des fumées sans incidence notable sur la consommation du moteur. Son application industrielle reste toutefois tributaire de la résolution des problèmes techniques liés à sa mise en œuvre (fiabilité, consommation d'eau).*



## CHAPITRE V: EVALUATION DES EMISSIONS POLLUANTES ET DES MOYENS DE REDUCTION A LA SOURCE EN FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE

---

V.1. - SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE A SURALIMENTATION SEQUENTIELLE: VALIDATION	170
V.1.1. - Etude préliminaire sur des sollicitations élémentaires	170
V.1.2. - Etude des phases de permutation des turbocompresseurs sur un moteur à suralimentation séquentielle	172
V.1.3. - Simulation de la réponse à des sollicitations extrêmes: propulsion en mer gelée	179
V.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE	182
V.2.1. - Etude de sollicitations élémentaires: échelons de charge	182
V.2.2. - Etude de sollicitations complexes: montée en charge suivant une loi hélice simple - mise en place des notions nécessaires à l'étude des émissions en régime transitoire	183
V.3. - ETUDE DES MOYENS DE DIMINUTION A LA SOURCE DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE	190
V.3.1. - Influence des inerties	190
V.3.2. - Utilisation des méthodes employées en régime stationnaire	193
V.3.3. - Influence du régulateur	197
V.3.4. - Influence de l'assistance pneumatique des turbocompresseurs	202



*Actuellement, les émissions polluantes en régime transitoire des moteurs Diesel semi-rapides ne font pas l'objet d'une réglementation spécifique, en raison principalement des difficultés inhérentes à la mesure instantanée des émissions. Cependant, les phases de fonctionnement transitoires sont d'une importance majeure dans certaines applications (notamment les manœuvres en propulsion navale). Les variations importantes de l'excès d'air qui en découlent ont des conséquences notables sur le fonctionnement du moteur, particulièrement sur les niveaux d'émissions polluantes.*

*Compte tenu des possibilités révélées sur ce plan par le logiciel SELENDIA en régime stationnaire, son extension est envisagée pour approcher le fonctionnement dynamique.*

*La première partie de ce chapitre a pour objet d'établir la validation de la simulation du fonctionnement du moteur en régime transitoire, par le biais de différentes études concernant le moteur SEMT Pielstick PA6 STC à suralimentation séquentielle.*

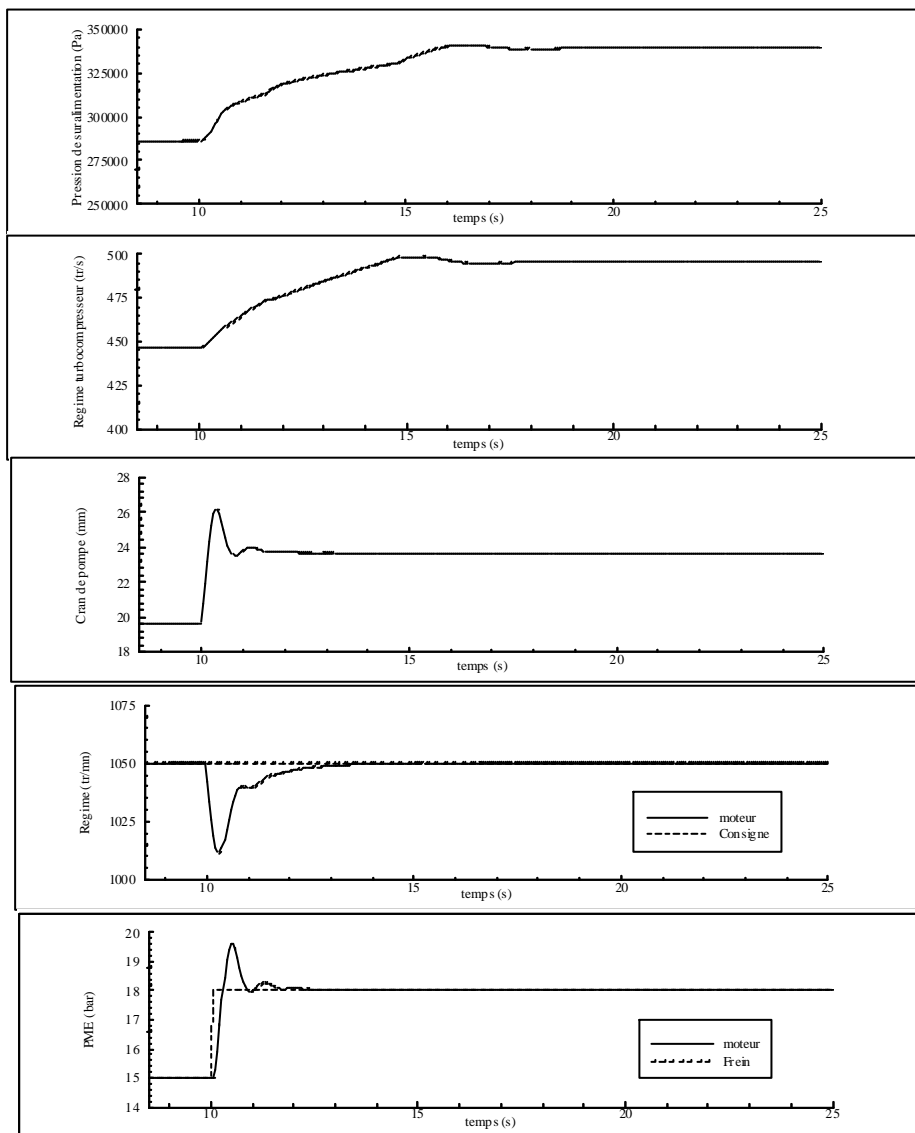
*Le logiciel SELENDIA est ensuite appliqué à l'estimation des émissions polluantes en régime transitoire.*

*Enfin, les efficacités des principales techniques de dépollution, spécifiques ou non aux régimes transitoires, sont évaluées dans les cas d'une sollicitation élémentaire (échelon de charge) et d'une sollicitation plus complexe, représentative de la propulsion navale (prise de charge suivant une « loi hélice »).*

V.1. - SIMULATION DU FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE A SURALIMENTATION SEQUENTIELLE: VALIDATION

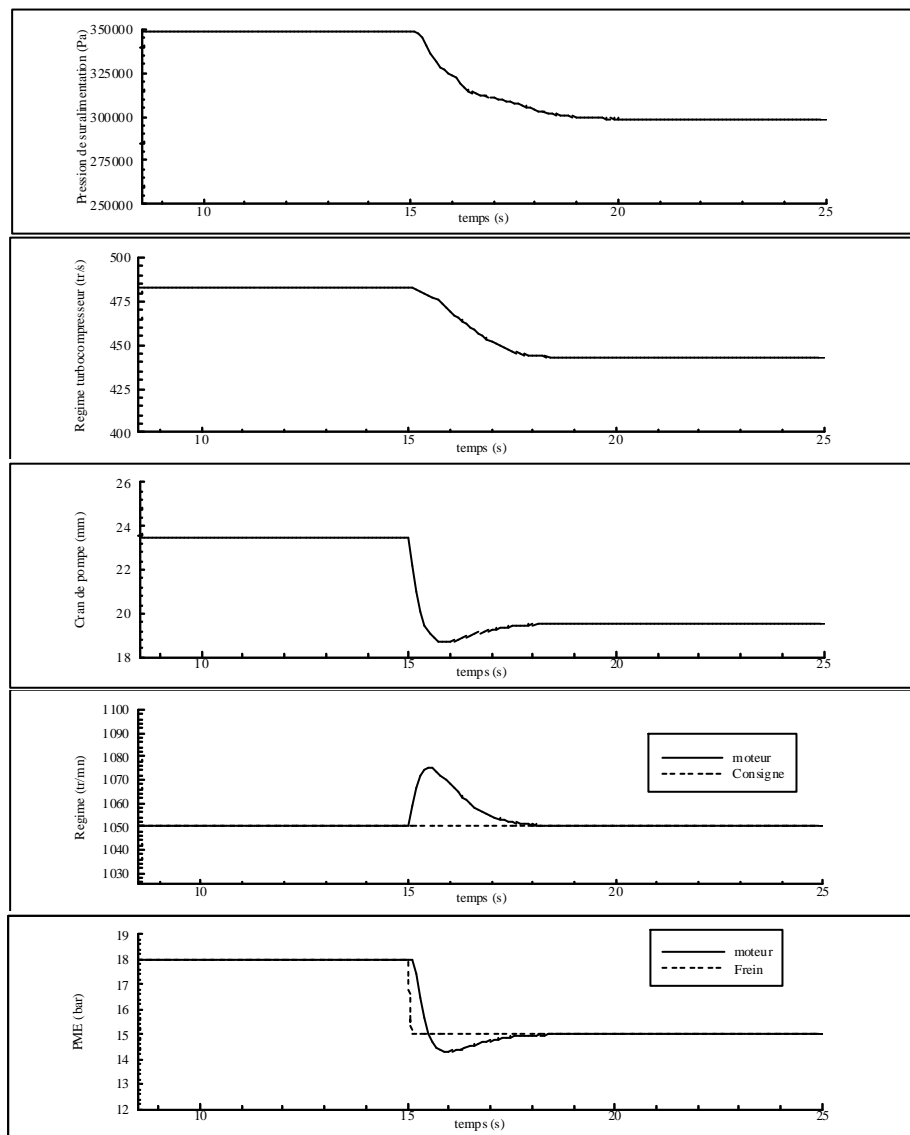
V.1.1. - Etude préliminaire sur des sollicitations élémentaires

Il existe assez peu d'informations expérimentales concernant les phases de fonctionnement transitoire des moteurs étudiés. C'est pourquoi, dans un premier temps, des cas simples souvent traités dans la littérature sont simulés. La figure V-1 représente la réponse du moteur à un échelon de charge positif (augmentation de la PME résistive de 15 bar à 18 bar).



*Figure V-1: Evolution des principaux paramètres moteurs en réponse à une variation de la PME résistante de 15 bar à 18 bar - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn*

Le régime moteur diminue rapidement sous l'effet de la charge supplémentaire. Le cran de pompe représente la position de la crémaillère qui règle la quantité de carburant que la pompe d'injection va introduire dans le cylindre. Il est alors augmenté par le régulateur, afin de retrouver la vitesse de consigne. La quantité de carburant introduite étant plus importante, la PME du moteur augmente et dépasse la PME résistive permettant au régime moteur d'atteindre à nouveau sa valeur de consigne après 4 à 5 secondes. L'augmentation de charge du moteur s'accompagne d'une variation des conditions de fonctionnement du turbocompresseur, avec notamment une augmentation de la vitesse et de la pression de suralimentation. Toutefois, du fait des inerties différentes, le temps de réponse du turbocompresseur est plus élevé (environ 10 secondes) que celui du moteur.



*Figure V-2: Evolution des principaux paramètres moteurs en réponse à une variation de la PME résistante de 18 bar à 15 bar - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn*

La figure V-2 représente le comportement du moteur dans le cas d'un échelon de charge négatif. La réponse du moteur est alors opposée, avec un dépassement temporaire de la vitesse de consigne et un abaissement du cran de pompe pour diminuer le couple fourni. Au niveau du turbocompresseur, le régime et le rapport de pression diminuent (4 à 5 secondes de retard sur la réponse du moteur).

Ces évolutions sont qualitativement conformes aux observations expérimentales et aux résultats de simulation présentés dans la littérature [Benson82, Larmi93].

La simulation à visée quantitative est envisagée en considérant des phases de fonctionnement particulières, propres aux moteurs à suralimentation séquentielle tels que le PA6 STC; il s'agit des phases de permutation directe et inverse d'un turbocompresseur en service à deux turbocompresseurs en service. En effet, ces phases de fonctionnement originales sont particulièrement instructives puisqu'elles font intervenir à la fois de fortes variations de vitesse et de rapport de pression au niveau des turbocompresseurs et des variations importantes de l'alimentation en air, ainsi que des limitations de cran au niveau du moteur. L'aptitude attendue du logiciel à les reproduire pourra par conséquent être considérée comme une validation probante, extensible à d'autres cas moins complexes.

Par ailleurs, ayant fait l'objet d'études expérimentales détaillées lors de la mise au point de la suralimentation séquentielle par le constructeur S.E.M.T. Pielstick, la documentation sur ces phases est assez riche.

Enfin, leur prise en compte est indispensable à l'étude des émissions polluantes lors des phases d'accélération et de décélération du moteur PA6STC puisque très souvent une permutation intervient.

#### V.1.2. - Etude des phases de permutation des turbocompresseurs sur un moteur à suralimentation séquentielle

La figure V-3 représente le schéma du dispositif de suralimentation du moteur SEMT 12PA6STC. Les deux turbocompresseurs sont installés en parallèle. Aux faibles et aux moyennes puissances, un seul turbocompresseur est en service. Aux fortes puissances, les ouvertures des vannes G et A permettent d'utiliser les deux turbocompresseurs. Ainsi, la zone de fonctionnement exploitable à faible régime et à fort couple est accrue de façon significative par rapport à une suralimentation classique mono-étagée, l'alimentation en air étant améliorée [Hermann89, Hermann90]. Un dispositif semblable est également appliqué à des moteurs PA6 à 16 cylindres (16PA6STC).

La modélisation de la suralimentation lors des phases de fonctionnement dynamique a été présentée dans le chapitre II. Toutefois, cette modélisation est complétée afin de simuler les



phases de permutation des turbocompresseurs spécifiques aux moteurs à suralimentation séquentielle: les deux turbocompresseurs sont modélisés indépendamment, les vannes A et G sont prises en compte, notamment le déclenchement et la durée de leur ouverture et de leur fermeture [Chessé et al.98, Tautzia et al.98].

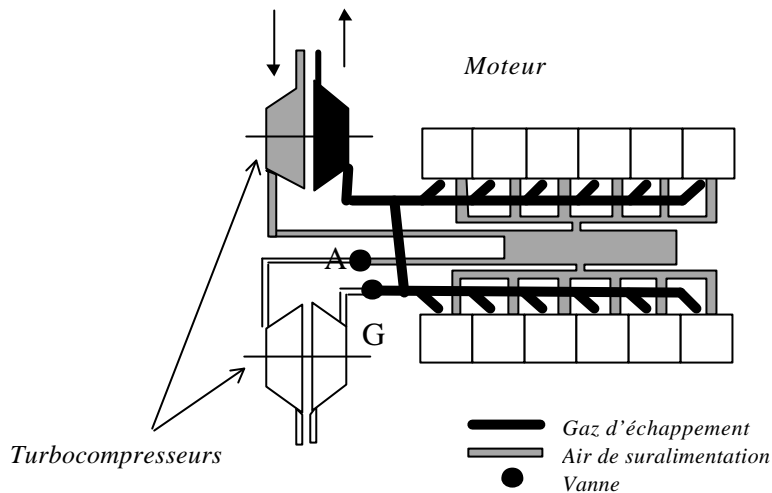


Figure V-3: Schéma de principe de la suralimentation séquentielle - Moteur 12PA6 STC

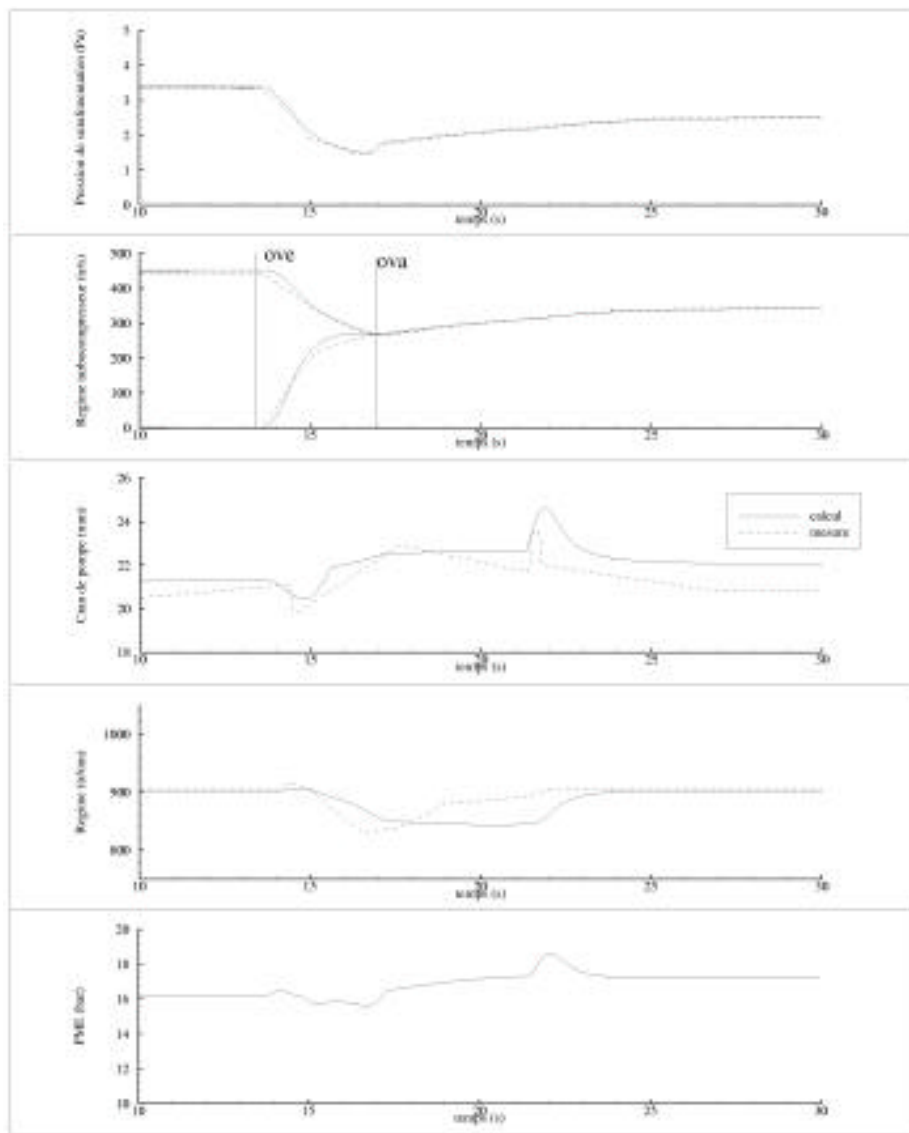
Les capacités doivent également être étendues à la prise en compte du phénomène de pompage des compresseurs de suralimentation (observé expérimentalement de manière transitoire, lors des permutations 1TC/2TC). La méthode proposée par Chessé (1995), consiste à extrapoler les champs compresseurs aux débits négatifs et à modéliser les circuits d'alimentation en air par des éléments capacitifs (collecteurs) et inertiels (conduits): elle est introduite dans le logiciel *SELENDIA*.

La figure V-4 représente une permutation d'un turbocompresseur à deux turbocompresseurs en service à régime constant (900 tr/mn) provoquée par une légère prise de charge, sur un moteur 16PA6 STC. La procédure, déclenchée lorsque la vitesse du turbocompresseur dépasse un seuil comporte deux étapes successives:

- la vanne G, située sur le circuit d'échappement est ouverte: la turbine étant entraînée le deuxième turbocompresseur démarre et accélère;
- la vanne A du circuit d'air d'admission est ouverte à son tour, après une temporisation de 2,7 s ; le deuxième turbocompresseur alimente alors le moteur en air.

Au niveau du circuit de suralimentation, on peut observer le démarrage du deuxième turbocompresseur dès l'ouverture de la vanne G, et dans le même temps, une baisse de régime du premier turbocompresseur (qui ne récupère plus qu'une partie de la puissance des gaz d'échappement, puisque celle-ci est partagée entre les deux turbines). Ce ralentissement du

premier turbocompresseur s'accompagne d'une chute importante de la pression de suralimentation. Lorsque la vanne A est ouverte à son tour, cette tendance s'inverse: le collecteur d'admission étant alimenté par deux turbocompresseurs, sa pression remonte sensiblement, ainsi que les régimes des turbocompresseurs qui très rapidement deviennent identiques. La simulation permet de retrouver ces évolutions de manière qualitative et quantitative: les valeurs des extrêmes des régimes des turbocompresseurs et de la pression de suralimentation sont calculées avec une marge d'erreur inférieure à 5%. La durée des différentes phases est également correctement restituée (figure V-4).

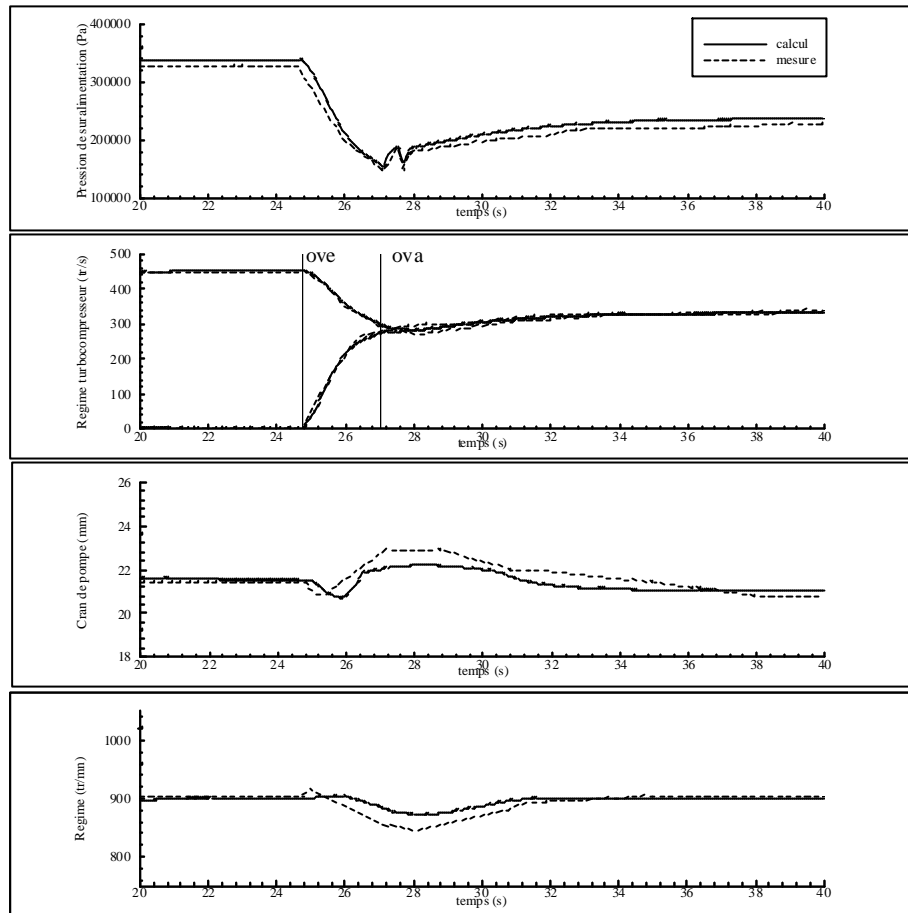


*Figure V-4: Permutation ITC/2TC en service - Evolution de la pression de suralimentation, du régime des turbocompresseurs, du régime moteur, du cran de pompe et de la charge du moteur - Comparaison calcul / expérience*

*Moteur 16PA6STC à 900 tr/mn*

Au niveau du moteur, on peut également distinguer différentes phases liées à la permutation. L'ouverture de la vanne G provoque d'abord une chute de la pression à l'échappement qui est très temporairement (pendant environ une seconde) favorable au moteur: le balayage est amélioré, la PME augmente légèrement, provoquant une augmentation de quelques tours par minute du régime moteur et une diminution du cran (la vitesse de consigne est alors dépassée). Puis, très rapidement la chute de la pression d'admission a pour effet de diminuer la charge du moteur, et par voie de conséquence son régime. Le cran augmente alors jusqu'à sa valeur limite (voir chapitre II), et ne peut compenser cette baisse de vitesse. Après l'ouverture de la vanne A, la pression de suralimentation s'accroît, permettant au régime moteur de remonter légèrement (la PME augmente assez peu cependant, du fait de la limite de cran). Enfin, à l'issue d'une temporisation d'environ 6 secondes après le déclenchement de la permutation, la limite de cran correspondant au fonctionnement avec un turbocompresseur est délaissée au profit de la limite beaucoup plus élevée correspondant au fonctionnement avec deux turbocompresseurs. Il apparaît alors une augmentation significative du cran pendant quelques secondes, permettant au moteur de reprendre son régime de consigne. Comme pour la suralimentation, le logiciel *SELENDIA* est capable de décrire le comportement du moteur, et de retrouver ces différentes phases avec une précision convenable. Les écarts observés sur les valeurs sont pour une large part imputables à la méconnaissance de certains paramètres expérimentaux, notamment l'inertie du frein et la charge exacte appliquée au moteur.

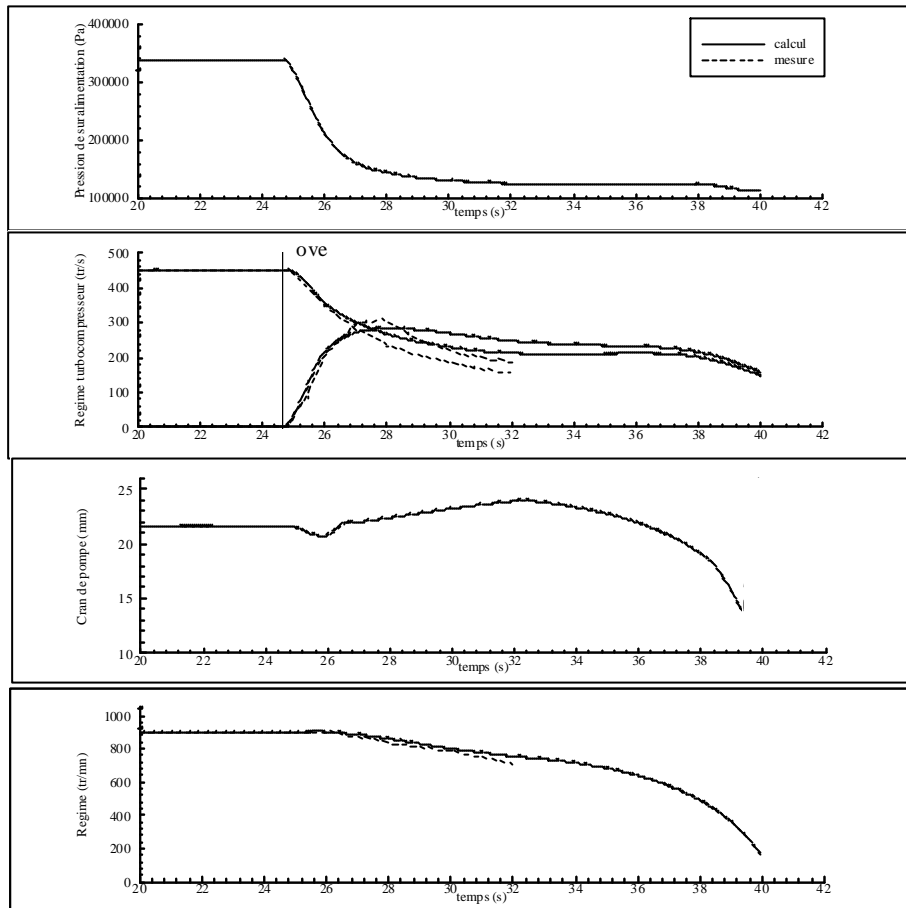
La figure V-5 représente pour le même moteur, le comportement du système de suralimentation pour une temporisation entre les ouvertures des vannes G et A de 2,2 s au lieu de 2,7s dans le cas précédent, les conditions de permutation sont par ailleurs identiques. Cette temporisation inférieure conduit à une vitesse du deuxième turbocompresseur insuffisante lors de l'ouverture de la vanne A, entraînant une inversion des débits (ou « coup de pompage ») dans le deuxième compresseur, (chute de la courbe de la pression de suralimentation, suivie d'une remontée au niveau initial, lorsque le compresseur sort de la zone de pompage). La prise en compte de ce phénomène dans le logiciel est effective, puisque la simulation permet de retrouver l'apparition momentanée du pompage lorsque la temporisation est diminuée, mais également d'évaluer l'amplitude et la durée avec une bonne précision. Par ailleurs, comme précédemment, le comportement du moteur (évolution du cran de pompe et du régime) est correctement restitué.



*Figure V-5: Permutation ITC/2TC en service avec apparition momentanée du pompage: cas d’une temporisation insuffisante entre les ouvertures des vannes de gaz et d’air - Evolution de la pression de suralimentation, du régime des turbocompresseurs, du régime moteur, du cran de pompe et de la charge du moteur - Comparaison calcul / expérience Moteur 16PA6STC à 900 tr/mn*

La figure V-6 illustre le comportement du moteur dans le cas d’un fonctionnement défectueux en l’absence d’une ouverture de la vanne d’air.

La pression de suralimentation décroît continuellement à partir de l’ouverture de la vanne de gaz, puisque le seul turbocompresseur en service reçoit de moins en moins de puissance. En effet, la puissance des gaz d’échappement est partagée entre les deux turbocompresseurs et elle décroît de manière continue au fur et à mesure de la baisse de la pression de suralimentation qui se répercute via le moteur. L’alimentation en air de ce dernier devient rapidement insuffisante, d’où un abaissement de la charge fournie et par voie de conséquence une diminution du régime. La simulation est poursuivie jusqu’à l’arrêt du moteur, alors qu’expérimentalement, la charge du frein est diminuée, environ 8 secondes après la permutation (afin d’éviter l’arrêt du moteur dans des conditions préjudiciables à sa fiabilité).

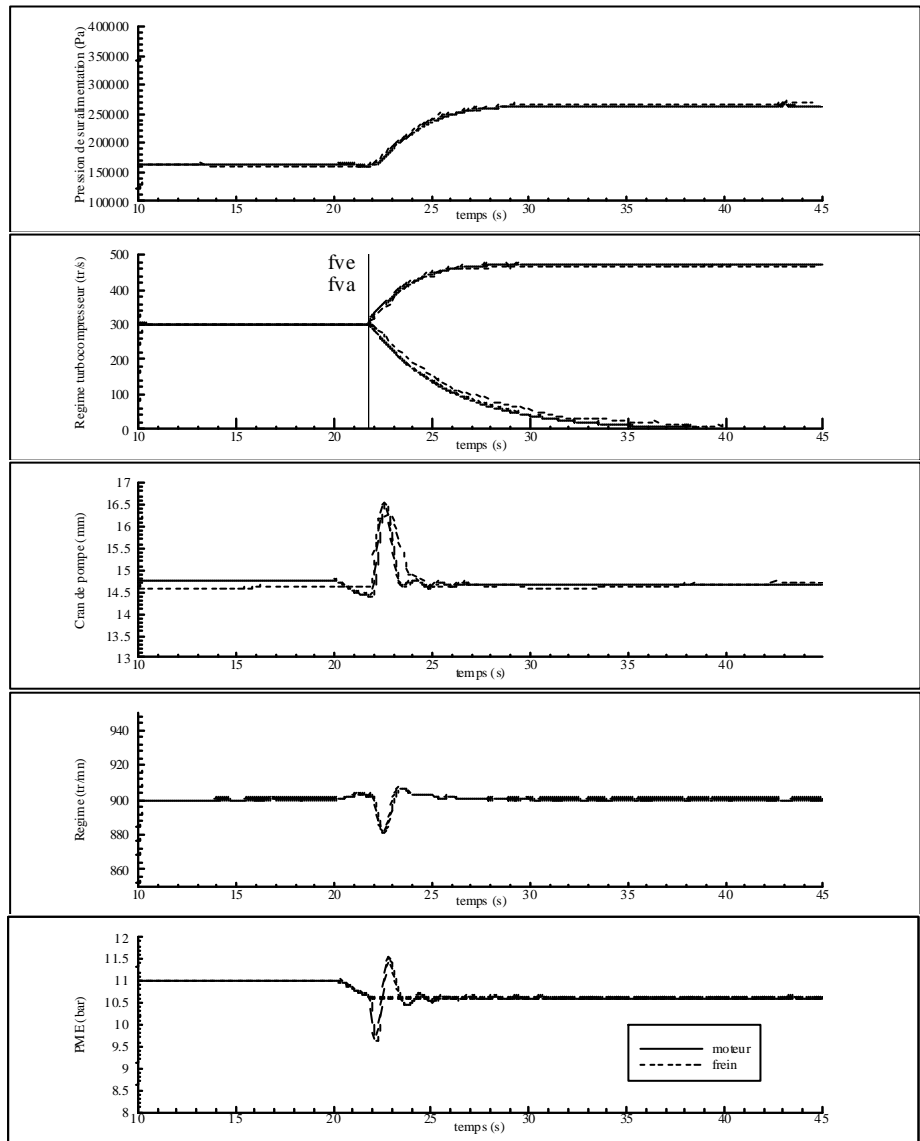


*Figure V-6: Permutation ITC/2TC en service défectueuse: pas d'ouverture de la vanne A  
Evolution de la pression de suralimentation, du régime des turbocompresseurs, du régime  
moteur, du cran de pompe et de la charge du moteur - Comparaison calcul / expérience  
Moteur 16PA6STC à 900 tr/mn*

C'est pourquoi les relevés expérimentaux sont arrêtés à  $t=32s$ . Jusque là, l'accord avec les valeurs calculées est bon, tant pour le moteur que pour la suralimentation.

La figure V-7 représente la permutation inverse, (transfert de deux turbocompresseurs en service à un seul, sur un moteur 12PA6STC). Cette permutation s'effectue sous l'effet d'une légère diminution de la charge, le régime de consigne étant maintenu constant à 1010 tr/mn. Lorsque le régime du turbocompresseur tombe en dessous d'un certain seuil, les vannes G et A sont fermées simultanément. Le seul turbocompresseur en service récupère alors l'intégralité de la puissance des gaz d'échappement du moteur et son régime ainsi que la pression de suralimentation augmentent. Le deuxième turbocompresseur qui n'est plus alimenté, ralentit (freiné par le brassage de l'air au niveau du compresseur) et s'arrête au bout d'une vingtaine de secondes. Les résultats obtenus par simulation sont proches des relevés expérimentaux: erreur

inférieure à 5% sur le gain de pression de suralimentation lié au transfert sur un seul turbocompresseur, ainsi que sur le temps mis par le deuxième turbocompresseur pour s’immobiliser. La réponse du moteur dont le régime augmente temporairement sous l’effet de l’augmentation de la pression de suralimentation est également retrouvée, tandis que le cran de pompe diminue corrigeant cette variation. Ces évolutions sont conformes à celles observées expérimentalement.



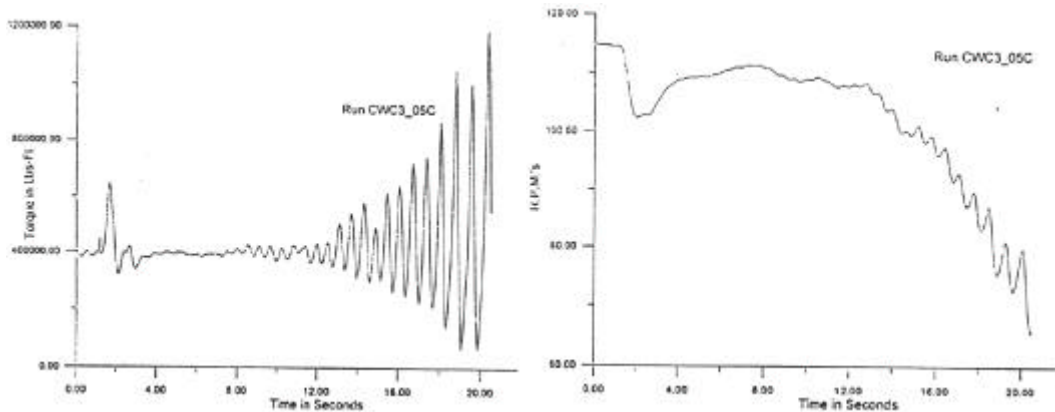
*Figure V-7: Permutation 2TC/1TC en service - Evolution de la pression de suralimentation, du régime des turbocompresseurs, du régime moteur, du cran de pompe et de la charge du moteur - Comparaison calcul / expérience*

*Moteur 12PA6STC à 1010 tr/mn*

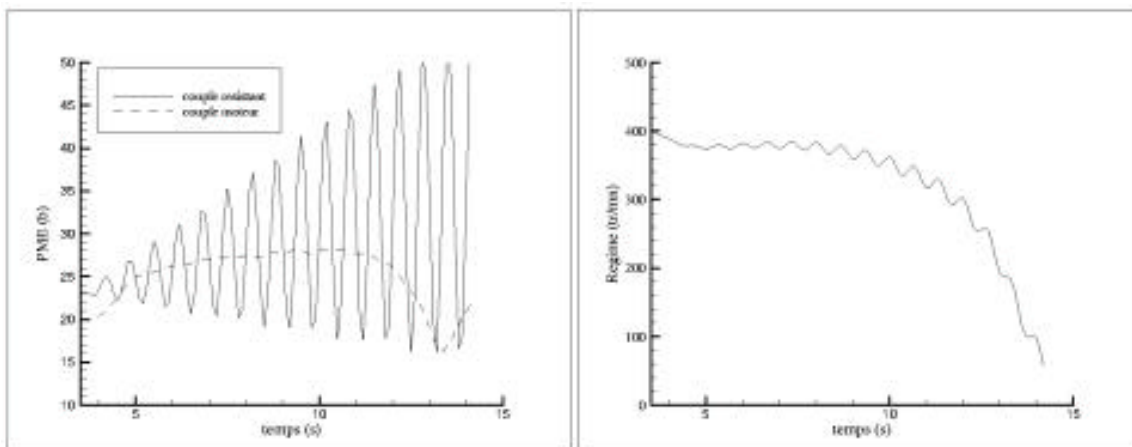
Il apparaît par conséquent que le logiciel SELENDIA, étendu à la prise en compte du fonctionnement transitoire des moteurs Diesel semi rapides permet de retrouver de manière qualitative et quantitative le comportement dynamique des moteurs PA6STC (12 et 16 cylindres) pendant les phases de permutation des turbocompresseurs, dans le cas d'un fonctionnement normal, mais également en présence d'anomalies.

V.1.3. - Simulation de la réponse à des sollicitations extrêmes: propulsion en mer gelée

Outre la recherche d'une bonne précision des calculs de simulation dans le cas des applications courantes, il peut également être intéressant de vérifier la fiabilité du logiciel de simulation dans le cas de réponses à des sollicitations transitoires extrêmes.

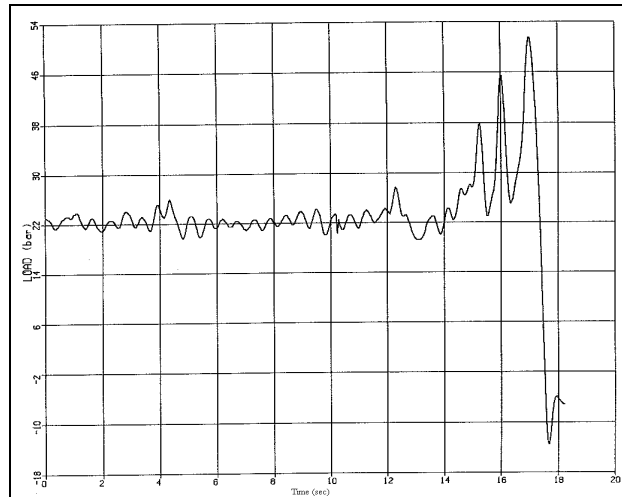


(a) Mesures effectuées sur une maquette propulsée par un moteur électrique, en bassin des carènes

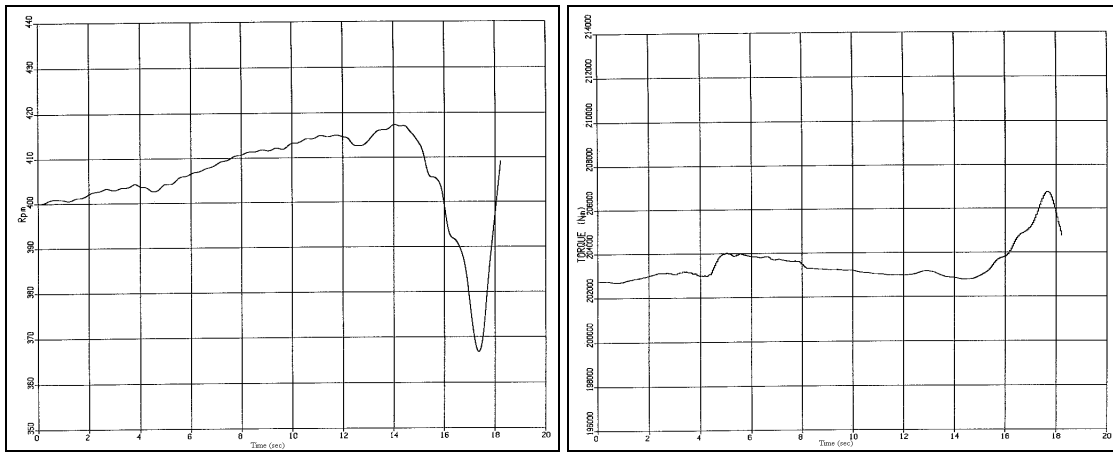


(b) Résultats obtenus par simulation avec le logiciel SELENDIA

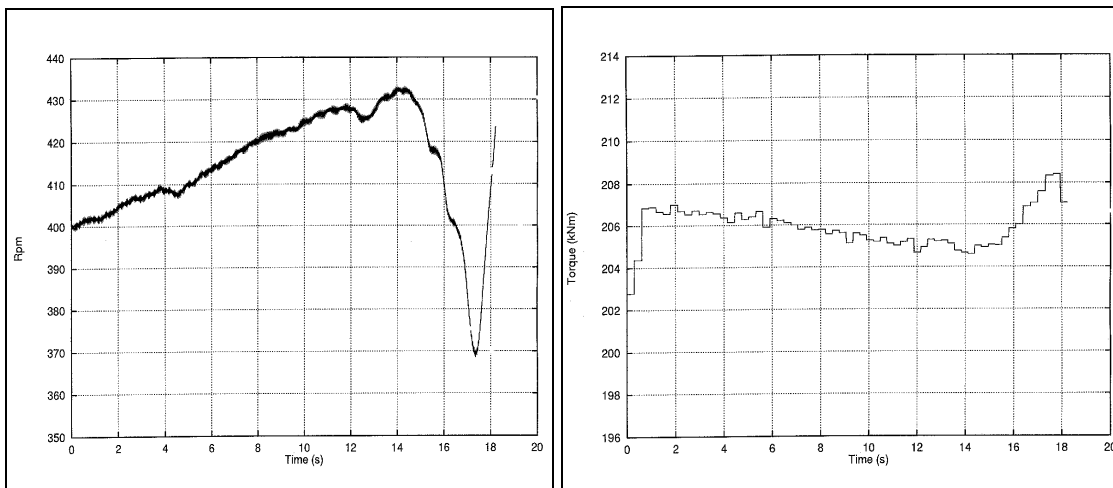
Figure V-8: Réponse d'un moteur Diesel semi-rapide à une sollicitation représentative de la propulsion en mer gelée - Comparaison Calcul / Expérience



*Sollicitation de couple résistant simulée*



*Résultats du code SELENDIA: Régime et couple du moteur*



*Résultats du code MERLIN: Régime et couple du moteur*

*Figure V-8bis: Simulation de réponses à des sollicitations extrêmes (« Ice Loading ») - Comparaison des résultats obtenus par les codes SELENDIA et MERLIN*



Des essais sur maquette, réalisés en bassin des carènes dans le cadre d'une étude commanditée par l'U.S. Navy, ont permis d'évaluer le comportement d'un moteur Diesel en réponse à des sollicitations alternées d'amplitude croissante, représentatives de la propulsion en mer gelée (Figure V-8).

Lorsque l'amplitude de ces sollicitations dépasse une certaine valeur limite, le moteur ne peut plus maintenir son régime de consigne et sa vitesse décroît jusqu'au calage. La simulation de ces conditions de fonctionnement avec le logiciel *SELENDIA* permet de retrouver qualitativement ce type de réponse.

La figure V-8bis présente les réponses d'un moteur SEMT Pielstick de type PC4, en terme de régime et de couple, à une sollicitation assez semblable à la précédente mais se terminant par un couple résistif négatif qui conduit à une remontée importante du régime moteur. Les résultats obtenus par le logiciel *SELENDIA* sont cette fois comparés à ceux fournis par le logiciel de simulation MERLIN (Lloyd's Register) [Banisoleiman et al.90]. L'accord entre les valeurs fournies par les deux logiciels apparaît très satisfaisant, avec des écarts inférieurs à 5%.

La simulation de sollicitations sévères peut par conséquent être envisagée avec la perspective de résultats convenables et fiables.

En résumé, Le logiciel *SELENDIA* étendu possède les caractéristiques pour simuler le comportement dynamique des moteurs Diesel semi-rapides suralimentés, c'est le cas notamment:

- des sollicitations élémentaires classiques
- des permutations de suralimentation en suralimentation séquentielle
- des sollicitations extrêmes représentatives de la propulsion en mer gelée

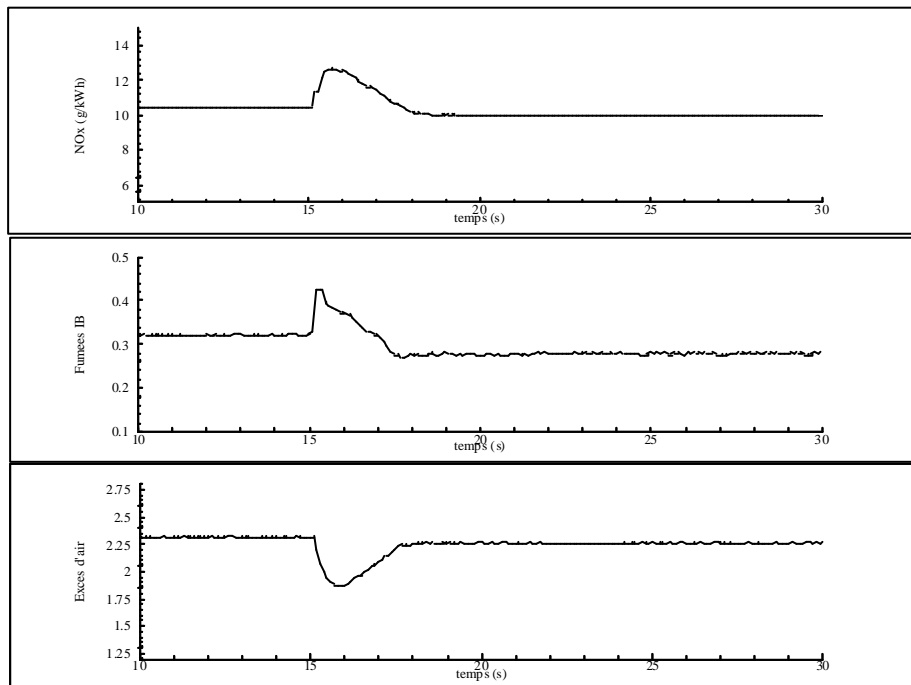
A partir de ce constat, la prise en compte dans la simulation de l'aspect pollution -dépollution est envisageable au cours des phases transitoires.

**V.2. - SIMULATION DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE**

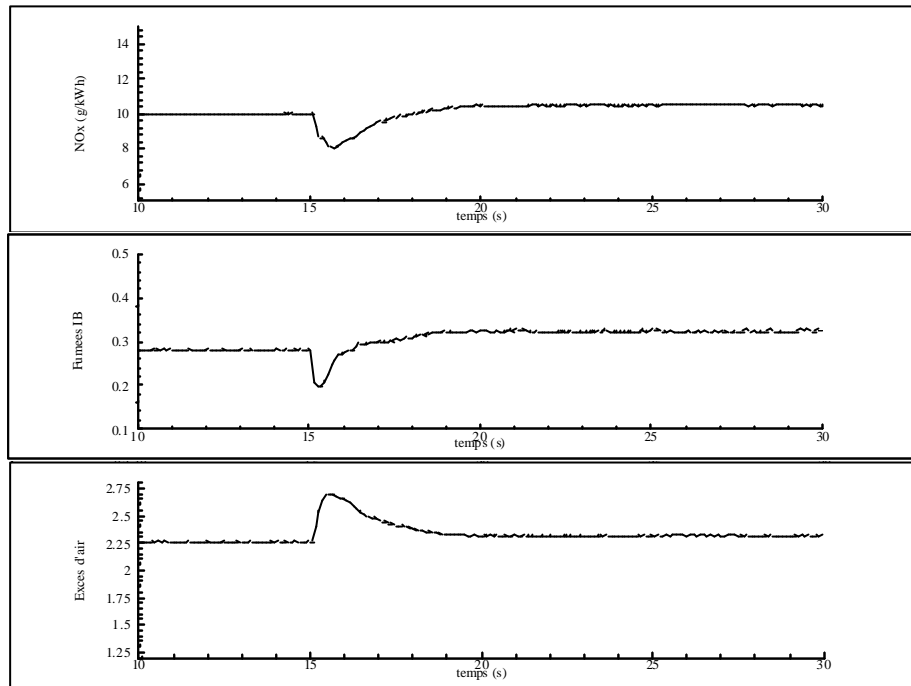
**V.2.1. - Etude de sollicitations élémentaires: échelons de charge**

La figure V-9 représente les conséquences sur les émissions polluantes d'une augmentation de la PME résistive de 15 bar à 18 bar. Elle révèle une augmentation transitoire (pendant 3 à 4s) des émissions de NO<sub>x</sub> (20%) et de l'opacité des fumées (30%). La courbe représentant l'évolution de l'excès d'air dans la chambre de combustion permet d'expliquer ces variations. En effet le manque d'air consécutif au temps de réponse du turbocompresseur mentionné ci dessus a pour conséquence immédiate l'augmentation de l'opacité des fumées, l'oxydation des suies étant atténuée; il conduit également à une augmentation de la température du cycle responsable de l'augmentation des émissions de NO<sub>x</sub>.

En outre, ces résultats sont qualitativement conformes aux différentes investigations expérimentales relevées dans la littérature [Benson 82, Liazid93, Arcoumanis et al.94-1] qui concernent toutefois des moteurs plus petits, destinés à la propulsion routière.



*Figure V-9: Evolution des émissions de NO<sub>x</sub> et de fumées et de l'excès d'air sous l'effet d'un échelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn*



*Figure V-10 : Evolution des émissions de  $\text{NO}_x$  et de fumées et de l'excès d'air sous l'effet d'un échelon de charge de 18 bar à 15 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn*

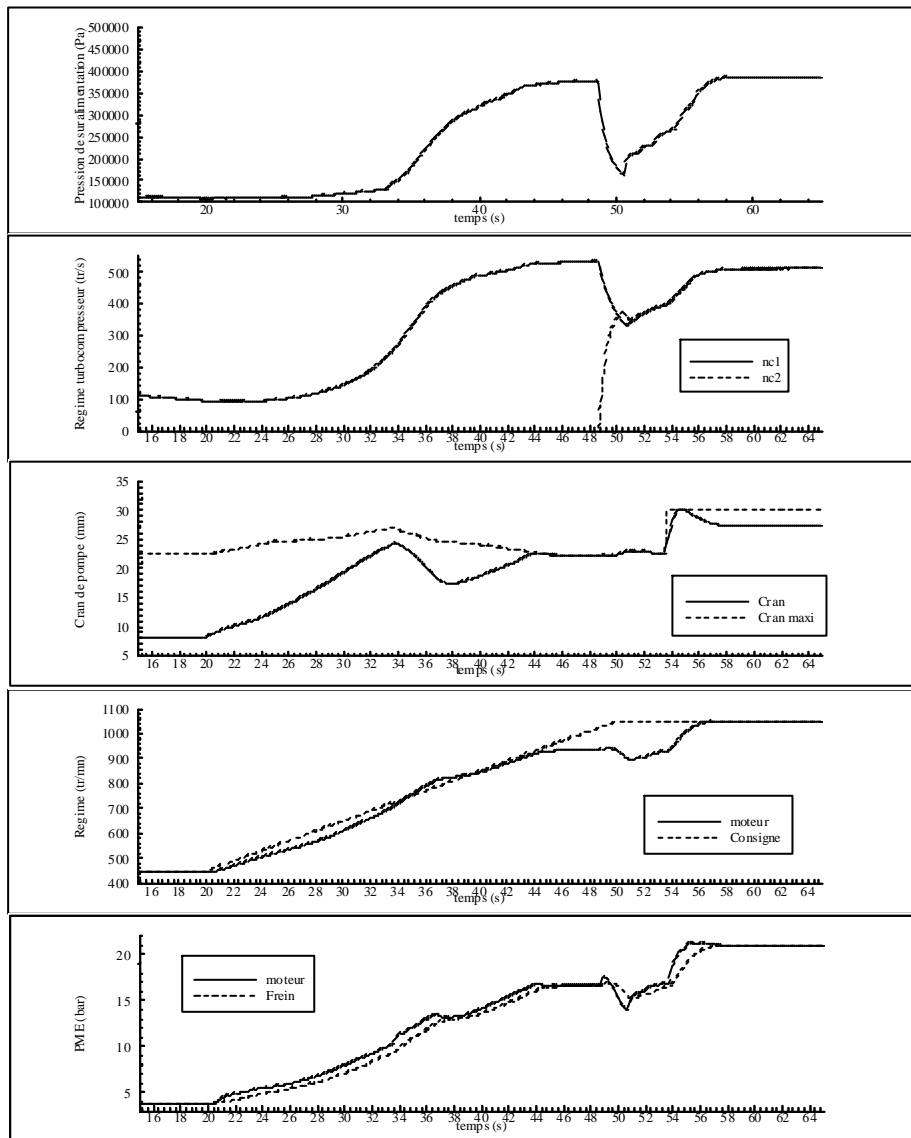
A l'inverse, la figure V-10 représente l'évolution des émissions de  $\text{NO}_x$  et des fumées dans le cas d'un échelon de charge négatif de 18 bar à 15 bar de PME.

La réponse du dispositif de suralimentation (Cf figure V.2) s'accompagne d'une augmentation transitoire de l'excès d'air. Les conséquences au niveau des émissions sont par conséquent opposées, avec une diminution de la concentration en  $\text{NO}_x$  à l'échappement (20%) et de l'opacité des fumées. D'une manière plus générale, il apparaît que toutes les phases transitoires correspondant à une diminution de la puissance fournie par le moteur présentent des conditions favorables (augmentation de l'excès d'air) qui induisent une diminution des émissions. En revanche les phases correspondant à une augmentation de la puissance délivrée par le moteur sont généralement accompagnées d'une diminution temporaire de l'excès d'air responsable de l'augmentation des émissions, c'est pourquoi elles sont étudiées en priorité.

#### V.2.2. - Etude de sollicitations complexes: montée en charge suivant une loi hélice simple - mise en place des notions nécessaires à l'étude des émissions en régime transitoire

La propulsion navale par hélice à pas fixe peut se caractériser en première approche par un couple résistant lié au régime moteur exprimé par une relation du type:  $\text{PME}_{\text{résistive}} = k \cdot (\text{Nrot})^2$ , dite "loi hélice". Certains bâtiments, notamment militaires, disposent de plusieurs moteurs par ligne

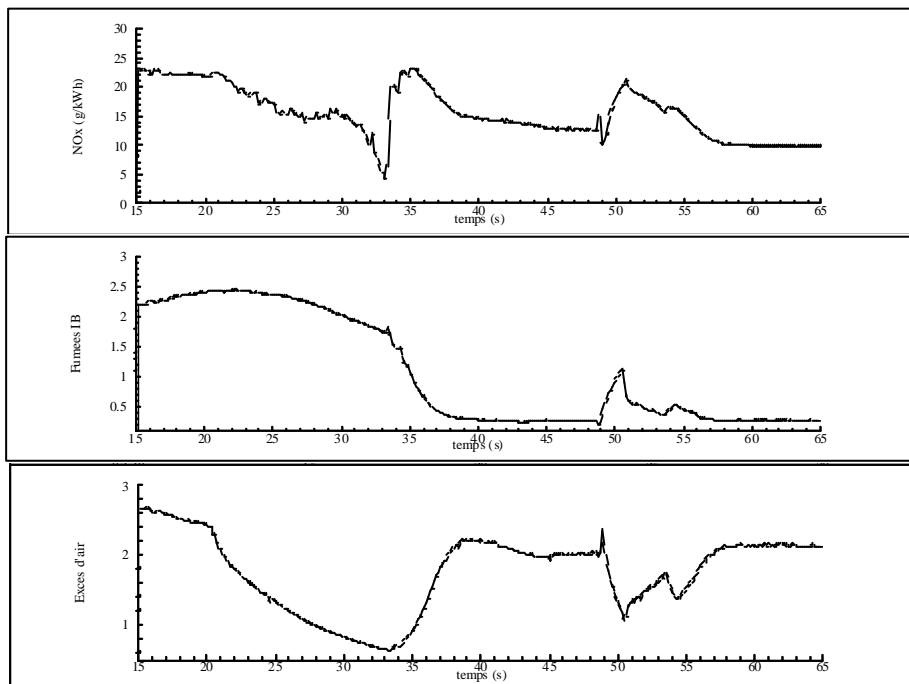
d'arbre et de plusieurs lignes d'arbre entraînant chacune une hélice. Plusieurs configurations de l'appareil propulsif sont alors possibles (un ou deux moteurs en service par ligne d'arbre, une ou deux lignes d'arbre en service, le coefficient  $k$  de la loi hélice variant suivant la configuration retenue). La terminologie "loi hélice simple" désigne l'équation reliant le couple résistant au régime du moteur dans le cas de la configuration standard, pour laquelle tous les moteurs et toutes les lignes d'arbre sont en service. Afin de se rapprocher d'un cas de figure réel, la simulation porte sur une prise de charge d'un moteur 12PA6STC, suivant une loi hélice simple, du ralenti à la pleine puissance. Le signal de consigne de la vitesse choisi est une rampe d'une durée de 30 secondes.



*Figure V-11: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Rampe de vitesse de consigne de 30 s - moteur 12PA6STC  
Evolution du régime et de la charge du moteur, du cran de pompe, du régime des turbocompresseurs et de la pression de suralimentation*

La figure V-11 représente l'évolution des principaux paramètres caractéristiques du moteur au cours du temps. La réponse du moteur est quasi immédiate, le régime moteur reste proche du régime de consigne, sauf pendant la permutation de la suralimentation d'un turbocompresseur à deux turbocompresseurs. En revanche, pendant une dizaine de secondes, le turbocompresseur conserve un régime (100 tr/s) et un taux de compression (1,1 bar) très faibles, avant d'accélérer progressivement jusqu'à la permutation qui intervient lorsque le régime du turbocompresseur dépasse 515 tr/s. Les évolutions du régime des turbocompresseurs et celles de la pression de suralimentation sont alors qualitativement semblables à celles observées expérimentalement dans le cas de permutations à charge et à régime quasi-constants (Cf chapitre V-1).

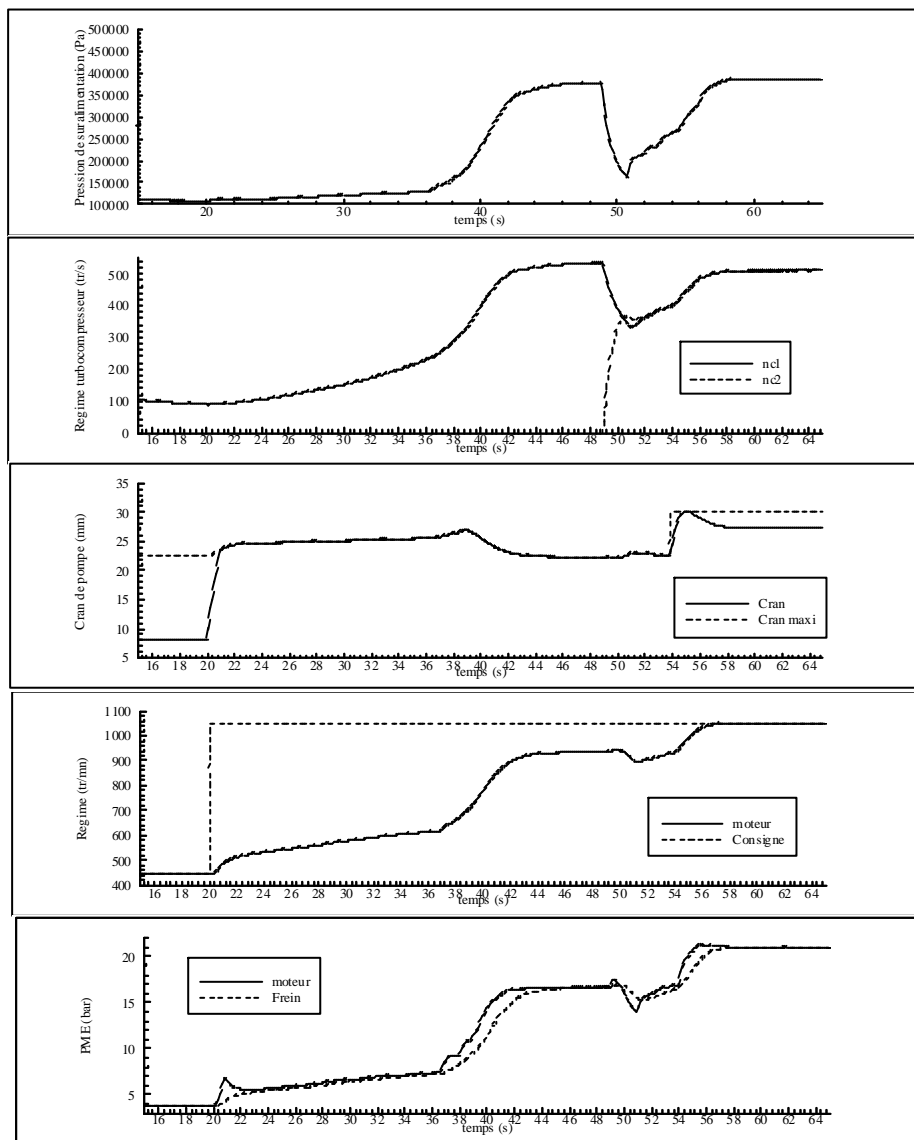
A l'examen de la figure V-11bis, il apparaît que l'excès d'air devient inférieur à 2 au début de l'accélération (avant que le turbocompresseur ne prenne de la vitesse) et au cours de la permutation de un turbocompresseur à deux turbocompresseurs. Cet abaissement de l'excès d'air et l'augmentation de la température du cycle consécutive, conduisent pendant ces phases à des niveaux d'émissions particulièrement importants (équivalents à plus du double de la valeur au point nominal pour les  $\text{NO}_x$  et 7 à 8 fois cette valeur pour l'opacité des fumées Bosch).



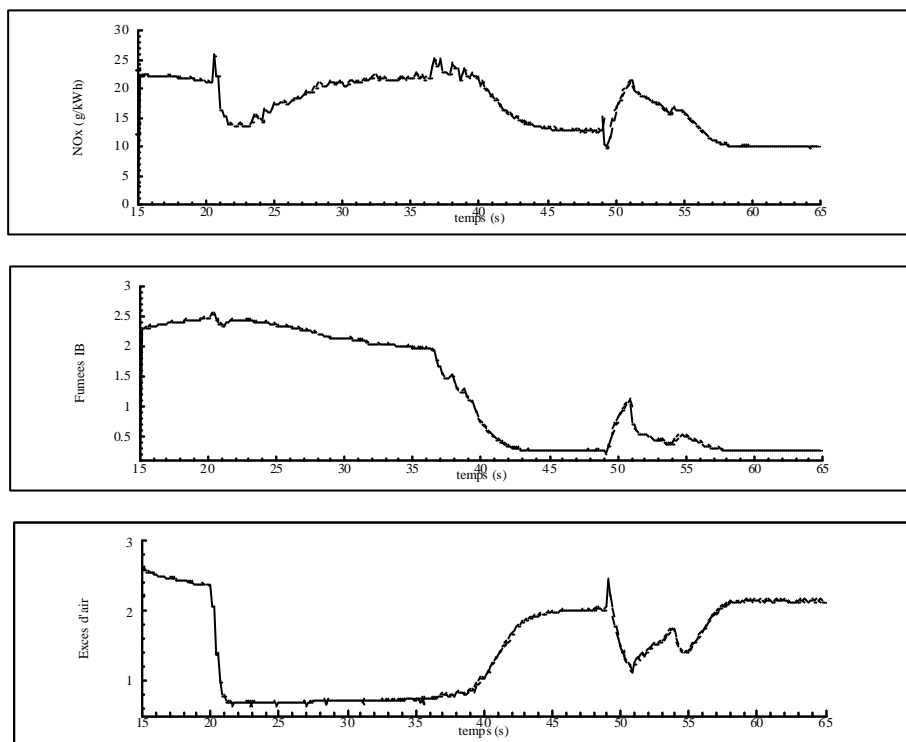
*Figure V-11bis: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Rampe de vitesse de consigne de 30 s - moteur 12PA6STC  
Evolution de l'excès d'air et des émissions de  $\text{NO}_x$  et fumées*

La figure V-11 révèle aussi que le cran de pompe reste assez largement inférieur au cran maximum au début de l'accélération et ne vient en butée qu'au moment de la permutation pour éviter une survitesse du turbocompresseur en service. Cette marge laisse entrevoir des réponses distinctes pour des profils de vitesse de consigne différents. Afin de vérifier ce point et de dégager des tendances, deux essais supplémentaires de prise de charge suivant une loi hélice simple sont réalisés:

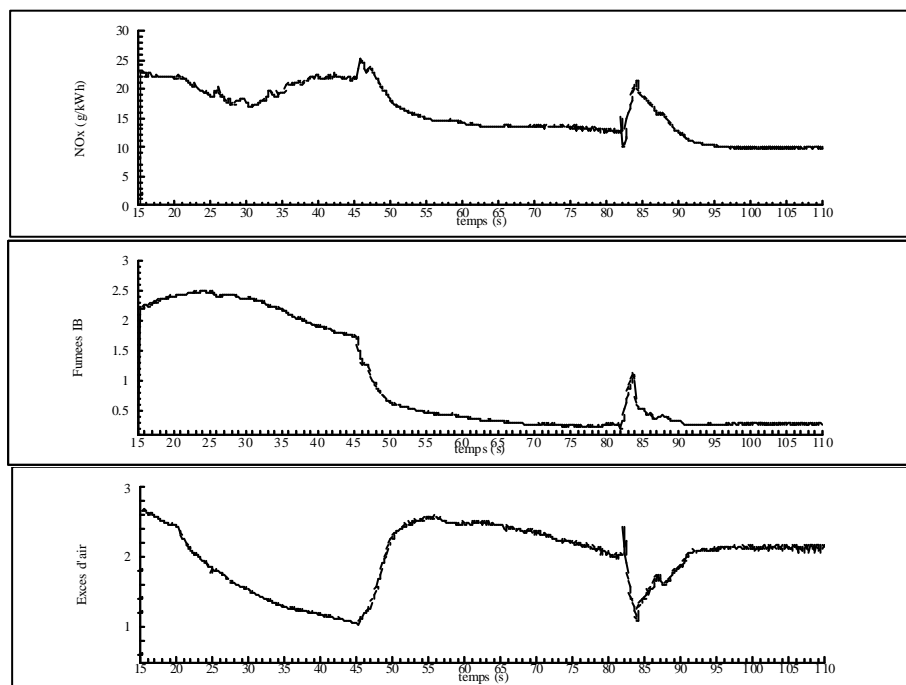
- échelon de vitesse de consigne (modalité la plus rapide d'accélération, figures V-12 et V-13)
- rampe avec pente plus faible, d'une durée de 75 secondes (figures V-14 et V-15).



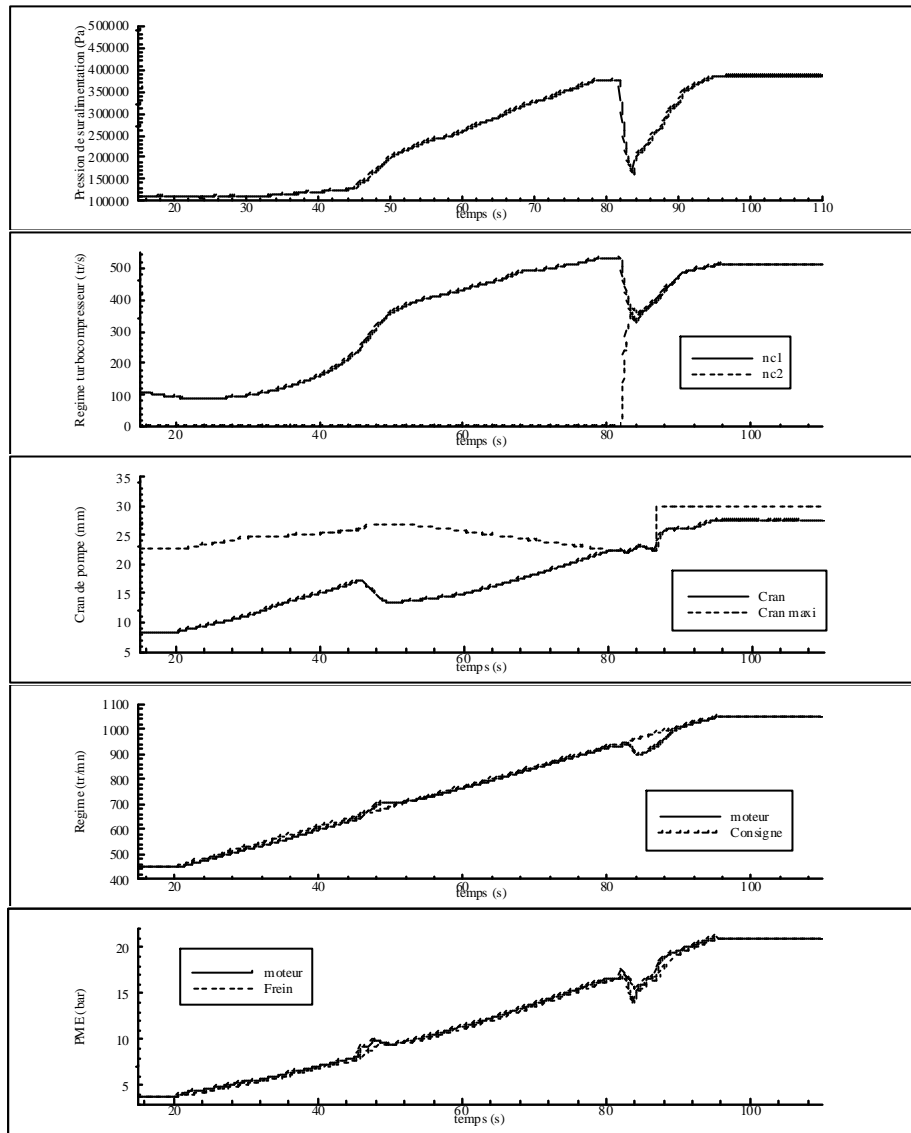
*Figure V-12: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Echelon de vitesse de consigne - moteur 12PA6STC  
Evolution du régime et de la charge du moteur, du cran de pompe, du régime des turbocompresseurs et de la pression de suralimentation*



*Figure V-13: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Echelon de vitesse de consigne - moteur 12PA6STC  
Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées*



*Figure V-14: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Rampe de vitesse de consigne de 75 s - moteur 12PA6STC  
Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées*



*Figure V-15: Prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale - Rampe de vitesse de consigne de 75 s - moteur 12PA6STC  
Evolution du régime et de la charge du moteur, du cran de pompe, du régime des turbocompresseurs et de la pression de suralimentation*

Etant donné les temps d'accélération a priori différents, on conçoit la nécessité de définir des valeurs moyennes et des valeurs cumulées pour caractériser et comparer les niveaux d'émissions des différents cas étudiés. Les valeurs moyennes sont le résultat d'une pondération par le débit massique à l'échappement:

$$[X]_{\text{moy}} = \frac{\int_{t_0}^{t_1} X \frac{dm_{ec}}{dt} dt}{\int_{t_0}^{t_1} \frac{dm_{ec}}{dt} dt} \tag{V.1.}$$



Les valeurs cumulées sont exprimées en kg pour les NO<sub>x</sub> et en (kg.IB) pour les fumées:

$$(\text{NO}_x)_{\text{cumulé}} = \int_{t_0}^{t_1} [\text{NO}]_{\text{ppm}} 10^{-6} \cdot \frac{46}{30} \frac{dm_{\text{ec}}}{dt} dt \quad (\text{V.2.})$$

$$(\text{IB})_{\text{cumulé}} = \int_{t_0}^{t_1} \text{IB} \frac{dm_{\text{ec}}}{dt} dt \quad (\text{V.3.})$$

Les résultats obtenus pour les trois essais sont rassemblés dans le tableau V-1. Le temps t<sub>0</sub> correspond au début de la sollicitation (t=20 s sur les courbes), tandis que le temps t<sub>1</sub> est le temps pour lequel le régime nominal est atteint.

Consigne de vitesse	Echelon	Rampe de 30 s	Rampe de 75 s
Durée de l'accél. (s)	37	37	75
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	25.5	23.5	25.5
Fumées maxi (IB)	2.6	2.5	2.5
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	16	15	14.5
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	1692	1550	1320
fumée moyenne (IB)	0.72	0.58	0.53
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.27	0.28	0.49
Fumée cum. (kg.IB)	58.2	68.3	128.8

*Tableau V-1: Comparaison des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées en fonction de la consigne de vitesse - prise de charge suivant une LHS - moteur 12PA6STC*

Une consigne de vitesse sous forme de créneau a pour effet principal, par rapport la rampe de 30 secondes, d'engendrer une augmentation du cran de pompe beaucoup plus rapide, au début de l'accélération, la limite de cran étant atteinte presque instantanément. Toutefois, la masse de carburant injectée nettement plus importante n'améliore pas l'accélération du moteur: au contraire, l'excès d'air inférieur ainsi obtenu conduit à une combustion de moins bonne qualité et, pendant une quinzaine de secondes, le régime moteur est plus faible (ce retard est comblé par la suite pour aboutir à une durée totale d'accélération identique: 37 secondes). Le bilan des émissions (Tableau V-1) fait apparaître des niveaux moyens de fumées et de NO<sub>x</sub> comparables, légèrement plus élevés dans le cas de l'échelon de consigne de vitesse, comparativement à la rampe de 30 secondes, en raison de l'excès d'air inférieur. En revanche, les quantités cumulées sont un peu plus faibles, ce résultat peut être rattaché à une quantité totale de gaz d'échappement légèrement inférieure.

La rampe de 75 secondes conduit à des variations suffisamment faibles pour que le régime moteur soit en permanence très proche de sa valeur de consigne. En négligeant les quelques secondes

que dure la permutation 1TC/2TC, le cran reste largement au dessous des limites imposées par le régulateur et l'excès d'air est globalement plus élevé que dans le cas de la rampe de 30 secondes. Les niveaux d'émissions de NO<sub>x</sub> et des fumées sont par conséquent globalement inférieurs (de 10 à 20%) même si les niveaux maxima atteints restent identiques (ils correspondent en fait aux niveaux obtenus en fonctionnement stabilisé au ralenti). Mais la différence essentielle se situe au niveau des valeurs cumulées qui augmentent de 66 % pour les NO<sub>x</sub> et de près de 90% pour les fumées. La diminution des niveaux de pollution instantanés ne suffit pas à compenser la plus grande durée de l'accélération.

A travers ces trois exemples on constate:

- l'influence possible de l'évolution de la consigne de vitesse sur les émissions.
- la nécessité de considérer plusieurs critères: émissions instantanées, émissions maximales et émissions cumulées.

Par conséquent, pour tester et comparer les efficacités de différents moyens de diminution des émissions en fonctionnement dynamique le signal de consigne doit être fixé au préalable et les trois critères pris en compte.

### V.3. - ETUDE DES MOYENS DE DIMINUTION A LA SOURCE DES EMISSIONS POLLUANTES D'UN MOTEUR DIESEL SEMI RAPIDE LORS DES PHASES DE FONCTIONNEMENT DYNAMIQUE

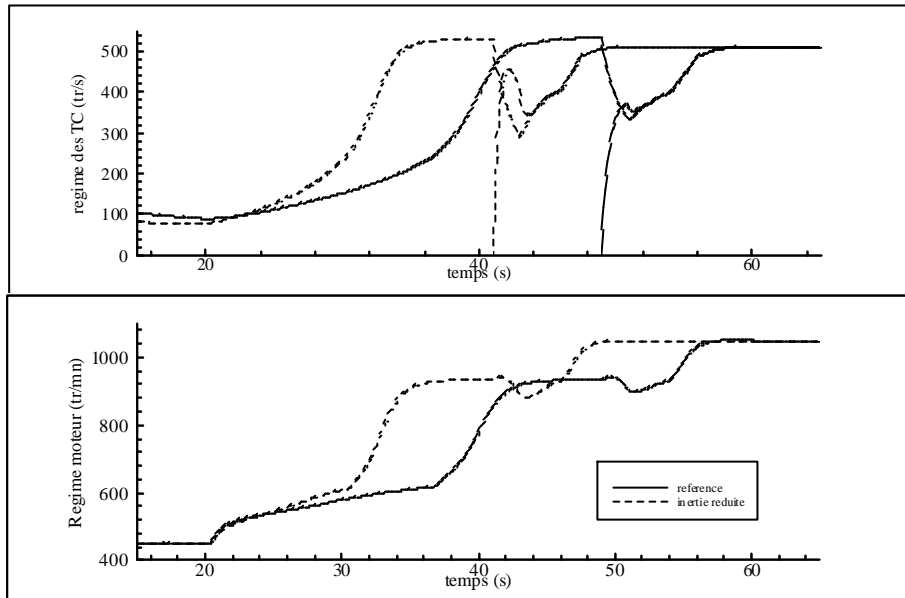
Compte tenu des informations précédentes, l'efficacité de différents moyens de limitation des émissions polluantes à la source est testée dans deux cas caractéristiques:

- une sollicitation élémentaire: échelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME
- une sollicitation complexe: prise de charge suivant une loi hélice simple du ralenti à la puissance nominale, avec un échelon de consigne de vitesse.

#### V.3.1. - Influence des inerties

Comme tout phénomène dynamique, les accélérations et les prises de charge étudiées dépendent de l'inertie des différents constituants mis en jeu. Le rôle important du temps de réponse du turbocompresseur mis en évidence dans la partie précédente, porte à examiner l'influence de l'inertie de ce dernier. Les figures V-16 et V-17 illustrent l'amélioration apportée en matière d'accélération ainsi qu'au niveau des émissions, lorsque l'inertie des turbocompresseurs

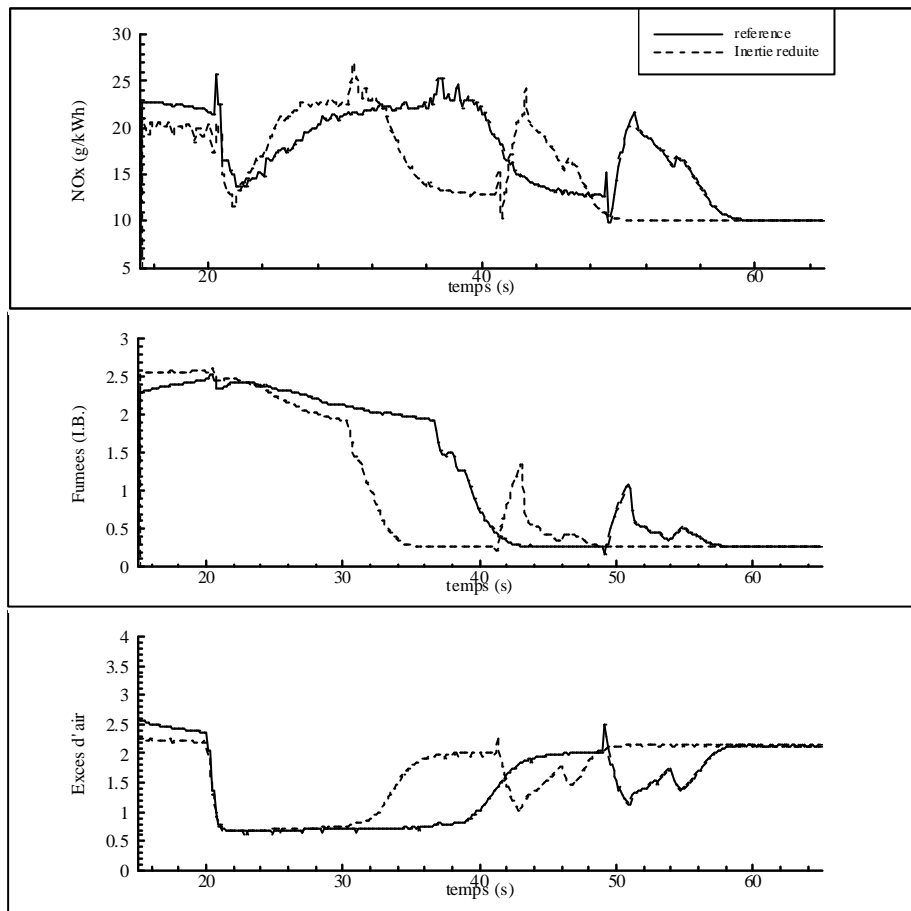
décroît d'un facteur 2, dans le cas d'une prise de charge suivant une loi hélice simple, avec un échelon de consigne de vitesse. La durée totale de la prise de charge est diminuée de 7s (30,6 s contre 37,8 s) et les émissions cumulées de NO<sub>x</sub> et des fumées décroissent dans des proportions similaires (Tableau V-1). En revanche les niveaux moyens d'émissions restent comparables, les évolutions étant simplement de plus courte durée.



*Figure V-16: Evolution du régime moteur et du régime des turbocompresseurs - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Influence de l'inertie du turbocompresseur*

	Référence	Inertie turbo réduite
Durée de l'accél. (s)	37.8	30.6
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	25.8	27
Fumées maxi (IB)	2.5	2.61
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	16	15.2
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	1685	1549
fumée moyenne (IB)	0.7	0.56
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.29	0.26
Fumée cum. (kg.IB)	78	61

*Tableau V-1: Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Bilan des émissions polluantes: Influence de l'inertie des turbocompresseurs*



*Figure V-17: Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Influence de l'inertie du turbocompresseur*

La limitation des autres inerties mises en jeu (équipement mobile du moteur, éléments de transmission, circuits d'admission et d'échappement) pourrait également être envisagée et permettrait d'obtenir des tendances identiques, à savoir des réponses plus rapides et par conséquent des émissions cumulées moins importantes. Toutefois deux restrictions sont à noter:

- il est généralement difficile de diminuer ces différentes inerties dans des proportions importantes, dans la mesure où elles ont déjà été optimisées au cours de la conception initiale.
- l'exemple choisi ici (réduction de l'inertie des turbocompresseurs) montre que les problèmes liés au fonctionnement dynamique (notamment la diminution importante de l'excès d'air) ne sont pas éliminés par la limitation des inerties, mais ils sont simplement de plus courte durée.

C'est pourquoi, par la suite, les différentes inerties sont considérées comme fixes, égales aux valeurs réelles, la limitation des émissions étant envisagée par d'autres moyens.

### V.3.2. - Utilisation des méthodes employées en régime stationnaire

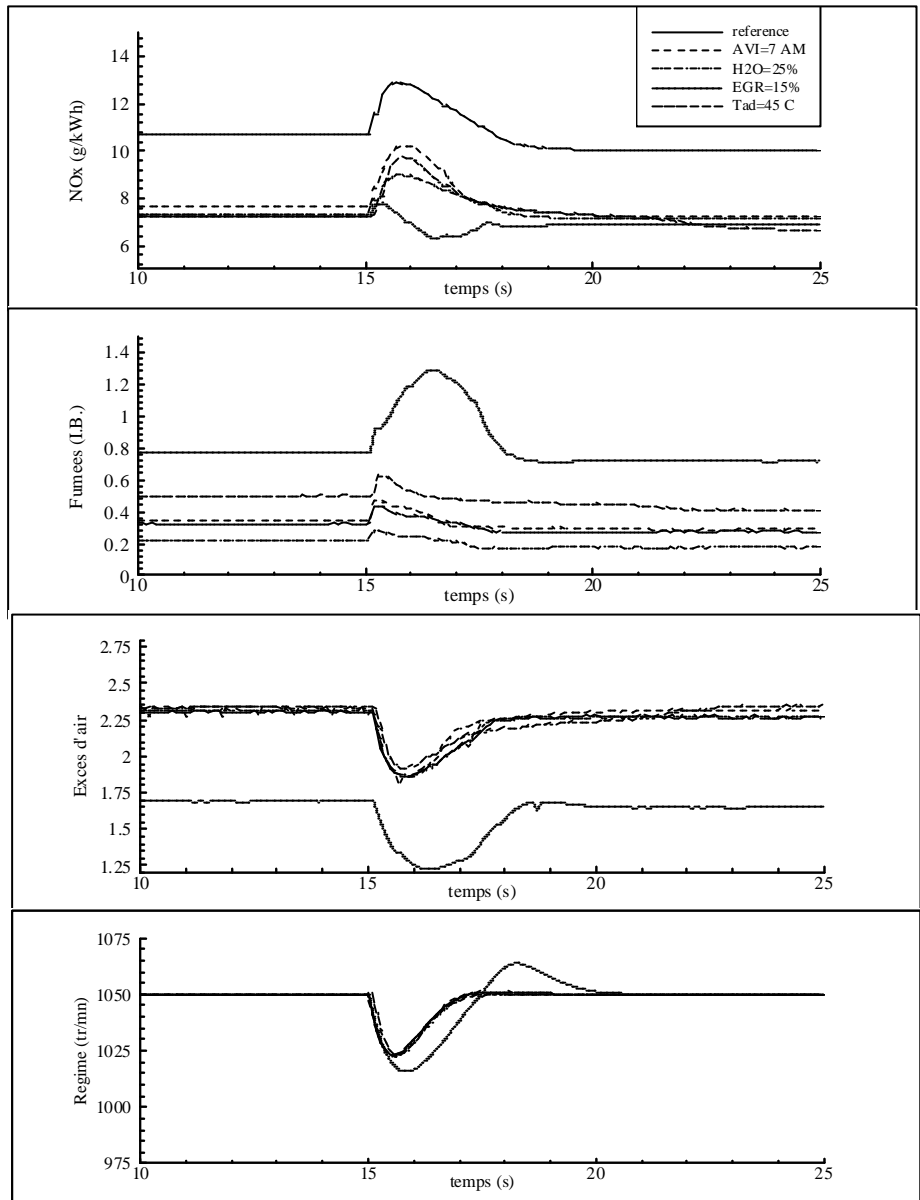
Les polluants émis étant de même nature, les méthodes de dépollution à la source développées pour le fonctionnement stationnaire des moteurs (chapitre IV) sont appliquées au fonctionnement dynamique.

La figure V-18 permet d'évaluer les efficacités respectives de quatre de ces techniques, dans la cas de l'échelon de charge. Les évolutions des niveaux de  $\text{NO}_x$  et des fumées ainsi que de l'excès d'air sont représentées, dans le cas du fonctionnement normal, servant de référence, ainsi que dans les quatre situations:

- diminution de l'avance de  $13^\circ\text{AM}$  à  $7^\circ\text{AM}$
- Injection d'eau à 25% en émulsion dans le carburant
- Recyclage des gaz d'échappement (EGR) à un taux de 15%
- Diminution de la température de l'air d'admission de  $73^\circ\text{C}$  à  $45^\circ\text{C}$

En fonctionnement stabilisé (avant la prise de charge), ces différentes techniques permettent de réduire d'environ 30% les émissions de  $\text{NO}_x$ , tandis que le niveau des fumées est généralement augmenté (sauf avec l'injection d'eau). Lors de la prise de charge on peut observer que les rapports entre les émissions dans les quatre cas étudiés et les émissions dans le cas de référence sont conservés, c'est à dire que l'évolution des émissions est simplement décalée vers le haut ou vers le bas (Figure V-18). L'accroissement des émissions lié à la diminution temporaire de l'excès d'air consécutive à la prise de charge observable dans le cas de référence, se retrouve à peu près identique pour les quatre techniques de dépollution, pour les  $\text{NO}_x$  et pour les fumées. Le tableau V-2 permet de vérifier que les niveaux moyens d'émissions pendant la prise de charge restent supérieurs aux niveaux observés en fonctionnement stabilisé.

A l'exception de l'EGR, les différentes techniques ont très peu d'influence sur l'évolution de l'excès d'air qui reste très semblable à celle du cas de référence. C'est pourquoi, le comportement global du moteur est très peu affecté et les temps nécessaires à la prise de charge sont semblables dans les différentes situations (Figure V-18).



*Figure V-18: Evolution du régime moteur, de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn- Comparaison de 4 techniques de dépollution classiques*

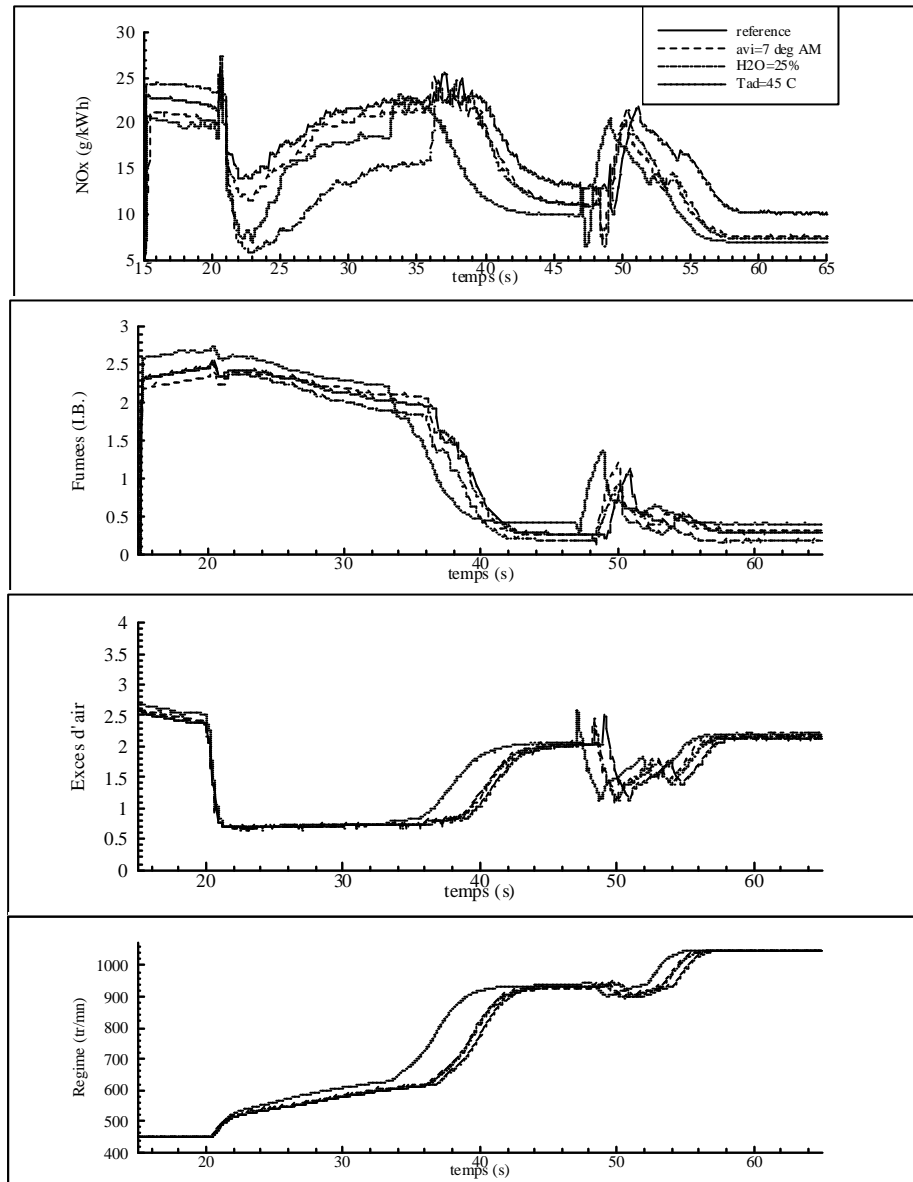
Le cas de l'EGR est quelque peu particulier, en effet, le recyclage des gaz d'échappement se traduit par une diminution de l'excès d'air en fonctionnement stabilisé, qui est encore amplifiée lors de la prise de charge. L'excès d'air atteint alors des valeurs très faibles, qui conduisent à une combustion de mauvaise qualité avec des émissions de fumées importantes. Le temps nécessaire pour rétablir la vitesse de consigne est alors augmenté (8 s au lieu de 6 s) mais en contrepartie, la présence en quantité importante de gaz d'échappement dans le cylindre permet de restreindre

sensiblement l'augmentation des émissions de NO<sub>x</sub> liée à la prise de charge. Toutefois les quantités cumulées de polluants sont en hausse en raison de la plus grande durée de la phase de prise de charge (Tableau V-2).

	Référence	avi=7°AM	H <sub>2</sub> O(25%)	EGR(15%)	Tad=45°C
Durée de l'accél. (s)	6	6	6	8	6
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	12.9	10.2	9	7.8	9.7
Fumées maxi (IB)	0.43	0.47	0.28	1.28	0.62
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	10.9	8.1	7.75	6.9	8
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	856	606	603	528	643
fumée moyenne (IB)	0.31	0.32	0.2	0.85	0.48
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.06	0.043	0.042	0.05	0.042
Fumée cum. (kg.IB)	13.75	15.2	8.7	51.7	20.6

*Tableau V-2: Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn- Bilan des émissions polluantes: comparaison de 4 techniques de dépollution classiques*

La figure V-19 représente l'application des techniques de dépollution dans le cas de la prise de charge suivant une loi hélice simple avec échelon de vitesse de consigne. Il est alors impossible d'utiliser le recyclage des gaz d'échappement, du moins avec le taux employé précédemment, car l'excès d'air très faible au début de l'accélération est encore amoindri par la présence des gaz d'échappement recyclés (le moteur ne délivre plus la puissance nécessaire à l'accélération). Pour les trois autres techniques, les remarques énoncées pour l'échelon de charge restent valables (l'évolution de l'excès d'air est très peu affectée par les différentes méthodes de dépollution mises en œuvre et par conséquent les évolutions des émissions sont également similaires à celles observées dans le cas de référence, même si les niveaux peuvent être décalés).



*Figure V-19: Evolution du régime moteur, de l'excès d'air et des émissions de  $NO_x$  et fumées - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Comparaison de 3 techniques de dépollution classiques*

Sur le tableau récapitulatif V-3, l'EGR est mentionné avec un taux de 10% et uniquement en mode de fonctionnement avec deux turbocompresseurs. Comme dans le cas de l'échelon de charge, l'utilisation de cette technique conduit à une montée en charge moins rapide (4 s de plus) et à des quantités de polluants cumulées supérieures.



	Référence	avi=7°AM	H <sub>2</sub> O(25%)	Tad=45°C	EGR(10%)
Durée de l'accél. (s)	37.8	37.5	36.7	35.5	41.8
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	25.8	25.4	27.3	24.8	25.8
Fumées maxi (IB)	2.5	2.4	2.5	2.7	2.5
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	16	13.8	13.2	13.1	14.3
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	1685	1411	1381	1403	1436
fumée moyenne (IB)	0.7	0.7	0.6	0.8	0.92
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.29	0.25	0.23	0.24	0.29
Fumée cum. (kg.IB)	78	82	64	93	121

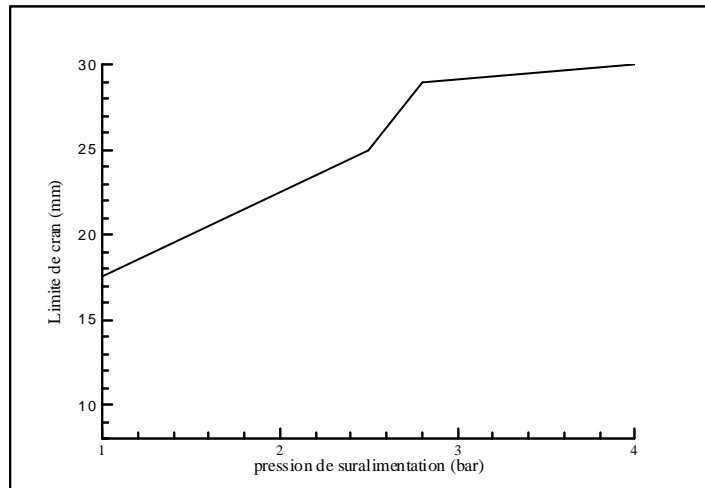
*Tableau V-3: Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Bilan des émissions polluantes: comparaison de 4 techniques de dépollution classiques*

Ainsi, les méthodes de dépollution appliquées en fonctionnement stabilisé, à l'exception de l'EGR, permettent de diminuer les émissions (essentiellement NO<sub>x</sub>) en fonctionnement dynamique. Mais elles n'ont pas la capacité de résoudre le principal problème inhérent au fonctionnement transitoire des moteurs Diesel: la diminution importante de l'excès d'air lors des accélérations et des prises de charge (et le niveau important des fumées qui en découle). Dès lors, d'autres techniques sont à considérer en vue de maintenir l'excès d'air à une valeur suffisante pendant les phases dynamiques évitant ainsi une hausse trop importante des niveaux d'émissions.

### V.3.3. - Influence du régulateur

La quantité de carburant injectée à chaque cycle est gouvernée par le régulateur de la pompe à injection qui commande le cran de pompe pour satisfaire à la vitesse de consigne. Une action sur le régulateur peut être déterminante pour limiter la quantité de fuel injectée lorsque l'excès d'air est insuffisant.

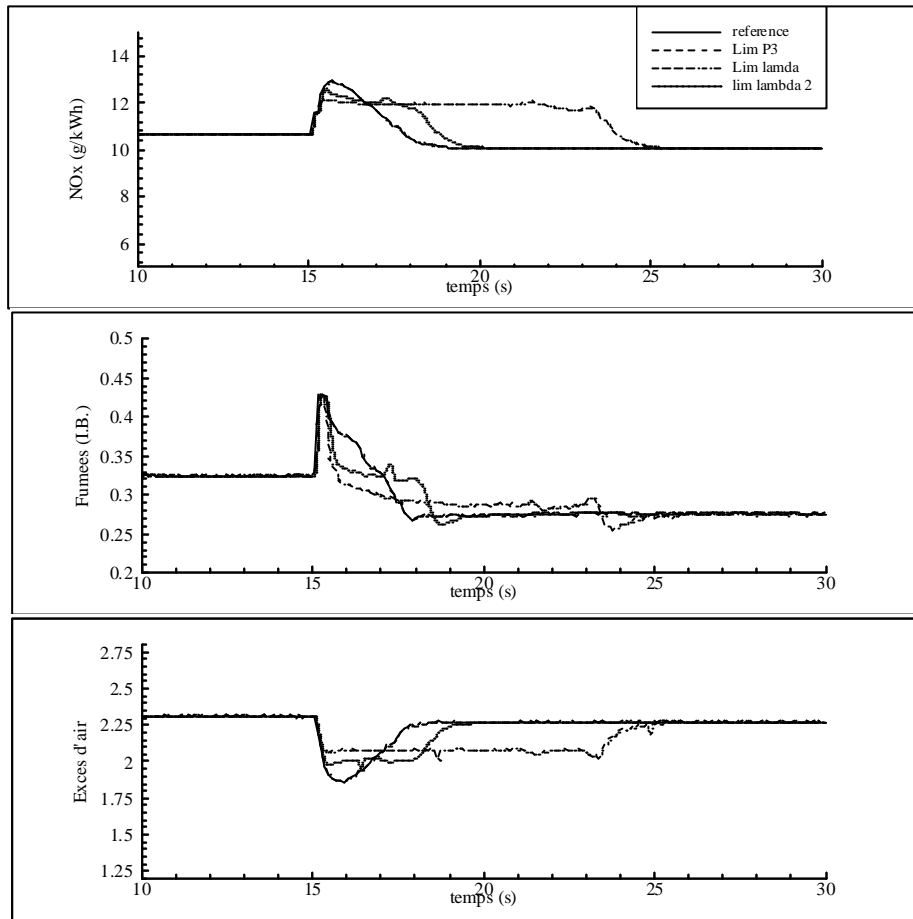
Pour les moteurs suralimentés, le remplissage des cylindres est directement influencé par la pression de suralimentation, c'est pourquoi, la limitation du cran de pompe en fonction de la pression de suralimentation (qui sera notée limP3) constitue une méthode possible. La figure V-20 représente la limite adoptée ici, en fonction des indications fournies par l'exploitant (DCN Indret). Il faut noter que cette borne effective doit être compatible avec un fonctionnement correct du moteur (elle doit notamment permettre d'atteindre les limites du champ d'exploitation en régime stationnaire).



*Figure V-20: limitation du cran de pompe en fonction de la pression de suralimentation  
Moteur 12PA6STC*

Le rapport air/carburant peut constituer un autre critère de contrôle (les limites ainsi définies seront notées  $\text{Lim } \lambda$ ). La mesure de ce rapport à l'intérieur du cylindre est techniquement très difficile. Son approche est cependant possible en considérant le rapport entre le débit d'air de suralimentation et le débit de carburant injecté. Cette grandeur est égale à l'excès d'air dans le cylindre (au taux de balayage près - Cf chapitre II). Comme le taux de balayage varie pour les moteurs considérés entre 0,8 et 1,2, l'erreur prévisible peut être considérée comme acceptable. La mesure de la richesse des gaz d'échappement (sonde lambda) représente une autre éventualité.

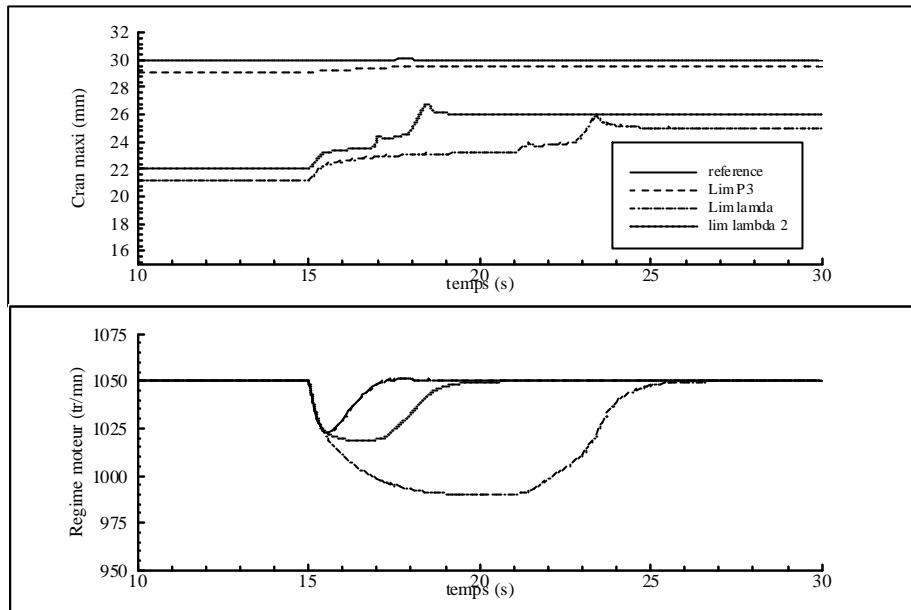
Dans le cas de l'échelon de charge, outre la barrière liée à la pression de suralimentation deux autres limitations relatives à des rapports débit d'air/ débit de carburant de 2.4 et 2.5 sont testées. Les figures V-21 et V-22 permettent tout d'abord de constater que, pour cette sollicitation, l'introduction de la limite  $\text{LimP3}$  n'a aucune conséquence sur le comportement du moteur ou sur les émissions polluantes, car elle n'intervient pas en pratique. En revanche, comme prévu, les limites  $\lambda 2.4$  et  $\lambda 2.5$  ont pour effet de limiter la diminution de l'excès d'air liée à la prise de charge et par voie de conséquence le niveau maximum des émissions. Mais ces limites pénalisent les performances du moteur et la durée de la phase dynamique s'élève de 6s à 8s pour  $\text{lim } \lambda 2.4$  et de 6s à 13,3s pour  $\text{lim } \lambda 2.5$ . Cet accroissement conduit à des émissions moyennes comparables à celle du cas de référence et à des émissions cumulées fortement majorées (doublées dans le cas de  $\text{lim } \lambda 2.5$ ) (Tableau V-5).



*Figure V-21: Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn- Comparaison de différentes limitations du cran de pompe*

	Référence	Lim P3	Lim λ2.4	Lim λ2.5
Durée de l'accél. (s)	6	6	8	13.3
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	12.9	12.9	12.6	12.2
Fumées maxi (IB)	0.43	0.43	0.43	0.43
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	10.9	10.9	10.9	11.2
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	856	856	848	879
fumée moyenne (IB)	0.31	0.31	0.3	0.29
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.06	0.06	0.078	0.13
Fumée cum. (kg.IB)	13.75	13.75	17.8	27.8

*Tableau V-5: Bilan des émissions polluantes: influence de la limite du cran de pompe  
Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn-*



*Figure V-22: Evolution du régime moteur et de la limite du cran - Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn- Comparaison de différentes limitations du cran de pompe*

Dans le cas de la prise de charge suivant une loi hélice simple, la limite LimP3 intervient au début de la sollicitation. La pression de suralimentation est alors très faible (proche de 1bar) et la chute de l'excès d'air est dans ce cas limitée (0,9 au lieu de 0,7) (Figure V-23). Cette valeur moins défavorable permet le maintien d'un meilleur rendement de combustion et, malgré une quantité de carburant injecté moindre, les performances du moteur sont légèrement améliorées (la durée de l'accélération est réduite de 2 secondes environ). Les valeurs moyennes et les valeurs cumulées des fumées présentent également un léger gain tandis que les émissions de NO<sub>x</sub> demeurent pratiquement inchangées (Figure V-24 et Tableau V-6). La limitation Lim λ1.6 qui impose un rapport "débit d'air / débit de carburant" supérieur à 1,6 améliore très nettement l'excès d'air pendant les 20 premières secondes de l'accélération: 1,7 au lieu de 0,7. Toutefois, elle se traduit également par une augmentation très importante de la durée de l'accélération qui est presque doublée (Tableau V-6) et le gain attendu au niveau des émissions n'a pas lieu. Au contraire, les niveaux moyens sont légèrement augmentés, tandis que les valeurs cumulées augmentent de 30 à 40%.

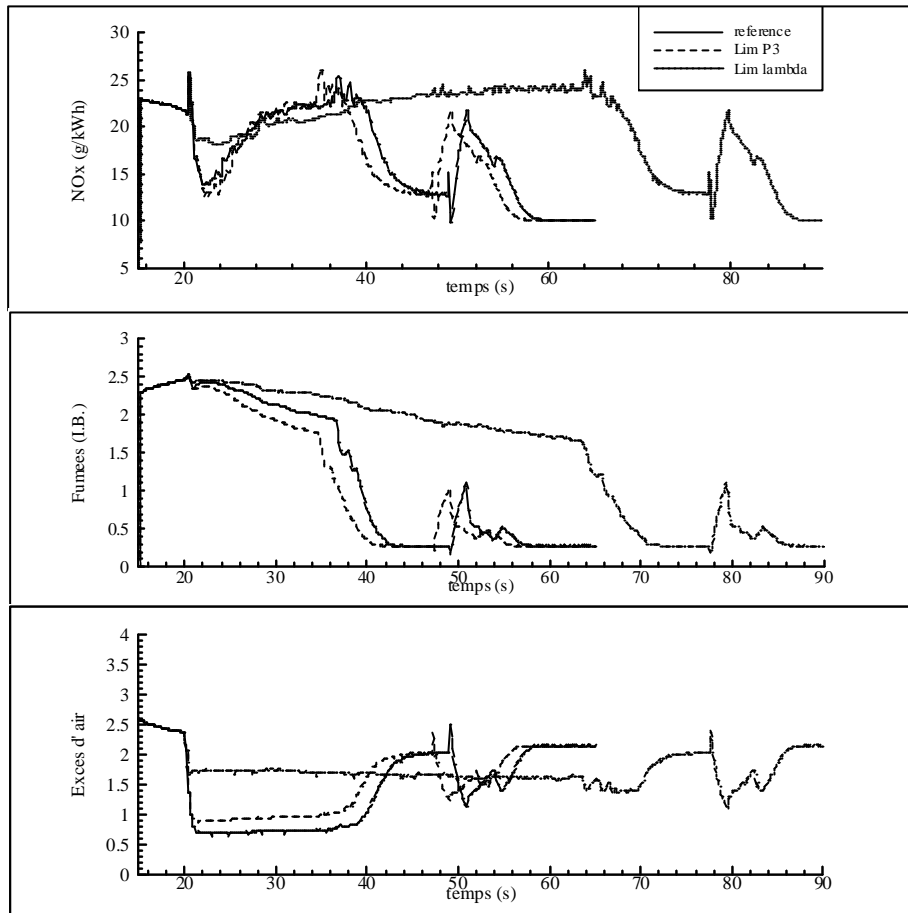


Figure V-23: Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Comparaison de différentes limitations du cran de pompe

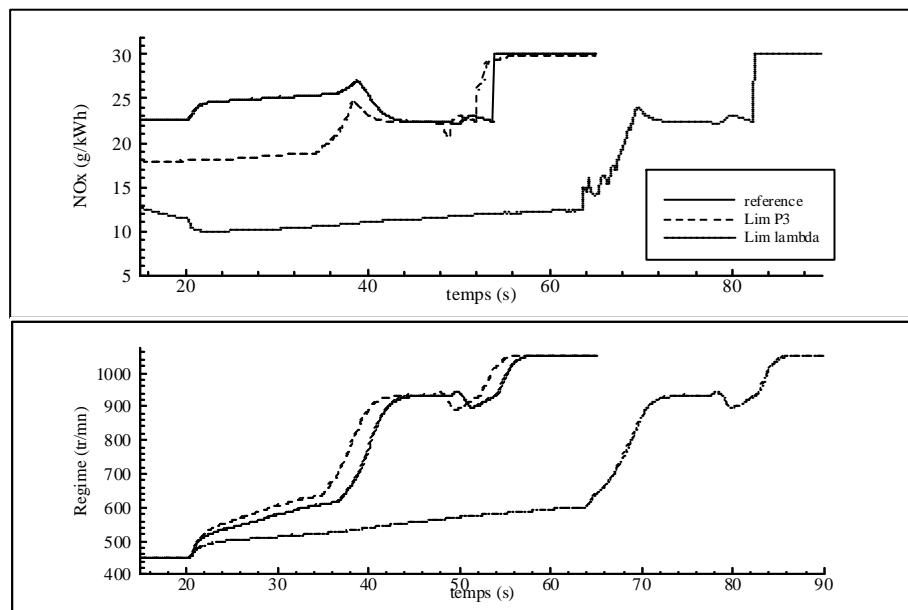


Figure V-23: Evolution du régime moteur et des limitations de cran - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Comparaison de différentes limitations du cran de pompe

	Référence	Lim P3	Lim $\lambda 1.6$
Durée de l'accél. (s)	37.8	36	66
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	25.8	26.2	26
Fumées maxi (IB)	2.5	2.5	2.5
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	16	16	17.7
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	1685	1720	1842
fumée moyenne (IB)	0.7	0.64	0.91
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.29	0.29	0.39
Fumée cum. (kg.IB)	78	70	125

*Tableau V-6: Bilan des émissions polluantes: influence de la limite du cran de pompe  
Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse  
Moteur 12PA6STC*

Ainsi, les interventions au niveau du régulateur visant à limiter la quantité de carburant introduite dans les cylindres apparaissent inefficaces, puisqu'elles se traduisent au niveau des performances du moteur et des émissions polluantes par un bilan souvent défavorable et neutre dans le meilleur des cas. Il importe dès lors de d'envisager l'incidence de l'augmentation du débit d'air.

#### V.3.4. - Influence de l'assistance pneumatique des turbocompresseurs

Afin d'améliorer les performances en régime transitoire des turbocompresseurs destinés au moteurs Diesel de forte puissance, certains constructeurs ont développé des dispositifs d'assistance pneumatique ("jet assist"). Il s'agit d'introduire de l'air comprimé sous plusieurs bars directement sur les aubes du compresseur ou sur celles de la turbine, pour augmenter momentanément le travail sur l'arbre de la turbomachine et par voie de conséquence son accélération (Figure V-24).

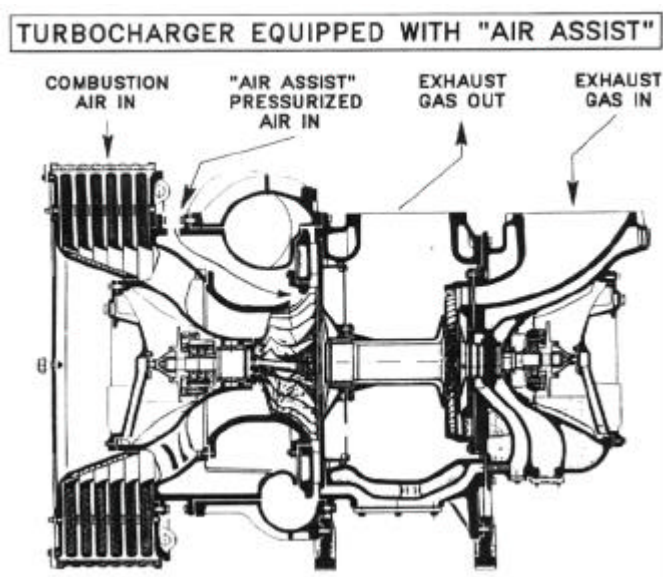
Ce dispositif d'assistance pneumatique est simulé pour un moteur 12PA6STC, avec les caractéristiques suivantes:

Pression de l'air comprimé: 7 bar

Température de l'air comprimé: 350 K

Section totale des orifices d'assistance: environ 5% de la section de la turbine

Rendement de la détente: 0,5

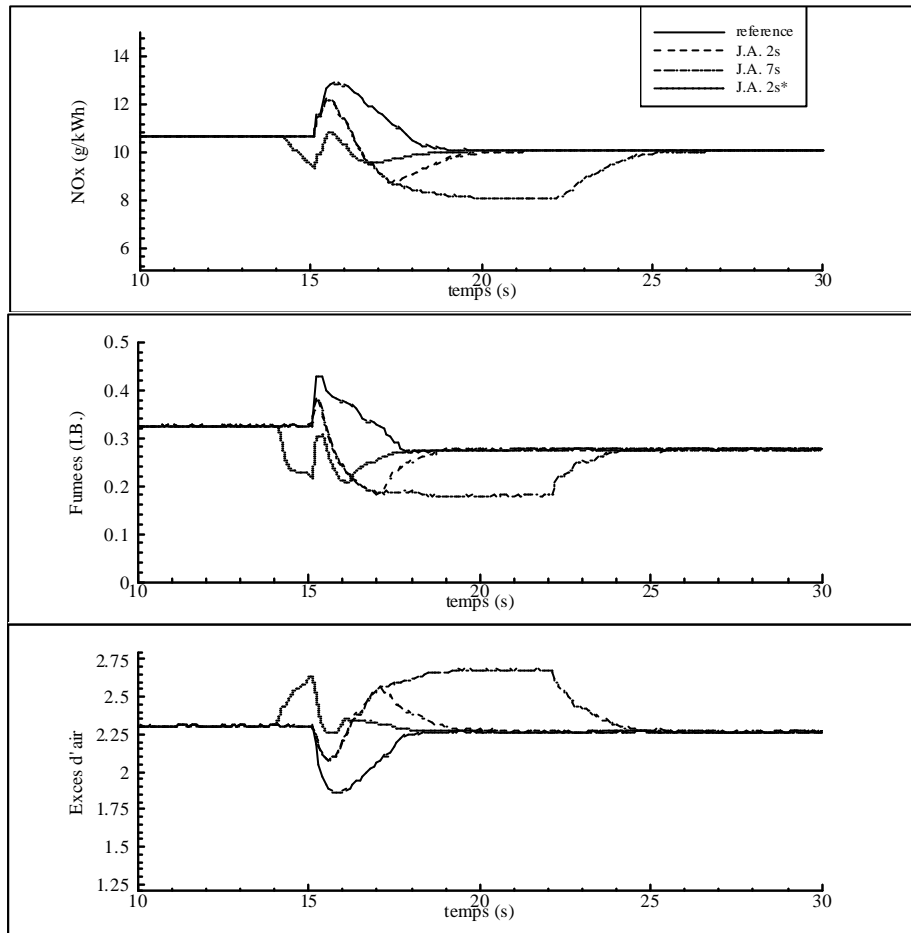


*Figure V-24: Schéma d'un turbocompresseur équipé avec un dispositif d'assistance pneumatique [Hellen92]*

Dans le cas de l'échelon de consigne, trois durées d'assistance sont testées (Figure V-26):

- 2s et 7s à partir du début de la prise de charge notées respectivement JA 2s et JA 7s
- 2s réparties également de part et d'autre de l'échelon de consigne, notée JA 2s\*

Dans tous les cas, la réponse du moteur est équivalente et semblable à celle de référence. En effet, l'excès d'air est à chaque fois suffisant (supérieur à 2) pour garantir un rendement de combustion satisfaisant. En revanche, l'assistance pneumatique permet d'augmenter sensiblement l'excès d'air jusqu'à des valeurs supérieures à celles obtenues en fonctionnement stabilisé. Les émissions de  $\text{NO}_x$  et des fumées atteignent alors également des niveaux inférieurs aux valeurs obtenues en fonctionnement stabilisé, ainsi les valeurs moyennes pendant la prise de charge sont de l'ordre de celles obtenues en régime stationnaire (Tableau V-6). Les niveaux maxima atteints pendant la prise de charge sont également atténués et l'ouverture de l'assistance pneumatique avant le début de la sollicitation (JA 2s\*) permet même d'éliminer complètement l'élévation de pollution habituellement observée ( $\text{NO}_x$  et fumées) (Figure V-25). Les débits d'assistance calculés conduisent à une consommation d'air comprimé de 1,2 kg à 4,2 kg, soit moins d'un  $\text{m}^3$  à la pression considérée.

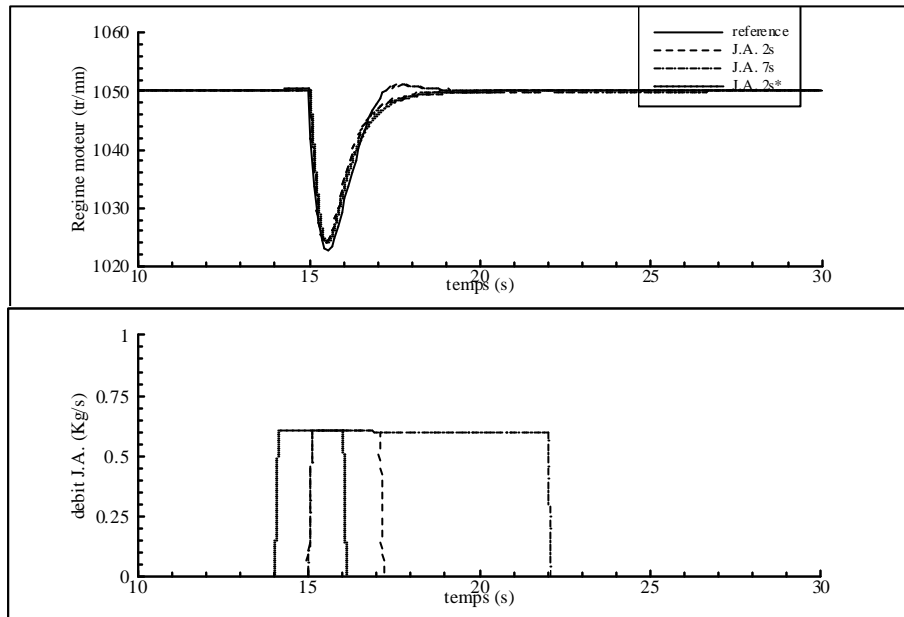


*Figure V-25: Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME- Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn - Influence de l'assistance pneumatique*

	Référence	JA 2s	JA 7s	JA 2s*
Durée de l'accél. (s)	6	6	6	6
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	12.9	12.2	12.2	10.8
Fumées maxi (IB)	0.43	0.38	0.38	0.32
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	10.9	9.9	9	10
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	856	713	603	725
fumée moyenne (IB)	0.31	0.25	0.2	.26
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.06	0.054	0.05	0.054
Fumée cum. (kg.IB)	13.75	12.4	10.8	12.6

*Tableau V-7: Bilan des émissions polluantes: influence de l'assistance pneumatique Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME - Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn-*





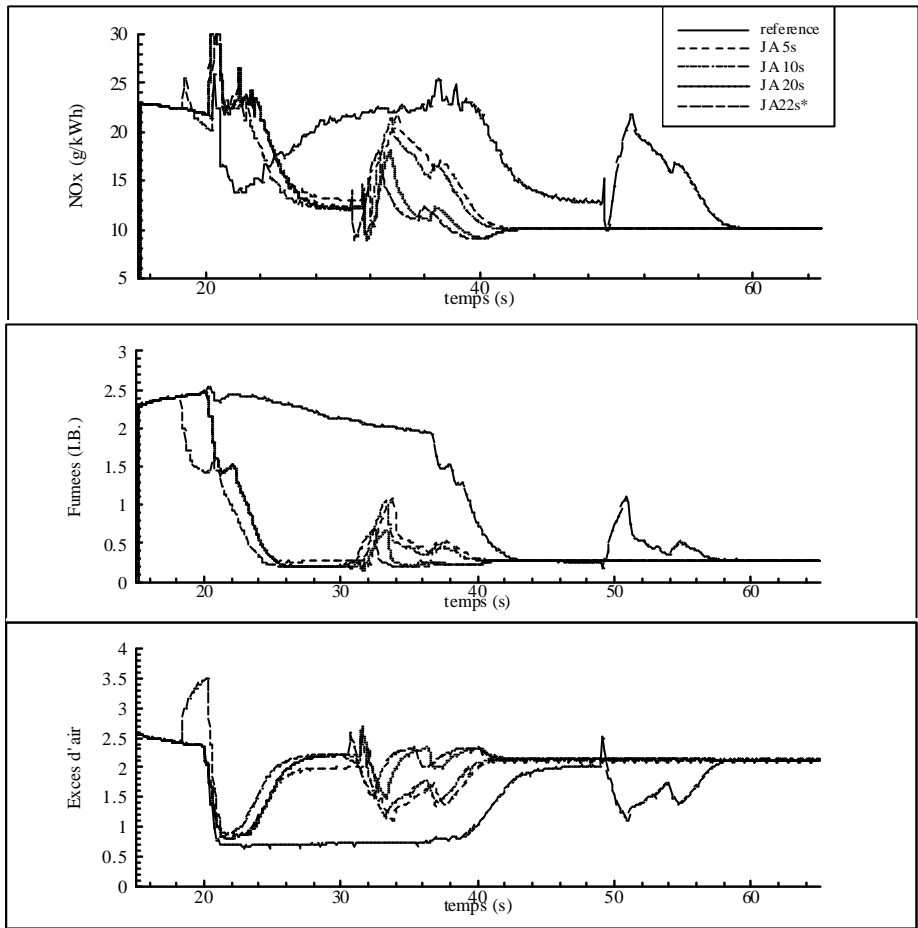
*Figure V-26: Evolution du régime du moteur et du débit d'assistance pneumatique - Echelon de charge de 15 bar à 18 bar de PME- Moteur 12PA6STC à 1050 tr/mn - Influence de l'assistance pneumatique*

Dans le cas de l'accélération suivant une loi hélice simple, quatre durées d'assistance sont étudiées:

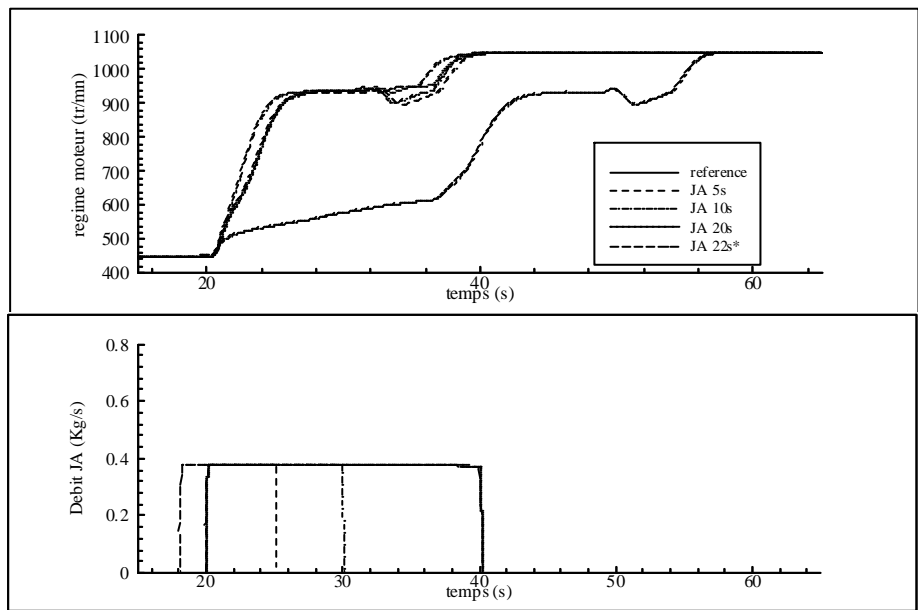
- 5, 10 et 20 s à partir du début de l'accélération notées respectivement JA 5s, JA 10s et JA 20s
- 22 s, débutant 2s avant le début de l'accélération et notée JA22s\*.

L'utilisation de l'assistance pneumatique permet alors un gain très important sur les performances du moteur: la durée totale de l'accélération est diminuée pratiquement de moitié, quelle que soit la durée de l'assistance. En effet, cette dernière est essentiellement bénéfique au début de la sollicitation, alors que l'excès d'air est très faible et les débits d'air peu élevés. Lorsqu'on se rapproche des fortes charges, les débits fournis par l'assistance pneumatique deviennent faibles par rapport aux débits traversant normalement les turbomachines.

L'excès d'air plus élevé qui permet d'améliorer le rendement de combustion aux faibles charges conduit également à des décroissances spectaculaires au plan des émissions polluantes: les niveaux moyens ainsi que les niveaux cumulés sont limités dans des proportions allant de 40 à 60 % (NO<sub>x</sub> fumées) (Tableau V-8). En revanche la prolongation de l'assistance de 5 à 10 et 20s ne permet que des gains très modérés, toujours pour la raison énoncée ci dessus, tandis que la consommation d'air varie entre 2 kg (JA5S) et 8 kg(JA20s).



*Figure V-27: Evolution de l'excès d'air et des émissions de NO<sub>x</sub> et fumées - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Influence de l'assistance pneumatique*



*Figure V-28: Evolution du régime moteur et du débit d'assistance pneumatique - Prise de charge suivant une LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC - Influence de l'assistance pneumatique*

	Référence	JA 5s	JA 10s	JA 20s	JA 22s*
Durée de l'accél. (s)	37.8	20.4	19.9	21.8	21
NO <sub>x</sub> maxi (g/kWh)	25.8	34	34	34	31
Fumées maxi (IB)	2.5	2.47	2.47	2.47	2.4
NO <sub>x</sub> moyen (g/kWh)	16	15.6	15.1	12.6	12.4
NO <sub>x</sub> moyen (ppm)	1685	1585	1488	1104	1070
fumée moyenne (IB)	0.7	0.44	0.42	0.3	0.29
NO <sub>x</sub> cumulé (kg)	0.29	0.22	0.21	0.21	0.2
Fumée cum. (kg.IB)	78	40	38	37	35

*Tableau V-8: Bilan des émissions polluantes: influence de l'assistance pneumatique  
Prise de charge suivant LHS avec échelon de consigne de vitesse - Moteur 12PA6STC*

*L'étude du comportement dynamique des moteurs Diesel de forte puissance reste un sujet peu abordé à ce jour, notamment par rapport à la prise en compte des émissions polluantes.*

*Les modifications apportées au logiciel SELENDIA dans le but d'appréhender ces phases de fonctionnement particulières ont tout d'abord été validées, pour trois types de sollicitations:*

- sollicitations élémentaires: échelons de charge*
- phases de permutations des turbocompresseurs sur un moteur à suralimentation séquentielle*
- sollicitations extrêmes (propulsion en mer gelée)*

*Dans tous les cas, l'accord entre les résultats de la simulation et les relevés expérimentaux fournis par le constructeur ou issus de la littérature s'est révélé satisfaisant, tant au niveau du moteur que pour le système de suralimentation.*

*L'intervention des émissions polluantes dans la simulation permet alors de mettre en évidence la difficulté majeure inhérente aux phases de fonctionnement dynamique: la diminution transitoire de l'excès d'air dans des proportions importantes.*

*Des orientations sont désormais avancées pour définir les conditions requises pour l'étude ultérieure de moyens de dépollution en régime transitoire:*

- nécessité d'une consigne de vitesse identique*
- étude des niveaux moyens mais aussi cumulés des émissions*

*Enfin, l'étude comparative de différents moyens de dépollution à la source dans le cas d'une sollicitation élémentaire (échelon de charge) et d'une sollicitation plus complexe représentative de la propulsion navale (prise de charge suivant une loi hélice) conduit aux constats suivants:*

- les méthodes généralement employées pour restreindre les émissions en fonctionnement stationnaire (diminution de l'avance à l'injection, abaissement de la température de l'air d'admission, recyclage des gaz d'échappement et injection d'eau) apparaissent peu efficaces dans le cas des sollicitations transitoires*
- la limitation du carburant introduit dans le cylindre est également peu satisfaisante dans le cas étudiés, car les niveaux moyens d'émission ne sont pas significativement réduits, tandis que le temps de réponse du moteur aux sollicitations peut être considérablement allongé.*
- En revanche, l'utilisation d'un système d'assistance pneumatique des turbocompresseurs ("jet assist") permet des gains importants (de l'ordre de 50%) tant au niveau des émissions que sur le temps de réponse du moteur.*

*Cette étude montre la nécessité de prendre en compte de manière spécifique les phases de fonctionnement dynamique, pour s'orienter vers la dépollution des moteurs Diesel de forte puissance. Elle ouvre des perspectives de mise en œuvre de moyens efficaces de réduction des émissions à la source.*

*A l'avenir, il serait souhaitable de compléter les résultats de la simulation par des investigations expérimentales, en s'inspirant des travaux déjà effectués sur des moteurs d'automobiles et rappelés dans l'étude bibliographique ([Arcoumanis et al.94-1], voir I.1.3.1.)*



## CONCLUSION

---

*La diminution à la source des émissions polluantes devient un objectif primordial lors de la conception et de l'optimisation des moteurs Diesel de forte puissance, notamment pour les ensembles utilisés en propulsion navale. Dans ce contexte, et compte tenu de la lourdeur et du coût de la démarche expérimentale, la simulation apparaît comme un moyen d'étude et d'analyse privilégié.*

*L'étude bibliographique a conduit à identifier et à adapter deux modèles pour traiter le problème posé:*

- un modèle deux zones, basé sur les travaux de Heider et al., qui s'appuie sur les lois de dégagement de chaleur habituellement employées dans les programmes basés sur la méthode de « vidange remplissage ».*
- un modèle phénoménologique multizones, qui outre l'évaluation des émissions, permet de calculer l'évolution de la pression dans le cylindre pendant la combustion, et par conséquent de s'affranchir des lois empiriques de dégagement de chaleur.*

*Le modèle deux-zones est directement implanté dans le code de simulation du fonctionnement des moteurs Diesel de forte puissance SELENDIA, adapté dans le cadre de l'étude des phases de fonctionnement transitoires. Le modèle multizones est également couplé au logiciel SELENDIA au sein d'une procédure de calcul itérative, mais son utilisation reste limitée à l'étude du fonctionnement stabilisé. La mise en équation fait notamment apparaître la prise en compte des spécificités des moteurs semi-rapides, et des techniques de dépollution à la source.*

*Les accords qualitatifs et quantitatifs satisfaisants entre les valeurs des émissions de  $\text{NO}_x$  et des niveaux d'opacité des fumées calculées et les relevés expérimentaux correspondants accréditent les modèles. Par rapport à la plupart des travaux recensés le domaine de validation est étendu, il couvre l'ensemble des points de fonctionnement, pour deux types de moteurs semi-rapides correspondant à deux niveaux de puissance (respectivement 320 kW/cyl et 630 kW/cyl).*

*L'exploitation de ces modèles dans le cas d'un moteur prototype à faible niveau de  $NO_x$  établit leur capacité à retrouver les évolutions des émissions de  $NO_x$  et celle de la consommation spécifique lorsque des modifications destinées à réduire la production de polluants (avance à l'injection, diamètre des trous des injecteurs, taux de compression, adaptation de la suralimentation) sont prises en compte.*

*Compte tenu de cet acquis, les deux modèles sont ensuite testés pour évaluer l'efficacité des principaux moyens de dépollution à la source (diminution de l'avance à l'injection, diminution de la température d'admission, recyclage des gaz d'échappement et injection d'eau) en régime stationnaire. L'évolution des émissions est analysée, en même temps que l'influence des différentes techniques de dépollution sur les performances du moteur (rendement, domaine d'exploitation notamment). Le plus souvent, la diminution du niveau de  $NO_x$  conduit à une augmentation de l'opacité des fumées et à un accroissement de la consommation spécifique. Les procédures de calcul mises en place peuvent alors être utilisées pour établir un compromis entre ces différents paramètres.*

*Enfin, la dernière partie de ce mémoire aborde le thème peu traité à ce jour du suivi et des conséquences des émissions des moteurs Diesel semi-rapides lors des phases de fonctionnement transitoire. L'aptitude du logiciel SELENDIA à décrire le comportement dynamique des moteurs Diesel en réponse à différents types de sollicitations (échelons de charge, permutations de la suralimentation séquentielle et sollicitations extrêmes) permet d'avancer des critères de comparaison nécessaires à l'étude des émissions lors du fonctionnement transitoire. L'exploitation du modèle deux zones montre que les techniques de dépollution habituellement employées en régime stationnaire sont peu efficaces lors des phases de fonctionnement transitoire. En effet, elles influent peu sur le niveau de l'excès d'air qui est alors le paramètre clef. En revanche, une diminution spectaculaire des émissions, ainsi qu'une amélioration des performances transitoires du moteur sont obtenues par l'introduction d'une technique spécifique d'assistance pneumatique des turbocompresseurs.*

*Enfin, les deux modèles de calcul des émissions polluantes mis en place et couplés au logiciel de simulation du fonctionnement des moteurs Diesel SELENDIA représentent un outil d'aide à la conception et au développement d'ensembles propulsifs moins polluants.*

*A l'avenir, pour développer le potentiel de ces procédures, certains aspects de la modélisation particulièrement importants (relatifs notamment à l'entraînement de l'air par*



*le jet de carburant et au taux de combustion) pourront être développés et complétés, en considérant des études expérimentales internes au cylindre ou des résultats numériques issus de codes directs. En outre, d'autres éléments pourront être considérés, en particulier :*

*- la prise ne compte d'autres espèces polluantes (monoxyde de carbone, hydrocarbures imbrûlés)*

*- la modélisation complète du système d'injection, afin de mieux situer son influence sur le niveau d'émissions*

*Sur le plan expérimental, il serait intéressant de disposer pour les moteurs étudiés d'une analyse détaillée des particules présentes à l'échappement, précisant la quantité de suies et la fraction organique soluble, ainsi que de relevés expérimentaux d'émissions pendant les phases de fonctionnement transitoires.*



## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

---

[Ahlqvist95]

AHLQVIST (I.). - "Increased Safety and Reduced Emissions with Developed Machinery Concepts" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 315-322 Yokohama 1995

[Ahmed80]

AHMED (A.). - "Etude analytique et modélisation corrélative de la phase de combustion dans les moteurs à allumage par compression suralimentés, à injection directe" Thèse de doctorat - Université Paris VI 1980

[Aligrot94]

ALIGROT (C.). - "Etude expérimentale et théorique du délai d'auto-inflammation de différents carburants dans une chambre à volume constant" Thèse de doctorat Ecole Centrale de Lyon - 1994

[Amsden et al.87]

AMSDEN (A.), BUTLER (T.), O'ROURKE (P.). - "The Kiva II computer program for transient multidimensional chemically reactive flows with sprays" SAE 872072

[Annand63]

ANNAND (W.J.D.). - "Heat transfer in the cylinders of reciprocating internal combustion engines" IMechE transaction 1963

[Arcoumanis et al.94-1]

ARCOUMANIS (C.), MEGARITIS (A.), BAZARI (Z.). - "Analysis of transient exhaust emissions in a turbocharged vehicle diesel engine" IMechE proceedings C484/038 1994

[Arcoumanis et al.94-2]

ARCOUMANIS (C.), YAO (X.G.). - "Transient smoke and unburnt hydrocarbon emissions during cold-start in a turbo-charged DI diesel engine" IMechE seminar 1994

[Azuma et al.83]

AZUMA (T.), YURA (T.), TOKUNAGA (T.). - "Some Aspects of Constant Pressure Turbocharged Marine Diesel Engines of Medium and Low Speed" Journal of Engineering for Power Vol. 105 p. 697-711 1983

[Backhouse et al.87]

BACKHOUSE (R.), WINTERBONE (D.E.). - "Dynamic behaviour of a turbocharged Diesel Engine" SAE 860543 1987

[Banisoleiman et al.90]

BANISOLEIMAN (K.), BAZARI (Z.). - "Computer Simulation of medium and slow speed Diesel Engines" ISME Kobe 15-19 Oct. 1990

[Banisoleiman et al.92]

BANISOLEIMAN (K.), SMITH (L.A.), BAZARI (Z.), MATHIESON (N.). - "Simulation of Diesel engine performance" Trans IMarE Vol. 105 1992

[Bastenhof93]

BASTENHOF (D.). - "Emissions polluantes dans les gaz d'échappement des moteurs Diesel marins et leur réduction" ATMA Session 1993

[Bazari93]

BAZARI (Z.). - "A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation" SAE 920462 1993

[Bazari et al.94]

BAZARI (Z.), WRIGHT (A.A.), HOBDDAY (J.S.). - "Marine engine exhaust emissions analysis and prediction under maneuvering conditions" IMechE seminar 1994

[Benson82]

BENSON (R.S.). - "The Thermodynamic and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines" (Vol 1 et 2) Edité par Horlock and Winterbone Oxford Science Publication 1982

[Besio et al. 96]

BESIO (G.), TREMULI (P.), ANTONIOLI (P.). - "Shaping the Injection Profile: A tool to Reduce NO<sub>x</sub> and Fuel Consumption" Proceedings of the ASME 18th Fall Technical Conference ICE Division 1996

[Bludszuweit et al.96]

BLUDSZUWEIT (S.), SCHMIDT (H.), BRITSCH (M.), HOLZAPFEL(J.). - "CFD-Simulation of Hydrogen Combustion in Internal Combustion Engines" ICE-Vol. 27-3, 1996 Fall Technical Conference Volume 3 ASME 1996

[Borgnakke et al.82]

BORGNAKKE (C.), DAVIS (G.), TABACZYNSKI (R.). - "Prediction of in -cylinder swirl velocity and turbulence intensity for an open chamber cup in piston engine" SAE 810224 1982

[Bowman75]

BOWMAN (C.T.). - "Kinetics of pollutant formation and destruction in combustion" Prog. Energy Combust. Sci. 1975 Vol 1. pp.33-45 Pergamon press

[Brace et al.94]

BRACE (C.J.), DEACON (M.), VAUGHAN (N.D.), CHARLTON (S.J.), BURROWS (C.R.). - "Prediction of emissions from a turbocharged passenger car diesel engine using a neural network" IMechE c484/046/94 1994

[Brown et al.88]

BROWN (A.J.), HEYWOOD (J.B.). - "A Fundamentally-Based Stochastic Mixing Model Method for Predicting NO and Soot Emissions from Direct Injection Diesel Engines" Combustion Science and Technology 1988 Vol. 58 pp195-207 1988

[Callahan et al.86]

CALLAHAN (T.J.),RYAN (T.W.), DIETZMANN (H.), WAYTULONIS (R.). - "The effects of discrete transients in speed and load on Diesel engine exhaust emissions" SAE 850109 1986

[Carlton et al.95]

CARLTON (J.S.), REYNOLDS G.L.), WRIGHT (A.A.), DANTON (S.D.), WEBSTER (A.D.). - "Marine Exhaust Emissions: Results from Shipboard measurements and Regional Survey" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 57-67 Yokohama 1995

[Charlton 84]

CHARLTON (S.J.). - "A study of highly turbocharged high speed diesel engines" Proceedings of Institute of Mechanical Engineers vol 198A No 9 p231 237 1984

[Chen et al.65]

CHEN (S.K.), FLYNN (P.F.). - "Development of a single cylinder compression ignition research engine" SAE 650773 1965

[Chessé 95]

CHESSE (P.), - "Détermination des limites d'exploitation des Diesel de forte puissance. Incidence des circuits de liaison Moteur - turbocompresseur. Instabilité et pompage des compresseurs" Thèse de Doctorat - Ecole Centrale de Nantes 1995

[Chessé et al.95]

CHESSE (P.), HETET (J.F.), TAUZIA (X), FRAYRET (J.P.). - "Influence of the alteration of the compressor surge line on the operation limit of a marine turbocharged Diesel engine" ASME Fall Technical Conference 24-27 Sept., Milwaukee 1995

[Chessé et al.98]

CHESSE (P.), TAUZIA (X.), HETET (J.F.), ROY (P.), INOZU (B.). - "Performance simulation of sequentially turbocharged marine Diesel engines with application to compressor surge" ASME Spring Technical Conference, 26-29 avril, Fort Lauderdale 1998

[Connor et al.94]

CONNOR (W.A.), SWAIN (E.). - "Extension of the filling and emptying engine performance simulation method to include gas dynamic effects" Proceedings of IMechE C484/042 pp.1-12 1994

[Danyluk93]

DANYLUK (P.R.). - "Large stationary diesel engine emissions when operating on diesel fuel - a building perspective" -IMechE seminar 25-26 mai 1993

[Dec et al.95]

DEC (J.E.), ESPEY (C.). - "Ignition and Early Soot Formation in a DI Diesel Engine Using Multiple 2-D Imaging Diagnostics" SAE 950456 International Congress and Exposition Detroit February 27 1995

[Degobert92]

DEGOBERT (P.). - "Automobile et pollution" Technip Editions 1992

[Dent et al.82]

DENT (J.C.), METHA (P.S.). - "Phenomenological combustion model for a quiescent chamber Diesel engine" SAE 811235 1982

[Dent et al.92]

DENT (J.C.), GARNER (C.P.), QIAO (J.). - "Diesel engine modeling under steady and transient conditions using a transputer based concurrent computer" SAE 922226, 1992

[Dillies95]

DILLIES (B.). - "Contribution à la modélisation de la combustion turbulente: application à la combustion dans les moteurs Diesel" Thèse de Doctorat Ecole Centrale de Paris 1995

[Dresden-Rausch et al.91]

DRESDEN-RAUSCH (J.), SPICHER (U.). - "Soot Formation analysis within the combustion chamber of diesel engines by Optical Fibers" CIMAC Florence 1991

[Emtil94]

EMTIL (H.). - "Implantation et validation de sous modèles de délai et de suie et modélisation du rayonnement dans le code KIVA-II" Thèse de doctorat Ecole Centrale de Lyon - 1994

[Eyzat88]

EYZAT (P.). - "Résultats et avenir du GSM. La maîtrise des connaissances au service de la conception des moteurs de demain" La combustion dans les moteurs d'automobile GSM Technip Editions 1988

[Fayette85]

FAYETTE TAYLOR (C.). - "The internal combustion engine in theory and practice" MIT press 1985

[Fergusson86]

FERGUSSON (C.R.). - "Internal Combustion Engines" Wiley International Edition 1986

[Fiedler95]

FIELDER (H.). - "Improvement of fuel consumption and emissions of Diesel engines burning Diesel fuel & RME by application of 2-stage-high-pressure-injection systems" CIMAC (Interlaken) 1995

[Fleischer 96]

FLEISCHER (F.). - "NOx reduction - A technical challenge for marine Diesel engine manufacturers" International Maritime and Shipping Conference 22-24 Octobre IMarE 1996

[Gaudart87]

GAUDART (L.). - "Incidence des configurations de fonctionnement de navires militaires sur la suralimentation à deux étages de leurs moteurs diesel de propulsion PA6 - BTC" Thèse de doctorat ENSM 1987

[Gros91]

GROS (S.). - "Environmental Control For Medium-speed Diesel Engines" CIMAC Florence 1991

[Grosshans95]

GROSSHANS (G.). - "Emissions Polluantes" Cours 1995

[Guerrasi93]

GUERRASSI (N.). - "Etude expérimentale et modélisation des phénomènes internes en moteur diesel à injection directe " Thèse de doctorat Ecole Centrale de Lyon 1993

[Haddad et al.85]

HADDAD (S.), WATSON (N.). - "Principles and performance in Diesel engineering" Ellis Horwood limited

[Haupais82]

HAUPAIS (A.). - "Modélisation phénoménologique de la combustion dans un moteur Diesel à injection Directe" Entropie No. 105 1982

[Haupais88]

HAUPAIS (A.). - "Etude expérimentale sur moteur de la formation et de l'oxydation des suies" La combustion dans les moteurs d'automobile GSM Technip Editions 1988

[Haupais92]

HAUPAIS (A.). - "Combustion dans les moteurs Diesel" Techniques de l'ingénieur -Traité mécanique et chaleur; 1992

[Heider et al.95]

HEIDER (G.), ZEILINGER (K.), WOSCHNI (G.). - "Two zone calculation model for the prediction of NO Emissions from Diesel Engines" C.I.M.A.C. (Interlaken) 1995

[Heimrich96]

HEIMRICH (M.J.). - "Diesel NO<sub>x</sub> Catalytic Converter Development: A Review" Transaction of the ASME Journal of Gas turbine and Power Vol. 118 July 1996

[Hellen92]

HELLEN (G.). - "Environmental Considerations concerning medium speed engines in Marine applications" SNAME Transactions, Vol. 100 1992

[Hermann89]

HERRMANN (R.). - "Sequential turbocharging for PA6 engine" IMechE seminar « sprint rated engines » London Nov. 28 1989

[Hermann90]

HERRMANN (R.). - "Sequential turbocharging for PA 6 engines" ISME Kobe 1990

[Hermann95]

HERRMANN (R.). - "New Generation of S.E.M.T. Pielstick Medium Speed Engines" Proceedings of the ISME Vol. II pp. 356-363 Yokohama 1995

[Hetet89]

HETET (J.F.). - "Etablissement d'un programme de simulation du fonctionnement de moteur Diesel suralimentés par deux étages de turbocompresseurs en série. Application à la recherche des limites d'exploitation en relation avec le phénomène de pompage dans les compresseurs" Thèse de doctorat ENSM 1989

[Hetet et al.94]

HETET (J.F.), CHESSE (P.), INÖZÜ (B.). - "An ACSL simulation for optimum operation of turbocharged marine Diesel engines" Energy-sources Technology Conference-New Orleans ASME 1994

[Heywood88]

HEYWOOD (J.B.). - "Internal Combustion Engine Fundamentals" Mc Graw Hill 1988

[Hiroyasu et al.83]

HIROYASU (H.), KADOTA (T.), ARAI (M.). - "Development and use of a spray combustion modeling to predict Diesel engine efficiency and pollutant emissions (Part 1 : Combustion Modeling and Part 2 : computational procedure and parametric study)". Bulletin of the JSME, No. 214. 1983

[Holbaum92]

HOLBAUM B. - "Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren" Dissertation 1992

[Holbrook et al.91]

HOLBROOK (P.), POGONOWSKA (W.). - "Diesel engine operation and the environment" CIMAC (Florence) 1991

[Hülsman et al.91]

HÜLSMAN (B.), HAVENTH (C.), HITZIGER (H.). - "Influence of High Density Fuels on the Combustion and Emission Behaviour of Marine Diesel Engines" CIMAC Florence 1991

[Imahashi et al.95]

IMAHASHI (T.), HASHIMOTO (K.), HAYASHI (J.I.), YAMADA (T.). - "Research on NO<sub>x</sub> Reduction for Large Marine Diesel Engines" Proceedings of the ISME Vol. II pp. 377-384 Yokohama 1995

[Imo96]

I.M.O. - "Prevention of air pollution from ships (Draft)" Marine Environmental Protection Committee 39th session, 21 Novembre 1996

[Inozu et al.95]

INOZU (B.), GERVAISE (H.), ROY (P.), HETET (J.F.). - "Performance simulation of marine Diesel engines under extreme conditions" ASME fall technical conference, Milwaukee 1995

[Ishida et al. 91]

ISHIDA (M.), IZUMI (S.), MAEDA (T.), SUETSUGU (H.), YOSHIMURA (Y.), MATSUMARA (N.). - "Practical countermeasure for reduction of Exhaust emissions level on commercial engine" CIMAC Florence 1991

[Ishida et al.96]

ISHIDA (M.), UEKI (H.), MATSUMARA (N.), YAMAGUCHI (M.), LUO (G.F.). - "Diesel combustion analysis based on two-zone model (Comparison between model analysis and experiment)" JSME International Journal. Series B fluids and thermal engineering Vol. 39 1996

[Iso 96]

I.S.O. - "Reciprocation internal combustion engines exhaust emission measurement" (Part 1: test bed measurement of gaseous and particulate emissions, Part 2: measurement of gaseous and particulate at site, Part 4: Test cycle for different engine applications) Norme ISO 8178 1996

[Iwamoto et al.95]

IWAMOTO (M.), MINO (M.), HARADA (I.). - "Study of Machinery Design for Ship's low NO<sub>x</sub> Plant" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 86-91 Yokohama 1995

[Jiang et al.92]

JIANG (Q.), VAN GERPEN (J.P.). - "Prediction of Diesel engine particulate emission during transient cycles" SAE 920466 1992



[Kamimoto et al.91]

KAMIMOTO (T.), KOBAYASHI (H.). - "Combustion processes in Diesel engines" Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 17. 1991

[Kawakami et al.95]

KAWAKAMI (M.), KOMATSU (J.), MIMURA (T.). - "Study on Relationship between Changes in NO<sub>x</sub> with Test Cycles and at Full Load" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 80-85 Yokohama 1995

[Keenan et al.48]

KEENAN (J.H.), KAYES (J.). - "Gas tables" John Willey, New York 1948

[Kong et al.93]

KONG (S.C.), REITZ (R.D.). - "Multidimensional Modeling of Diesel Ignition and Combustion Using a Multistep Kinetics Model" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power Vol. 115 - 1993

[Kouremenos et al.90]

KOUREMENOS (D.A.), RAKOPOULOS (C.D.), KARVOUNIS (E.), KOSTOS (K.). - "Analyse thermodynamique des processus d'écoulement et de combustion dans un cylindre de moteur Diesel à injection Directe à l'aide d'un modèle multi-zone" Entropie n°157/158 1990

[Kouremenos et al.94]

KOUREMENOS (D.A.), HOUNTALAS (D.T.), KOTSIPOULOS (P.N.). - "Computer Simulation of turbocharged marine diesel engines and its application for engine and turbocharger diagnosis" IMechE Proceedings C484/008 pp. 13-20 1994

[Kumar et al.84]

KUMAR (K.), GAUR (R.R.), GARG (R.D.), GAJENDRA BABU (M.B.). - "A Thermodynamic Simulation model for a four stroke Diesel Engine" SAE 840516, 1984

[Kushiyama et al.95]

KUSHIYAMA (H.), YANASE (S.), ARAKI (K.). - "Study of Engine Performance Deviation Depend on Conditions" Proceedings of the ISME Vol. I p389-393 Yokohama 1995

[Kyriakides et al.87]

KYRIAKIDES (S.C.), DENT (J.C.), METHA (P.S.). - "Phenomenological Diesel Combustion Model including smoke and NO emission" SAE 860330 1987

[Larmi93-1]

LARMI (M.J.). - "Transient Response Model of a Low-Speed Marine Diesel Engine and Heat Transfer in the Exhaust Gas Receiver" CIMAC Londres 1993

[Larmi93-2]

LARMI (M.J.). - "Transient Response Model of Low-Speed Diesel Engine in Ice-Breaking Cargo Vessels" Dissertation Helsinki University of Technology 1993

[Lee et al.62]

LEE (K.), THRING (M.), BEER (J.). - "On the rate of combustion of soot in a laminar soot flame" Combustion and flame 1962

[Lefebvre89]

LEFEBVRE (A.H.). - "Atomization and sprays" Hemisphere publishing corporation 1989

[Liazid93]

LIAZID (A.). - "Identification du Diesel à turbocompresseur à géométrie variable" Thèse de Doctorat Ecole Centrale de Lyon - 1993

[Lipkea et al.88]

LIPKEA (W.H.), DEJOODE (A.D.). - "A model of a direct-injection Diesel combustion system for use in cycle simulation and optimization studies" SAE 870573 1988

[Matsui et al.82]

MATSUI (Y.), KANIMOTO (T.), MATSUOKA (S.). - "Formation and oxidation processes of soot particles in a DI Diesel engine - An experimental study via the two-color method" SAE 820464 1982

[Merker et al.93]

MERKER (G.P.), HOLBAUM (B.), RAUSCHER (M.). - "Two-zone Model for calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Engines" SAE 932454 1993

[Mitchell et al.95]

MITCHELL, GAUTHIER. - "A.C.S.L. Advanced Continuous Simulation Language", Edition 11.0 Concord, Mass., U.S.A. 1995

[Miyairi89]

MIYAIRI Y. - "Computer Simulation of an LHR DI Diesel Engine" SAE 880187 1989

[Miyano et al.95]

MIYANO (H.), YOSHIDA (N.), NAKAI (T.), NAGAE (Y.), YASUEDA (S.). - "Stratified Fuel-water Injection System for NO<sub>x</sub> Reduction of Diesel Engine" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 457-464 Yokohama 1995

[Mollenhauer et al.95]

MOLLENHAUER (K.), ISRAEL (G.), MOOSER (D.), CARLI (S.), BOLLMANN WEISS (R.). - "Measurement of Particulate Emissions from Large Diesel Engines" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 416-421 Yokohama 1995

[Morel et al.87]

MOREL (T.), KERIBAR (R.). - "Heat Radiation in D.I. Diesel Engines" SAE 860445, 1987

[Murayama et al.91]

MURAYAMA, FUJIWARA, TOSAKA. - "The properties, formation and Oxidation of soot particulate in Diesel engines" CIMAC Florence 1991

[Murayama94]

MURAYAMA (T.). - "Simultaneous Reduction of Nox and Smoke of Diesel Engines without Sacrificing Thermal Efficiency" bulletin of the JSME, series B, Vol. 37, No. 1 1994

[Murayama et al.96]

MURAYAMA (T.),CHIKAHISA (T.), FUJIWARA (Y.). - "Diesel Engine Smoke Reduction by Controlling Early Thermal Cracking Process and Activating Later Stage Combustion" Proceedings of the ASME 18th Fall Technical Conference ICE Division 1996

[Musculus et al.95]

MUSCULS (M.M.P.), RUTLAND (C.J.). - "Coherent flamelet modeling of diesel engine combustion" Combustion Science and Technology Vol. 104 1995

[Naji et al.88]

NAJI (H.), BORGHI (R.). - "Modèle de combustion" La combustion dans les moteurs d'Automobile, Colloque GSM, Edition Technip pp 39-56 1988

[Navaro et al.95]

NAVARRO (G.), GRESELIN (S.). - "Fluid Dynamic Analysis into Combustion Chamber of a Diesel Engine: Study of Turbulent Variables" ICE-Vol. 25-2 Fall Technical Conference Volume2 ASME 1995

[Nishida et al.89]

NISHIDA (K.), HIROYASU (H.). - "Simplified three dimensional modeling of mixture formation and combustion in a D.I. Diesel engine" SAE 890269 1989

[Nishida et al.95]

NISHIDA (O.), FUJITA (H.), HARANO (W.), ADAVHI (W.). - "NO<sub>x</sub> Emissions under Transient Operating Conditions (Continuous Report)" Proceedings of the ISME Vol. I, pp. 469-476 Yokohama 1995

[Okada et al.95]

OKADA (H.), NAKANO (Y.), SUB (Y.J.). - "Combustion of Emulsified Residual Fuel Oil in a Marine Diesel Engine" Proceedings of the ISME Yokohama 1995

[Pedersen et al.95]

PEDERSEN (E.), VALLAND (H.), ENGJA (H.). - "Modeling and simulation of Diesel engine processes" CIMAC Interlaken 1995

[Pinchon et al.88]

PINCHON (P.H.), BARITAUD (T.A.). - "Modélisation tridimensionnelle de l'aérodynamique et de la combustion dans les moteurs à allumage commandé" La combustion dans les moteurs d'Automobile, Colloque GSM, Edition Technip pp 57-90 1988

[Pinchon et al.89]

PINCHON (P.), GROSSHANS (G.), MICHON (S.). - "Three dimensional modeling of combustion in Direct-injection Diesel engines" CIMAC (Tianjin) 1989

[Pipho et al.91]

PIPHO (M.J.), KITTELSON (D.), ZARLING (D.). - "NO<sub>2</sub> Formation in a Diesel engine" SAE 910231

[Reitz et al.95]

REITZ (R.D.), RUTLAND (C.J.). - "Development and testing of diesel engine CFD models" Progress in energy and combustion science Vol. 21 1995

[Remmels et al.95]

REMMELS (W.), VELJI (A.), SCHMIDT (R.-M.), RAUSCHER (M.). - "An experimental and theoretical study of exhaust gas recirculation in Diesel engines" C.I.M.A.C. (Interlaken) 1995

[Schnohr et al.95]

SCHNOHR (O.), FREDERIKSEN (P.). - "Environmental aspects of Marine Genset Engines" Proceedings of the ISME Vol. I, pp. 394-398 Yokohama 1995

[Sierens et al.91]

SIERENS (R.), VAN HOVE (W.), RIEMSHLAG (K.). - "Heat release analysis and power cycle calculation of the combustion in a medium-speed Diesel engine" CIMAC (Florence) 1991

[Sierens et al.94]

SIERENS (R.), VAN HOVE (W.). - "Cycle simulation program for turbo charged Diesel engines" Energy-sources Technology Conference-New Orleans ASME 1994

[Smith et al.93-1]

SMITH (L.A.), BAZARI (Z.), FRENCH (B.). - "Prediction of performance and emissions for a high speed DI Diesel engine with exhaust gas recirculation" IMechE seminar Birmingham 17-18 Nov. 93 - 1993

[Smith et al.93-2]

SMITH (L.A.), BANISOLEIMAN (K.). - "MERLIN - A Modular Approach to Diesel Engine Performance Simulation" CIMAC Londres 1993

[Smith et al.97]

SMITH (W.J.), TIMONEY (D.J.). - "On the relative roles of fuel spray kinetic energy and engine speed in determining mixing rates in D.I. Diesel Engines" Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. Vol. 119 pp. 212-217 1997

[Sondergaard et al.91]

SONDERGAARD (K.), MORSING (P.), GRONE (O.). - "NO<sub>x</sub> control for large marine Diesels" CIMAC Florence 1991

[Sonoda et al.95]

SONODA (K.), NAKANO (K.), YAMASITA (H.), NAKAYAMA (N.), JINJA (Y.). - "Research on improvements in Combustion of High Water-Content Emulsified Fuel" Proceedings of the ISME Yokohama 1995 Vol. I pp. 450-456

[Sukoh et al.91]

SUKOH (S.), HOKARI (Y.), KAMIMURA (H.). - "Experimental Investigations on Characteristics and Reducing of NO<sub>x</sub> Emission of Marine Two Stroke Diesel Engine" C.I.M.A.C. Florence 1991

[Tanabe et al.95]

TANABE (H.), SATO (G.T.), KATO (S.), ONISHI (S.). - "Low Emission and Fuel Efficient Diesel Engine - Concept and Development" Proceedings of the ISME Yokohama Vol. I pp. 483-490 1995

[Tauzia et al.96]

TAUZIA (X.), HETET (J.F.), CHESSE (P.). - "A phenomenological Diesel combustion simulation using ACSL language" IFIP 4th working conference 1996

[Tauzia et al.97-1]

TAUZIA (X.), HETET (J.F.), CHESSE (P.). - "Implementation of a two zone combustion model in a simulation program to predict emissions of marine Diesel engines" - International Conference on Internal Combustion Engines, Wuhan (Chine), 1997.

[Tauzia et al.97-2]

TAUZIA (X.), HETET (J.F.), CHESSE (P.), ROY (P.), INOZU (B.). - "A simulation study for medium speed Diesel engine pollutant emissions and their reduction" - 1997 Fall Technical Conference of the Internal Combustion Engine Division of the ASME. 27 Septembre - 1 Octobre, Madison, Wisconsin (USA), 1997.

[Tauzia et al.98]

TAUZIA (X.), CHESSE (P.), HETET (J.F.), GROSSHANS (G.), MOUILLARD (L.). - "Computer aided study of the transient performances of a highly rated sequentially turbocharged marine Diesel engine" - Journal of Power and Energy - (Institution of Mechanical Engineers) vol. 212 pp.185-196, 1998

[Tesner et al.71]

TESNER (P.), SNEGERIOVA (T.), KNORRE (V.). - "Kinetics of dispersed carbon formation" Combustion and flame 1971

[Timoney et al.95]

TIMONEY (D.J.), SMITH (W.J.). - "Correlation of Injection Rate Shapes with D.I. Diesel Exhaust Emissions" SAE Technical paper series SAE950214 1995

[Tsukamoto et al.95]

TSUKAMOTO (T.), OHE (K.), OKADA (H.). - "Effect of Intake Air Condition on NO<sub>x</sub> Emissions from Two Stroke Marine Diesel Engines" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 76-79 Yokohama 1995

[Velji et al.95]

VELJI (A.), REMMELS (W.), SCHMIDT (R.-M.). - "Water to reduce NO<sub>x</sub>-Emissions in Diesel engines A basic study" C.I.M.A.C. (Interlaken) 1995

[Watson et al.78]

WATSON (N.), MARZOUK (M.). - "A non linear digital simulation of turbocharged Diesel engines under transient conditions" SAE 770123 1978

[Watson et al.87]

WATSON (N.), BANISOLEIMAN (K.). - "Computers in Diesel engine turbocharging system design" IMechE proceedings C05/87 pp. 269- 280 1987

[Wiebe67]

WIEBE (I.) - "Halbempirische Formel für die Verbrenungsgeschwindigkeit" Verlag der Akademie der Wissenschaft der Vdssr (Moscow) 1967

[Witherhouse et al.71]

WITHEHOUSE (N.D.), WAY (R.J.B.). - "A simple method for the calculation of heat release rates in Diesel engines based on the fuel injection rate" SAE 710134 1971

[Witherhouse et al.77]

WHITEHOUSE (N.D.), BALUSWAMY (N.). - "Calculation of gaseous products during combustion in a Diesel Engine using a four zone model" SAE 770410, 1977

[Wölfe et al.93]

WÖFLE (M.), HOUBEN (M.), STRÖMBERG (S.), LEPPERHOF (C.). - "Influence of engine operating parameters on pollutant formation during diesel engine combustion" IMechE seminar Birmingham 17-18 Nov. 93 - 1993

[Woodward et al. 1984]

WOODWARD (J.B.), LATORRE (R.G.). - "Modeling of Diesel Engine transient behavior in Marine propulsion analysis" SNAME transactions, Vol. 92 pp. 33-49 1984

[Woschni67]

WOSCHNI (G.). - "An universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine" SAE 670931 1967

[Yaguchi et al.95]

YAGUCHI (K.), YOSHIDA (T.), SATO (K.), KOBAYASHI (T.), ISHII (A.). - "High NO<sub>x</sub> Reduction System Mounted on 500 GT Class Vessel" Proceedings of the ISME Vol. I pp. 92-98 Yokohama 1995

[Yanase et al.95]

YANASE (S.), BABA (N.), KIDOGUCHI (H.). - "Investigation about measurement of exhaust Emissions from Marine Diesel Engines" Proceedings of the ISME Vol.I, pp. 49-56 Yokohama 1995

[Yoshikawa et al.95]

YOSHIKAWA (S.), OGAWA (M.), INABA (H.), FUJITA(Y.), IMAMORI (T.), YASUMA (G.). - "The development of low NO<sub>x</sub> emission Diesel engine" C.I.M.A.C. (Interlaken) 1995

[Younes93]

YOUNES (R.). - "Elaboration d'un modèle de connaissance du moteur Diesel avec turbocompresseur à géométrie variable en vue de l'optimisation de ses émissions" Thèse de Doctorat Ecole Centrale de Lyon 1993

[Zelenka et al.93]

ZELENKA (P.), HERZOG (P.L.). - "Exhaust gas after treatment systems for diesel engines with respect to future emission " Transaction of the IMechE 25-26 may 1993

# ANNEXE I:

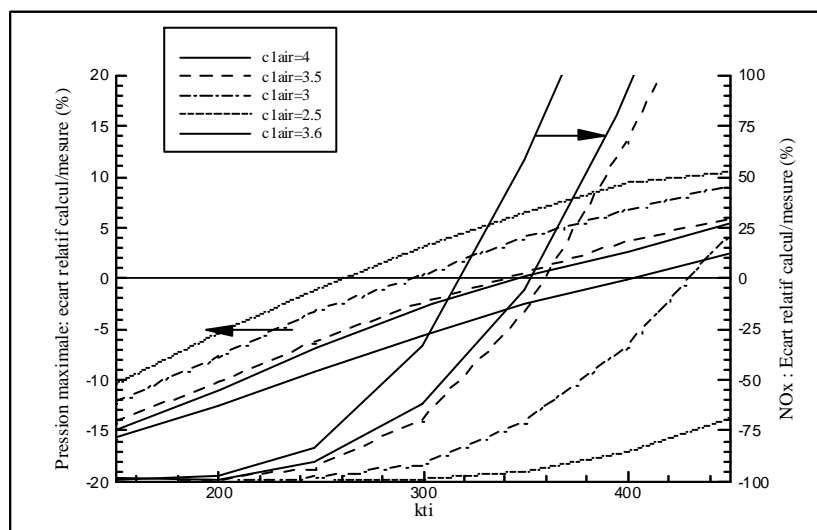
## PARAMETRISATION DES COEFFICIENTS KTI ET C<sub>1air</sub> DE TAUX DE MELANGE ET D'ENTRAÎNEMENT D'AIR DU MODULE MULTIZONE

---

A fin de déterminer la valeur des deux coefficients KTI et C<sub>1air</sub>, une étude paramétrée systématique a été conduite pour chaque point de fonctionnement ayant fait l'objet de relevés expérimentaux. Les trois critères à respecter sont:

- évaluation correcte du diagramme de pression cylindre. Afin de quantifier plus aisément cet aspect, on étudie dans un premier temps uniquement la valeur de la pression maximale de cycle. Naturellement, il convient ensuite de vérifier la concordance des valeurs calculées avec les relevés expérimentaux sur toute l'étendue de la combustion, et notamment la position dans le cycle du maximum de pression.
- évaluation correcte des émissions de NO<sub>x</sub>
- température maximale de cycle réaliste (<2900 K)

La figure AI.1 rassemble les résultats obtenus pour le moteur PA6, au point nominal.



*Figure AI.1: influence des paramètres KTI et C<sub>1air</sub> sur le calcul de la pression cylindre et des émissions de NO<sub>x</sub> - Moteur 12PA6STC au point de fonctionnement nominal*

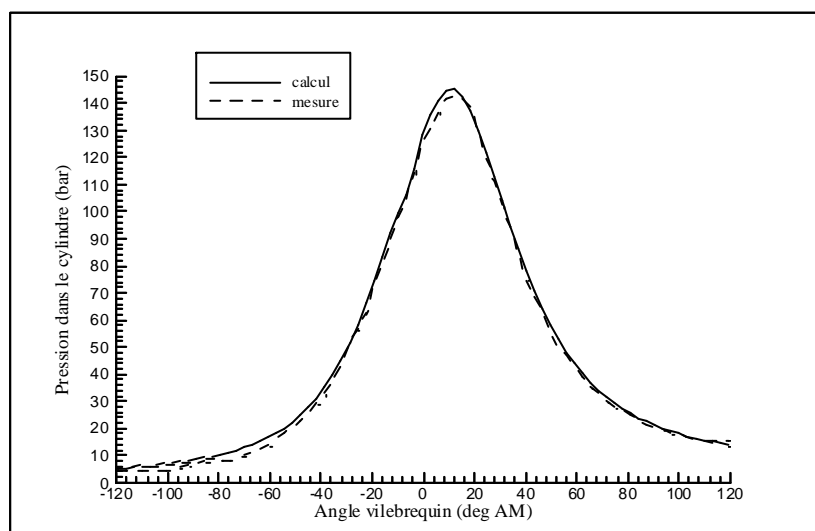
L'écart relatif calcul/expérience des pressions maximale de cycle et des concentrations de  $\text{NO}_x$  à l'échappement exprimé en %, est représenté en fonction de KTI, pour différentes valeurs de  $C_{\text{air}}$ . On constate la sensibilité relativement modérée de la pression maximale de cycle à ces deux paramètres: une variation de 20% de KTI ou de 20% de  $C_{\text{air}}$  se traduit par une variation de 5% de la pression maximale de cycle. En revanche, les mêmes variations conduisent à des écarts très importants au niveau des  $\text{NO}_x$ , de près de 100%.

On choisit alors le couple de valeurs pour les constantes KTI et  $C_{\text{air}}$  permettant de retrouver par le calcul la valeur expérimentale de la pression maximale de cycle et de minimiser l'écart calcul / expérience pour les concentrations en  $\text{NO}_x$ . La détermination de ces valeurs, pour le point de fonctionnement considéré, donne (voir figure AI.1):

$$C_{\text{air}}=3.6$$

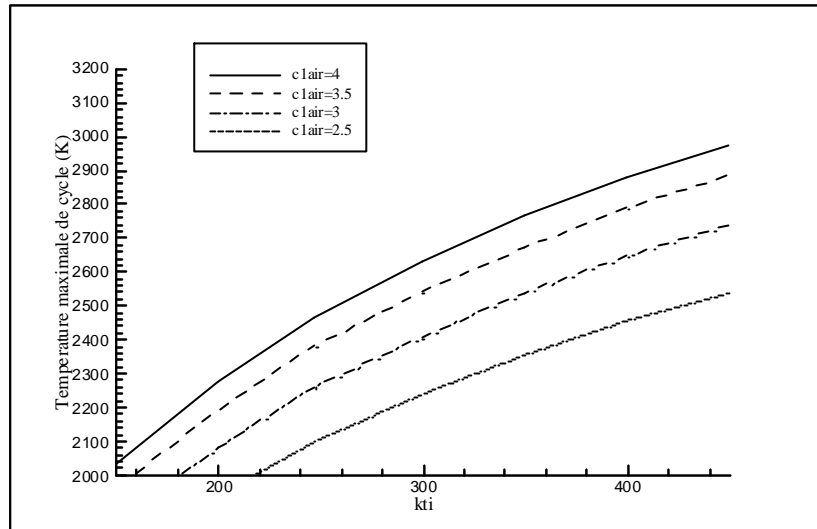
$$KTI=350$$

La figure AI.2 montre en outre que le diagramme de pression cylindre est alors correctement restitué sur l'ensemble de la combustion, et la figure AI.3 indique pour ces valeurs un niveau de température maximale de cycle réaliste (2650 K environ).



*Figure AI.2: Pression cylindre au cours de la combustion - Comparaison calcul / expérience  
- Moteur 12PA6STC, point de fonctionnement nominal*





*Figure AI.3: Température maximale de cycle calculée, en fonction des paramètres KTI et c1air - Moteur 12PA6STC, point de fonctionnement nominal*

D'une manière identique, les paramètres KTI et c1air permettant de retrouver les résultats expérimentaux ont été déterminés pour chacun des points de fonctionnement étudiés. Les valeurs obtenues présentant des variations importantes, on a choisi de les représenter en fonction de grandeurs physiques si possible caractéristiques du phénomène étudié (c'est à dire l'entraînement de l'air par le jet de carburant et le taux de combustion), ou du moins influentes. Le choix s'est porté sur deux grandeurs dont Smith et al. (1997) ont montré qu'elles jouaient un rôle majeur dans le mélange air/carburant des moteurs Diesel à injection directe:

- le régime de rotation du moteur
- l'énergie cinétique du jet de carburant

Cette dernière est prise en compte sous la forme d'une moyenne: Mean Injection Kinetic Energy ou M.I.K.E. calculée par Smith et al. (1997) à partir du taux d'injection instantané

$$\text{M.I.K.E} = \frac{1}{\text{min } j} \int v^2 d \text{min } j \quad (\text{AI.1.})$$

Les figures AI.4 et AI.5 représentent les paramètres KTI et c1air du modèle multizones en fonction du régime de rotation du moteur et de l'énergie cinétique du jet (MIKE) pour le moteur PC26B.

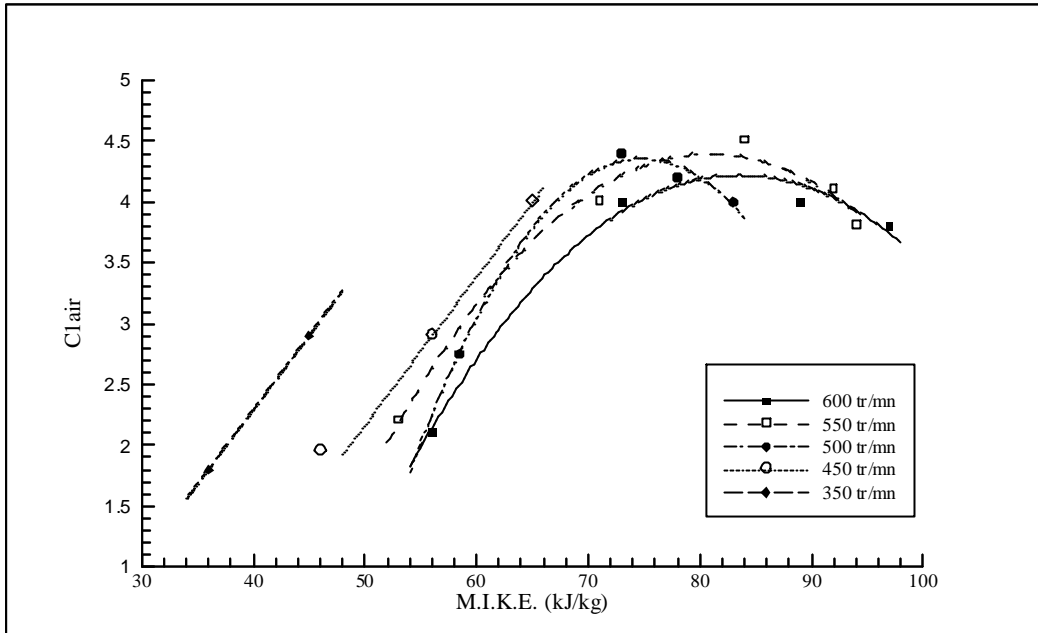


Figure AI.4 : représentation du paramètres  $c_{\text{clair}}$  en fonction du régime moteur et de l'énergie cinétique du jet - Moteur 3PC2-6B

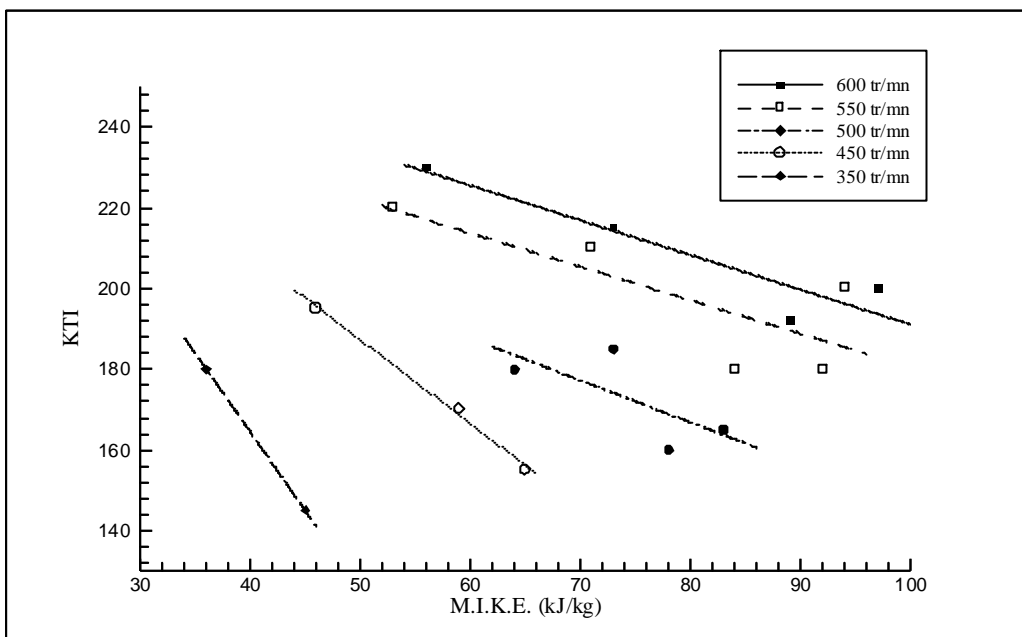


Figure AI.5 : représentation du paramètres  $K_{\text{TI}}$  en fonction du régime moteur et de l'énergie cinétique du jet - Moteur 3PC26-B

Cette représentation suggère une variation linéaire de  $K_{\text{TI}}$  en fonction de  $M.I.K.E.$  et une évolution parabolique de  $c_{\text{clair}}$ , au moins pour les régimes supérieures à 450 tr/mn. L'évolution en fonction du régime est également globalement régulière pour  $C_{\text{clair}}$ , si l'on excepte l'isovitesse 500 tr/mn pour laquelle on dispose d'un nombre de points réduit (pas de point à faible charge). Les

différentes isovitesses sont obtenues par translation (pour les régimes supérieurs à 450 tr/mn, compte tenu des différentes incertitudes - liées en particulier à l'utilisation du logiciel SELENDIA et à la mesure des émissions – on peut considérer que les courbes obtenues pour les différents régimes sont identiques). Pour KTI, les variations de régime se traduisent par une évolution régulière des pentes des droites.

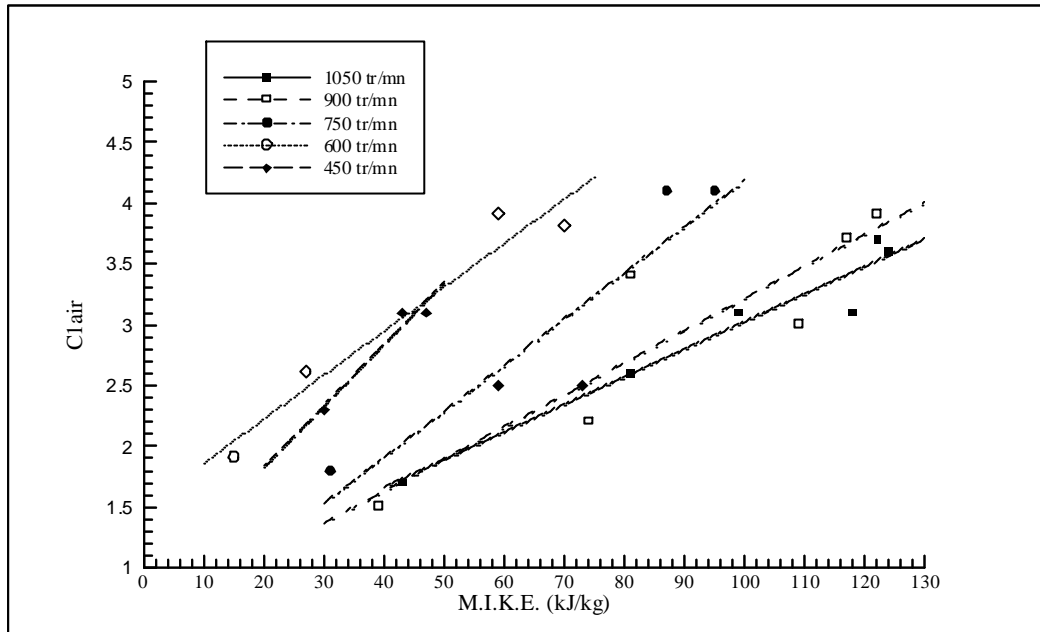


Figure AI.6: représentation du paramètre Clair en fonction du régime moteur et de l'énergie cinétique du jet - Moteur 12PA6 STC

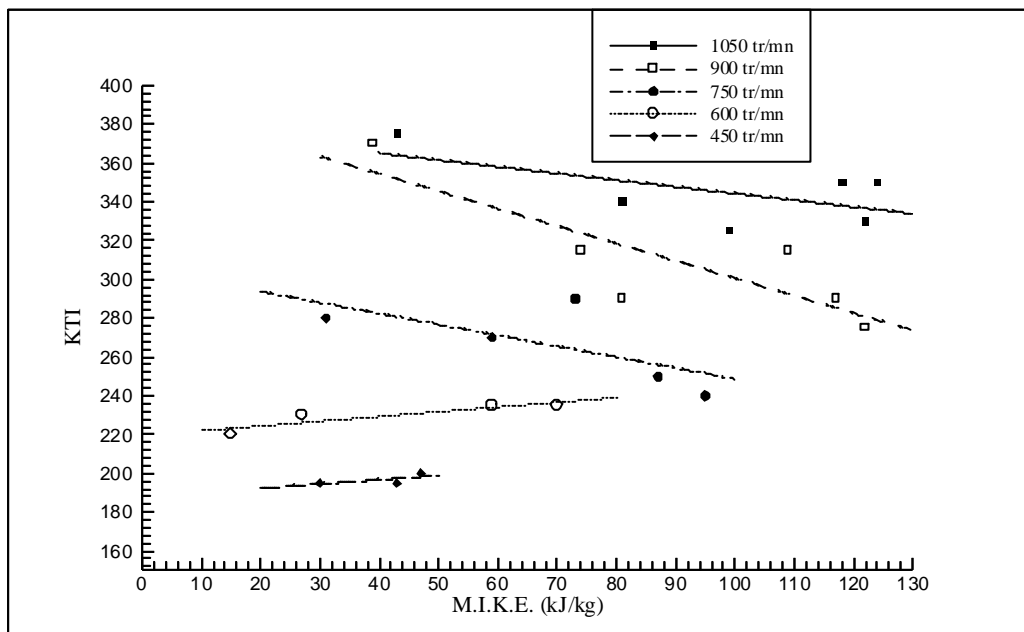


Figure AI.7 : représentation du paramètre KTI en fonction du régime moteur et de l'énergie cinétique du jet - Moteur 12PA6 STC

Pour le moteur PA6, les évolutions sont légèrement différentes (Figures AI.6 et AI.7). La stabilisation (voire la légère diminution) de  $C_{1air}$  au delà d'un seuil de MIKE observée sur le PC2 n'existe pas, mais l'allure générale reste inchangée:  $c_{1air}$  augmente lorsque MIKE augmente, et diminue lorsque le régime augmente.

En revanche, l'évolution de KTI en fonction de MIKE est moins régulière que dans le cas du PC2 et semble opposée dans certains cas: aux faibles régimes (en dessous de 450 tr/mn), KTI augmente légèrement quand MIKE augmente. Pour les régimes élevés (900 tr/mn et 1050 tr/mn), les points de fonctionnement à deux turbocompresseurs semblent suivre une évolution différente de ceux à un turbocompresseur.

Malgré ces quelques réserves, on choisit de d'approximer KTI et  $C_{1air}$  par des fonctions polynomiales simples, afin de pouvoir effectuer des calculs sur l'ensemble du champ de fonctionnement. Dans un but de simplification, plutôt qu'une fonction à deux variables, on décide d'établir une fonction de la seule variable MIKE, différente pour chaque régime ayant fait l'objet d'un relevé expérimental. L'étude d'un régime quelconque pourra se faire par interpolation linéaire entre les deux régimes les plus proches pour lesquels une fonction est établie. Les fonctions d'approximation de  $C_{1air}$  et KTI, affines ou paraboliques, ont été représentées sur les figures AI.4 à AI.7.

Elles ont ensuite été utilisées pour déterminer  $C_{1air}$  et KTI, pour les différents points de fonctionnement pour lesquels on dispose de relevés expérimentaux.

Pour terminer, il convient de faire quelques remarques sur la modélisation mise en place.

Tout d'abord, pour les deux moteurs considérés, l'évolution croissante de KTI en fonction du régime est conforme aux observations expérimentales de Smith et al. (1997). Par contre, on constate une évolution décroissante de KTI en fonction de MIKE, alors que Smith et al. ont observé l'inverse. Pour expliquer cette différence, on peut remarquer que le paramètre KTI est représentatif du taux de combustion instantané (Voir équation II.73.), tandis que Smith et al. ont considéré une variable globale qui correspond au temps mis pour brûler 80% du carburant injecté. La différence dans les approches interdit donc toute comparaison directe.

Par ailleurs, selon les observations expérimentales de [Haupais et al.82], sur lesquelles reposent l'équation II.66., le paramètre  $C_{1air}$  devrait être une constante quelles que soient les conditions de fonctionnement, tant que le dispositif d'injection reste identique. Cependant, par rapport au cas considéré par cet auteur, la chambre à volume variable, l'interaction du jet de carburant avec les parois du cylindre et éventuellement l'interaction entre les différents jets engendrent des perturbations susceptibles de remettre en cause cette hypothèse, comme l'indique Haupais lui-même dans son article. L'utilisation de valeurs différentes pour  $C_{1air}$  est donc acceptable.

## RESUME

La diminution à la source des émissions polluantes devient un objectif primordial lors de la conception et de l'optimisation des moteurs Diesel de forte puissance, notamment pour les ensembles utilisés en propulsion navale. Le travail présenté dans ce mémoire est centré sur ce point important, et sur les conséquences engendrées sur le fonctionnement général des moteurs. Compte tenu de la taille des ensembles considérés, la simulation apparaît comme un moyen d'étude et d'analyse privilégié.

L'étude bibliographique révèle l'existence de deux modèles intéressants (un modèle "deux-zones" et un modèle phénoménologique "multizones") mais aussi la nécessité de les adapter à l'étude des moteurs Diesel de forte puissance, en considérant principalement deux polluants : les NO<sub>x</sub> et les fumées.

La procédure de validation menée sur deux moteurs Diesel semi-rapides présentant des niveaux de puissance distincts (320 kW/cyl et 615 kW/cyl) permet d'obtenir, pour les deux polluants retenus, un accord satisfaisant, sur toute l'étendue du domaine d'exploitation. La prise en compte de modifications visant à limiter les émissions de NO<sub>x</sub>, relatives à l'avance à l'injection, au diamètre des trous des injecteurs, au taux de compression et à l'adaptation de la suralimentation, traduit également un bon accord entre les calculs et les relevés expérimentaux.

La simulation des principaux moyens de dépollution à la source (diminution de l'avance à l'injection, diminution de la température d'admission, recyclage des gaz d'échappement, et injection d'eau) en régime stationnaire met en évidence le potentiel de chacune de ces techniques, notamment pour répondre aux impératifs des réglementations en vigueur. Mais elle fait également ressortir les avantages et les inconvénients liés à leur mise en œuvre, par rapport à d'autres aspects du fonctionnement du moteur (consommation et limites d'exploitation notamment). La comparaison des résultats fournis par les deux modèles avec ceux des travaux expérimentaux disponibles dans la littérature, établit une assez bonne correspondance.

Enfin, le modèle deux-zones est retenu, en raison de sa plus grande souplesse, pour étudier les émissions lors des phases de fonctionnement transitoires des moteurs Diesel, et pour évaluer l'efficacité des techniques de dépollution dans deux cas tests : échelon de charge et prise de charge suivant une "loi hélice". Les moyens de dépollution habituellement utilisés en régime stationnaire ont ici une efficacité limitée. En revanche, l'assistance pneumatique des turbocompresseurs, utilisée pour maintenir un excès d'air élevé, conduit à des diminutions d'émissions significatives et à une amélioration des performances du moteur en régime transitoire.

### MOT CLES :

Moteurs Diesel semi-rapides  
Emissions polluantes  
Propulsion navale  
Modélisation phénoménologique

Simulation numérique  
Fonctionnement stationnaire et dynamique  
Limitation des émissions à la source

## ABSTRACT

The reduction of pollutant emissions is now a major concern during the design and optimisation of large Diesel engines, especially for marine propulsion. This study deals with this challenge, and with the consequences for general engine behaviour. Due to the size of the engines involved in this study, numerical simulation appears to be a very powerful tool.

The examination of the literature reveals the capabilities of two models (a two zone and a multizone phenomenological models) but also the need for a specific adaptation to highly rated engines in order to evaluate the two main pollutant: NO<sub>x</sub> and smoke.

The validation process performed for two medium speed Diesel engines with distinct power ratios (320 kW per cylinder and 615 kW per cylinder) leads to good agreement across the whole range of operating conditions for the two species studied. The comparison with a set of engine modifications in order to limit the NO<sub>x</sub> emissions (mainly injection timing, fuel injectors diameter, compression ratio and turbocharger geometry definition) shows a good correlation for most cases between calculation results and test bench measurements.

Simulation of the principal pollution reduction methods (injection timing, air temperature reduction at engine inlet, exhaust gas recirculation and water injection) for steady state operations illustrates the possibilities of each techniques, for instance as a response to the present regulations. In addition, their consequences on the engines operations (fuel consumption, exploitation limit) are also investigated. The comparison of the results supplied by the two models with published experimental data shows good agreement.

Finally, the two zone model (easier to integrate into performance simulation software) is implemented in order to study emissions production during Diesel engine transient operations and to test pollution reduction techniques for two cases (load step and load according to a propeller law). The pollution reduction means used for stationary conditions have limited efficiency during engine transients. However a specific technique, such as turbocharger jet assist, which maintains a good air/fuel ratio, leads to significant emissions reduction whilst improving the engine transient performance.

### KEYWORDS

Medium speed Diesel engine  
Pollutant emissions  
Naval propulsion  
Phenomenological modelling

Numerical Simulation  
Stationary and transient behaviour  
Emissions reduction