



HAL
open science

Étude des émissions de particules d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé

Vincent Berthomé

► **To cite this version:**

Vincent Berthomé. Étude des émissions de particules d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé. Thermique [physics.class-ph]. École centrale de Nantes, 2021. Français. NNT : 2021ECDN0054 . tel-03682820

HAL Id: tel-03682820

<https://theses.hal.science/tel-03682820>

Submitted on 31 May 2022

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.

THESE DE DOCTORAT DE

L'ÉCOLE CENTRALE DE NANTES

ÉCOLE DOCTORALE N° 602

Sciences pour l'Ingénieur

Spécialité : Energétique, Thermique, Combustion

Par

Vincent BERTHOME

Etude des émissions de particules d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé

Thèse présentée et soutenue à l'École Centrale de Nantes, le 14/12/2021

Unité de recherche : UMR 6598, Laboratoire de Recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement Atmosphérique (LHEEA)

Rapporteurs avant soutenance :

Jean-Pierre BEDECARRATS
Michael DELIGANT

Professeur des Universités, Université de Pau et des Pays de l'Adour
Maître de conférences HDR, Arts et Métiers Paris Tech

Composition du Jury :

Président :
Pascal HIGELIN

Professeur des Universités, Université d'Orléans

Examinatrice :
Christelle PERILHON

Maître de conférences HDR, CNAM Paris

Directeur de thèse :
David CHALET

Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes

Co-directeur de thèse :
Jean-François HETET

Professeur des Universités, Ecole Centrale de Nantes

A Carine, mon épouse,
et mes enfants Amélie et Corentin

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés au sein de l'équipe Décarbonation et Dépollution des Systèmes Energétiques (D2SE) rattachée au Laboratoire de Recherche en Hydrodynamique, Energétique et Environnement atmosphérique (LHEEA) de l'Ecole Centrale de Nantes.

Je tiens tout d'abord à remercier Monsieur David CHALET, Professeur à l'Ecole Centrale de Nantes, pour avoir accepté d'être mon directeur de thèse et cru en moi. Je remercie également Monsieur Jean-François HETET, Professeur à Centrale Nantes, pour avoir accepté d'être co-directeur de ma thèse et pour m'avoir soutenu tout au long de ces années.

Je remercie Madame Céline MORIN, Professeur à l'Université Polytechnique des Hauts-de-France et Madame Christelle PERILHON, Maitre de Conférence au Cnam Paris, d'avoir été membres de mon CSI et aussi pour m'avoir prodiguées de bons conseils.

Je souhaite ensuite remercier, le Professeur Jean-Pierre BEDECARRATS de l'Université de Pau et des pays de l'Adour, et Monsieur Michael DELIGANT, Maitre de Conférences HDR des Arts et Métiers à Paris, pour leurs observations constructives sur mes travaux dont ils ont été rapporteurs, et pour leurs participations à ce jury. J'adresse également mes remerciements à Monsieur le Professeur Pascal HIGELIN, à l'Université d'Orléans, pour avoir bien voulu présider mon jury de thèse.

Enfin, je tiens à remercier Vincent RAIMBAULT, Ingénieur Recherche chez MAN HUMMEL, pour nos échanges techniques, l'ensemble de l'équipe D2SE et plus particulièrement, Quentin MONTAIGNE, Ingénieur Recherche et Antoine BOUEDEC, Ingénieur d'Etude, pour l'aide qu'ils m'ont apportée. Nos nombreux échanges ont permis de trouver des solutions aux nombreux problèmes que j'ai rencontrés durant ce doctorat.

Tables des Matières

Tables des Matières	1
Nomenclature.....	7
Introduction	15
Chapitre 1 :	19
Etat de l'art	19
1.1 Mécanismes de formation des particules.....	22
1.1.1 Composition de la particule de suie	22
1.1.2 La formation des particules de suie.....	24
1.1.3 Cas des moteurs à allumage commandé.....	26
1.2 Les émissions polluantes d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé.....	26
1.2.1 Cycle d'un moteur à allumage commandé	26
1.2.2 Combustion d'un moteur à allumage commandé.....	27
1.3 Paramètres influant les conditions stœchiométriques de la combustion	29
1.3.1 Rendement volumétrique	29
1.3.1.1 Perméabilité de la ligne d'admission	29
1.3.1.2 Impact des ondes de pression sur le remplissage.....	30
1.3.1.3 Les « volumes morts » et les gaz soufflés.....	32
1.3.2 Dosage du carburant.....	33
1.3.2.1 Injection indirecte	35
1.3.2.2 Injection directe.....	35
1.3.3 Les paramètres moteurs.....	36
1.3.3.1 Variation de l'avance à l'allumage et de l'épure de distribution	36
1.3.3.2 Variation du début de l'injection	37
1.3.3.3 Variation de la pression d'injection et du nombre d'injection.....	37
1.3.3.4 Variation du taux d'EGR et température d'entrée d'air.....	38
1.3.3.5 Phénomène de mouillage	38
1.4 Autres sources d'émissions de particules	40
1.4.1 Différentes Sources de consommation d'huile.....	40
1.4.1.1 Expulsion de l'huile dans la chambre de combustion.....	40
1.4.1.2 Evaporation d'une partie du film d'huile déposée sur la paroi du cylindre	41
1.4.1.3 Transport de l'huile dans le cylindre à travers les sièges de soupapes	41
1.4.1.4 Transport l'huile dans le conduit d'admission via le circuit de blowby.	42
1.4.2 Caractéristiques techniques de l'huile.....	42
1.5 Mesurer les émissions de particules des moteurs à combustion interne	43

1.5.1	Les différentes méthodes pour mesurer les particules.....	43
1.5.2	Pegasor Particle Sensor	44
1.5.2.1	Principe de fonctionnement	45
1.5.2.2	Etat de l’art.....	46
1.5.2.3	Distribution des particules d’un moteur à allumage commandé.....	52
1.5.3	Emissions de particules des moteurs à allumage commandé en transitoire	53
Chapitre 2 :		57
Mesure et Caractérisation des émissions de particules d’un moteur à allumage commandé		57
2.1	Présentation des moyens expérimentaux.....	60
2.1.1	Banc moteur EB2dts.....	60
2.1.2	Banc moteur EB2 atmosphérique.....	63
2.2	Comparaison des essais stabilisés et transitoires	64
2.2.1	Contrôles et réglages	64
2.2.2	Comparaison des émissions de particules des moteurs EB2 et EB2dts	69
2.2.3	Emissions des particules du moteur EB2dts sur toute la plage de couple.....	70
2.2.4	Essais transitoires	72
2.3	Essais en transitoires	73
2.3.1	Validation des conditions de répétabilité	73
2.3.2	Résultats et Analyse	79
2.4	Cycles et Mini-Cycles	83
2.4.1	Cycle normalisé WLTP	83
2.4.2	Cycle Normalisé RDE.....	84
2.4.3	Mini-Cycles	86
2.5	Caractérisation des émissions de particules.....	88
Chapitre 3 :		93
Impact des gaz du blowby sur les émissions de particules		93
3.1	Description des moyens expérimentaux	96
3.1.1	La circulation des gaz du blowby.....	96
3.1.2	Principe de fonctionnement en configuration série.....	96
3.1.3	Description des essais.....	98
3.2	Configuration 2: gaz du blowby non refoulés et aspiration naturelle :.....	102
3.2.1	Pression carter inférieur	102
3.2.2	Détermination de la similarité des essais en configurations 1 et 2.....	103
3.2.3	Résultats configuration 2.....	106
3.3	Configuration 3: gaz du blowby refoulés et aspiration forcée.....	109

3.3.1	Pression carter inférieur	109
3.3.2	Détermination de la similarité des essais en configurations 1 et 3.....	110
3.3.3	Résultats configuration 3.....	113
3.4	Analyse des résultats et interprétations	117
Chapitre 4 :	123
Caractérisation des émissions de particules à partir des gaz du blowby	123
4.1	Comportement dynamique des segments de piston.....	126
4.1.1	La lubrification du cylindre.....	126
4.1.2	Les principales fonctions des segments	126
4.1.3	Le comportement dynamique des segments.....	128
4.2	Simulation du blowby en stabilisé.....	133
4.2.1	Création d'un modèle de simulation sur un monocylindre	133
4.2.2	Calibration du modèle	135
4.2.3	Résultats en stabilisé	137
4.2.4	Analyse du débit d'huile transporté par les gaz du blowby	140
4.3	Simulation du blowby en régime transitoire	141
4.3.1	Calibration du modèle en transitoire	142
4.3.2	Evolution des gaz du blowby durant le transitoire	144
4.3.3	Caractérisation des émissions de particules en régime transitoire	146
4.3.4	Influence du blowby au ralenti sur les émissions de particules	149
4.4	Influence du temps de ralenti entre chaque transitoire sur les émissions de particules	151
4.4.1	Description des essais.....	152
4.4.2	Comparaison des conditions d'essais	153
4.4.3	Résultats et analyse des essais.....	153
4.4.4	Optimisation de la fonction de caractérisation des émissions de particules en transitoire	155
Chapitre 5 :	161
Influence du vieillissement de l'huile et du filtre à huile sur les émissions de particules	161
5.1	Introduction	164
5.2	Test d'un ensemble « huile + filtre » usagés.....	164
5.2.1	Cycles WLTP	165
	Similitudes des essais	165
5.2.2	Mini-Cycles	167
	Similitudes des essais	167
5.2.3	Transitoires.....	168

Similitudes des essais	168
5.3 Vieillissement d'un ensemble « huile +filtre » sur banc moteur	170
5.4 Analyse de l'huile.....	171
5.5 Analyse du filtre à huile	173
5.6 Analyse.....	180
5.7 Optimisation de la fonction de caractérisation des émissions de particules	180
CONCLUSION.....	185
Références bibliographiques	191

Nomenclature

Nomenclature

Acronymes	Unités	Signification
A	kg.s ⁻¹	Débit d'air
a _{0pps}	-	Facteur d'échelle définissant la constante a _{eff}
AA	° vilebrequin	Avance Allumage
a _{eff}	-	Coefficient de puissance pour déterminer le coefficient de pénétration P
ai	-	Constantes de la fonction N [~]
AOA	° vilebrequin	Avance Ouverture arbre à cames Admission (IVE en anglais)
A _{oil}	-	Coefficient caractéristique de l'accumulation d'huile sur la couronne du piston
AV	-	Angle vilebrequin en °
b	-	Constante définissant le coefficient de pénétration P du capteur PPS
Backflow	-	Gaz du carter moteur redirigés vers le cylindre
B _I	Pa	Amplitude onde simple directe
B _{II}	Pa	Amplitude onde simple rétrograde
Blowby	-	Gaz de combustion soufflés vers le carter moteur
BP	-	Basse pression
C ₁	-	Constante pour caractériser Qoil
COV	-	Covariance
CVS	-	Taux de dilution constant (Constant Volume Sampling en anglais)
d	m	Diamètre des orifices de l'injecteur
d ₀	m	Diamètre mini en dessous duquel la masse de la particule ne varie pas
D _f	-	Dimension fractale de la particule
d _m	nm	Diamètre moyen de particule
dV	m ³	Variation du volume du cylindre
dx	mm	Déplacement de la valve du filtre à huile
e	Coulomb	Charge élémentaire 1.602 10 ⁻¹⁹ C
E10	-	Carburant essence sans plomb contenant jusqu'à 10% de bioéthanol
E30	-	Carburant essence sans plomb contenant jusqu'à 30% de bioéthanol
E85	-	Carburant essence sans plomb contenant entre 65% et 85% de bioéthanol
ECE-15	-	Cycle Urbain (Urban Driving Cycle en anglais)
EGR	-	Recirculation Gaz Echappement
endgap	mm	Jeu de coupe d'un segment
Ep	-	Efficacité de pénétration du capteur du PPS pour un diamètre moyen donné

Nomenclature

EUDC	-	Cycle Extra Urbain (Extra Urban Driving Cycle en anglais)
F	l.min^{-1}	Débit d'air
F_a	N	Forces d'adhésion du segment sur le piston lié à l'action de l'huile
F_c	kg.s^{-1}	Débit de carburant
F_d	N	Force du fluide appliquée en aval du piston
F_{fr}	N	Forces de frottements du segment contre le cylindre
F_i	N	Forces inertielles
F_{oil}	N	Force de l'huile sur le segment
F_p	N	Forces de pression
F_{pc}	N	Force de précontrainte du ressort sur le piston
F_r	N	Force du ressort appliquée sur le piston
F_u	N	Force du fluide appliquée en amont du piston
GPS	-	Géo-positionnement par satellite
H	-	Hydrogène
h	m	Variation de position du segment dans la gorge du piston
H_2	-	Dihydrogène
hair	μm	Jeu de fonctionnement entre piston et le cylindre
hair	m	Jeu entre le piston et le cylindre
HAP	-	Hydrocarbures Aromatique Polycyclique (Polycyclic Aromatic Hydrocarbons en anglais)
hoil	μm	Epaisseur du film d'huile
HP	-	Haute pression
I	pA	Courant mesuré par le PPS et proportionnel à la concentration en nombre des particules
I_{mini}	pA	Plus petite valeur de courant mesuré par le PPS sur une série de 100 transitoires
I_{max}	pA	Plus grande valeur de courant mesuré par le PPS sur une série de 100 transitoires
IntegI	pA	Intégrale I calculée sur un intervalle de temps dt
$\overline{\text{IntegI}}$	pA	Moyenne des Intégrales I calculées sur un intervalle de temps dt
k	m^{-1}	Nombre d'onde
K	-	Coefficient de décharge d'injection (~ 0.8)
K_1	-	Coefficient caractéristique du blowby
K_2	-	Coefficient caractéristique du backflow
K_a	-	Constante indépendante de la hauteur du film d'huile mais liée au rpm moteur

Nomenclature

K _b	-	Constante indépendante de la hauteur du film d'huile mais liée au rpm moteur
K _d	-	Coefficient de dilution de l'huile
k _i	-	Facteur d'échelle liée à la charge d'une particule
K _{ref1}	-	Coefficient caractéristique du blowby K ₁ pour un ralenti d'une durée de 1 seconde
K _{ref2}	-	Coefficient caractéristique du blowby K ₂ pour un ralenti d'une durée de 1 seconde
Land	-	Espace inter-segment entre le cylindre et le piston
M	kg.m ⁻³	Concentration en masse des particules
M _{NOx}	mg	Emission de NOx sur un transitoire
\overline{M}_{NOx}	mg	Moyenne des émissions de NOx sur les 100 transitoires
m	kg	Masse du segment
m _a	kg	Masse d'air
MACID	-	Moteur à allumage commandé et injection directe
MACIDT	-	Moteur à allumage commandé et injection directe et turbocompressé
M _{blowby}	mg	Accumulation des gaz du blowby lors d'une accélération
N	#.m ⁻³	Concentration en nombre des particules
NEDC	-	Nouveau Cycle Européen (New European Driving Cycle en anglais)
N _i	-	Nombre d'orifices par injecteur
P	-	Coefficient de Pénétration du capteur PPS
P ₁	Pa	Pression huile en aval de la valve du filtre à huile
P ₂	Pa	Pression huile en amont de la valve du filtre à huile
P _c	Pa	Pression cylindre
P _{ch}	Pa	Pression de l'enceinte d'injection (pression répartiteur pour injection indirecte, pression cylindre pour injection directe)
P _i	Pa	Pression d'injection
PMB	-	Point Mort Bas (Bottom Dead Center (BDC) en anglais)
PME	Pa	Pression Moyenne Effective
PMH	-	Point Mort Haut (Top Dead Center (TDC) en anglais)
ppm	1.10 ⁻⁰⁶	Partie par million.
PPS	-	Nom de l'appareil de mesure des particules (Pegasor Particle Sensor en anglais)
Q	Joules	Quantité de chaleur libérée par la combustion
Q _{blowby}	m ³ .cycle ⁻¹	Débit des gaz du blowby

Nomenclature

Q_{sample}	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$	Débit d'échantillonnage
R	$\text{N}.\text{mm}^{-1}$	Raideur du ressort
RDE	-	Cycle Internationale pour véhicule léger en conditions réelles (Real Driving Emissions en anglais)
RFE	° vilebrequin	Retard Fermeture arbre à cames Echappement (EVC en anglais)
Rland	m	Rayon du piston entre les deux segements
RMSE	-	Racine de l'erreur quadratique moyenne (root mean square deviation en anglais)
S1	m^2	Section aval de la valve du filtre à huile
S2	m^2	Section amont de la valve du filtre à huile
Si	m^2	Surface
SOF	-	Fraction Organique Soluble
STARS		Nom du logiciel de pilotage du banc moteur
U	V	Tension de piégeage du PPS
TBN	mgKOH/g	Total Base Number : indice de contrôle aptitude de l'huile à neutraliser l'acidité. Suivi de consommation des additifs.
VAR	-	Variance statistique d'un échantillon
V_d	m^3	Volume déplacé par le piston
V_{moy}	$\text{m}.\text{s}^{-1}$	Vitesse moyenne
W	Joules	Travail total sur un cycle
WLTP	-	Cycle Internationale pour véhicule léger (Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure en anglais)

Symboles grecs	Unités	Signification
β_i	-	Coefficients de la courbe polynomiale caractéristique de Qpps
δ_{OC}	pA	Emissions de particules liées à la consommation d'huile moteur
δN	pA	Partie variables des émissions de particules
$\delta_{\text{coil-backflow}(\theta)}$	pA	Emissions de particule liées au backflow en fonction du endgap
$\delta_{\text{coil-blowby}(\theta)}$	pA	Emissions de particule liées au blowby en fonction du endgap
∂p	Pa	Variation de pression
δ_{θ}	pA	Emissions de particules liées aux variations de richesse
$\mathcal{E}(d_i)$	-	Nombre de charge moyenné porté par la particule en fonction de d_m
η_{th}	-	Rendement thermodynamique
η_v	-	Rendement volumétrique
γ	-	Constante des gaz parfait
γ_i	-	Coefficients de la droite caractéristique de aeff
λ	-	Lambda (=1/ Φ)

Nomenclature

μ	Pa.s	Viscosité dynamique d'un fluide i
ω	s ⁻¹	Pulsation de l'onde acoustique
ϕ	-	Richesse du mélange air/carburant
ρ_a	kg. m ⁻³	Masse volumique de l'air
ρ_0	kg. m ⁻³	masse volumique de la particule
ρ_c	kg. m ⁻³	masse volumique du carburant
σ	-	Ecart type
τ_c	-	Rapport volumétrique
θ_{mini}	°	Angle formé entre les « endgap » des deux premiers segments proche de 0°
θ_{rings}	°	Angle formé entre les « endgap » des deux premiers segments
ξ	-	Constante liée à la charge d'une particule et au dm

Autres symboles	Unités	Signification
#	-	particules
$\tilde{\nu}$	tr.min ⁻¹	Vitesse de rotation moteur normalisée
\bar{N}	pA	Emissions de particules liées aux paramètres moteurs
\widetilde{Tq}	Nm	Couple moteur normalisée
\tilde{N}	#.cm ⁻³	Concentration en nombre normalisée des particules

Introduction

La réduction des émissions de particules des moteurs à combustion interne est un enjeu majeur de santé publique en ce début du 21^{ème} siècle. L'air que nous respirons est filtré par le nez et ne retient que les particules dont la taille est supérieure à 10 microns. Or la taille des particules générées par les moteurs à combustion interne est inférieure à 500 nm et peuvent donc circuler librement jusqu'aux bronches, provoquer une sensation d'irritation et un excès de mucus qui sont des terrains favorables à la prolifération de virus ou de bactéries. Pour faire face aux contraintes réglementaires en terme d'émissions d'oxyde d'azote et de dioxyde de carbone, les constructeurs automobiles ont généralisé l'injection directe sur les moteurs à allumage commandé. Mais l'utilisation de cette technologie a pour conséquence une augmentation très significative des émissions de particules comparée au moteur à injection indirecte [1]. Pour contrer ce problème, la nouvelle réglementation en termes de législation des émissions polluantes des moteurs à allumage commandé impose un niveau d'émissions maximum de 6.10^{12} particules par km et 4.5 mg de particules par km pour l'euro 6b et 6.10^{11} particules par km et 4.5 mg de particules par km pour l'euro 6c [2]. Cet arrêté se limite aux particules dont la taille est supérieure à 23nm. Pour répondre à ces normes de plus en plus sévères il est nécessaire de déterminer quels sont les différents facteurs qui participent à la production de particules. Celles-ci sont principalement issues de la combustion ou de la pyrolyse à haute température du carburant imbrulé lors de la combustion en condition normale. Mais actuellement il n'existe pas de modèle suffisamment robuste pour simuler avec précision ces émissions sur des cycles réglementés.

L'objectif de cette thèse est la construction d'un modèle prédictif des émissions de particules issue d'un moteur à allumage commandé sur des modes stabilisés et transitoires. Pour parvenir à ce résultat, cette thèse s'appuie sur une étude bibliographique (Chapitre 1) qui énumère les différentes sources et les facteurs favorisant la production de particules d'un moteur à allumage commandé. Ce modèle repose sur des essais expérimentaux, dont la précision et la robustesse sont directement liées à la qualité de ces derniers. Par conséquent, un soin tout particulier est apporté à la mise au point et au contrôle des moyens expérimentaux pour atteindre ce niveau d'exigence (Chapitre 2). Les résultats de ces essais vont servir de référence pour concevoir un modèle sous forme de fonction de caractérisation des émissions de particules. Ensuite, l'impact des gaz du blowby sur ces émissions de particules est investigué (Chapitre 3). Ces gaz « soufflés » proviennent du cylindre et sont dirigés vers le carter moteur via les labyrinthes créés par les segments et les gorges du piston. Le décanteur d'huile est modifié afin d'y extraire les gaz et de les renvoyer à l'extérieur du moteur via une pompe à dépression et un conduit annexe. Les résultats obtenus permettent d'enrichir le modèle de prédiction. Compte tenu de l'importance de ces gaz sur les émissions, un modèle de simulation est ensuite élaboré sur GT-suite dont le but est de caractériser les gaz du blowby et d'y faire ressortir une similitude avec les émissions de particules (Chapitre 4). Ce modèle de simulation participe également à perfectionner les connaissances liées aux mécanismes qui régissent le sens d'écoulement des gaz du cylindre vers la carter moteur et inversement. A la suite de cette analyse, de nouveaux essais sont effectués et les résultats permettent de compléter la fonction de caractérisation. Puis finalement, une étude est menée sur le vieillissement de l'huile et du filtre à huile (Chapitre 5). Une première partie est orientée spécifiquement sur l'ensemble huile et filtre tandis que la deuxième partie analyse le poids de chacun des éléments. Ces résultats

viennent compléter à nouveau la fonction de caractérisation des émissions de particules. Enfin, dans la partie conclusion, un résumé de l'ensemble de ces travaux est présenté ainsi que des perspectives s'y affèrent.

Chapitre 1 :

Etat de l'art

La caractérisation des émissions de particules en fonctionnement transitoire des moteurs à combustion interne est un exercice complexe qui s'appuie sur différents mécanismes de formation. La principale difficulté repose sur le côté instationnaire de ces divers processus de formation qui peuvent se juxtaposer ou se soustraire en fonction des situations.

A partir de travaux scientifiques impliqués dans ce domaine, il va être possible d'identifier les mécanismes responsables de la formation des particules.

L'étude bibliographique est essentiellement axée sur les connaissances relatives à la genèse des particules dans les moteurs à combustion interne. Celle-ci se décompose en cinq parties, à savoir :

- *Structure et composition des particules*
- *Mécanisme de formation des particules dans les moteurs à combustion interne*
- *Paramètre influent les conditions stœchiométriques des moteurs à allumage commandé*
- *Autres sources de particules*
- *Les techniques de mesure des particules*

1.1 Mécanismes de formation des particules

1.1.1 Composition de la particule de suie

La suie est issue de la combustion ou de la pyrolyse à haute température du carburant. Ce sont essentiellement des particules carbonées qui la composent [3], [4], [5]. La suie n'est pas un élément clairement définie. Il s'agit d'une substance solide qui est généralement constituée de carbone et d'hydrogène. Celle-ci peut contenir une fraction organique soluble (SOF) visible sur la figure I-1, tels que :

- Des hydrocarbures imbrulés
- Des dérivées oxygénées (cétones, esters, aldéhydes, lactones, éthers, acides organiques)
- Des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP ou PAH en anglais) et leurs dérivés nitrés et oxygénés

Ainsi que des éléments non organiques tels que :

- Des dérivés minéraux (SO₂, sulfates...)
- Des résidus métalliques

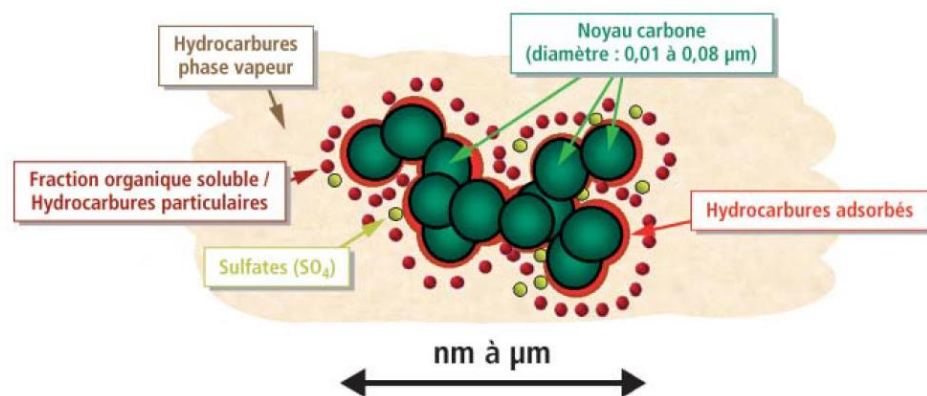


Figure I- 1-Composition d'une particule de suie [6]

Les particules de suie sont composées d'agglomérats d'environ 100 µm qui sont eux-mêmes constitués de particules plus petites dénommées sphérules. Marchal *et al* [3] précisent que la taille des sphérules se situe généralement entre 15 nm et 50 nm et qu'un agglomérat peut contenir jusqu'à 4000 sphérules.

Sur la figure 1-2, apparaît nettement les agglomérats constitués d'une accumulation de sphérules issues de la combustion d'un moteur Diesel sous différentes conditions. La diffraction aux rayons X d'une sphérule a permis de déterminer sa structure cristalline visible [7]. Les atomes de carbone sont insérés dans des structures hexagonales dénommées plaquettes et disposées en couches pour former des cristallites. L'espace inter-couche moyen entre deux

plaquettes est de 3.55 nm. Une cristallite contient généralement 2 à 5 plaquettes. L'épaisseur des cristallites est d'environ 12 nm et une particule primaire de suie est composée d'une centaine de cristallites.

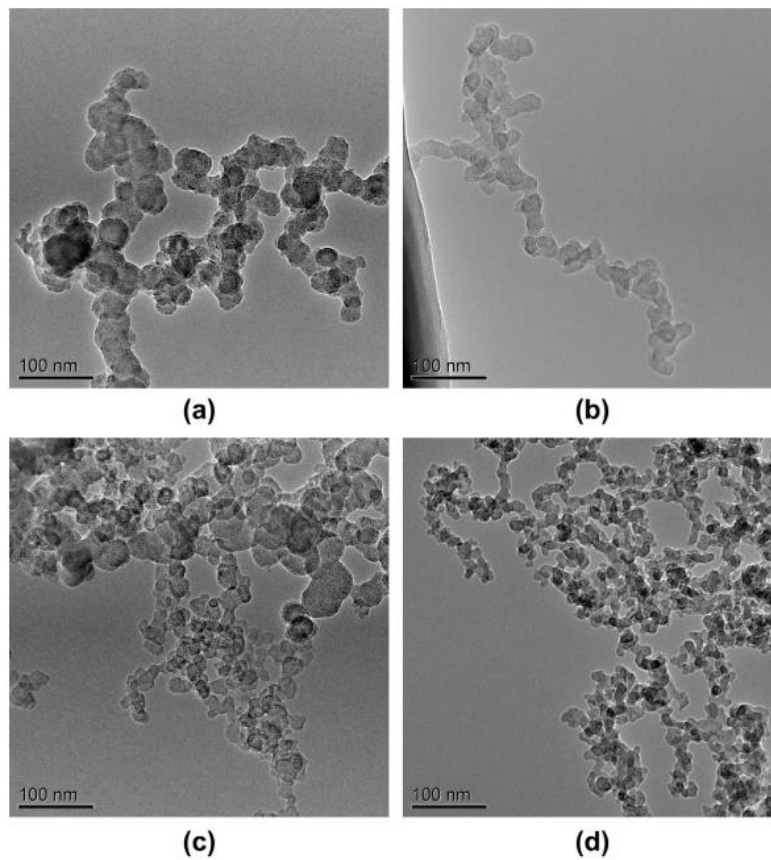


Figure I- 2-Images de particules diesel en conditions (a) pauvre, (b) stœchiométrique,(c) moteur chargé et (d) avec un retard d'injection [8]

Ishiguro *et al* [9] ont déterminé la microstructure des particules primaires de suie d'un moteur Diesel qu'ils ont représenté sous forme de schéma visible sur la figure I-3 et la figure I-4. Il apparaît très nettement deux parties distinctes composées de cristallites : la coquille extérieure et le noyau interne. Marchal *et al* [3] rapportent que la formation des plaquettes s'applique sur la coque externe alors que le noyau interne contient de fines particules sphériques, chimiquement et structurellement moins stable.

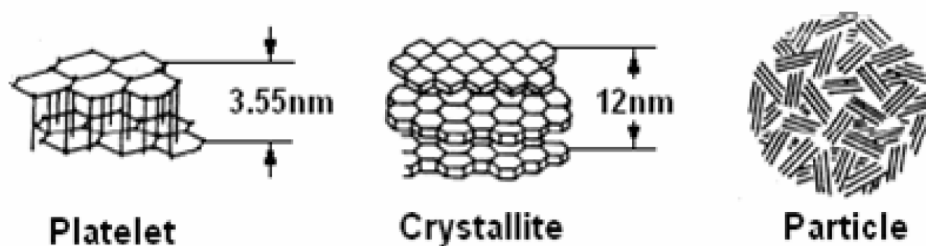


Figure I- 3-Sous structure d'une particule de suie primaire [10]

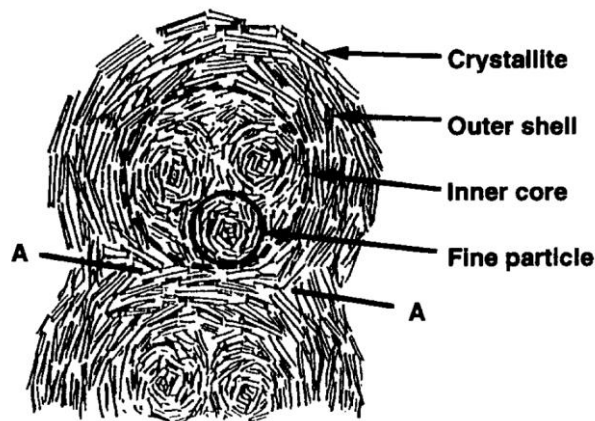


Figure I- 4-Microstructure d'une particule de suie d'un moteur Diesel [9]

1.1.2 La formation des particules de suie

Bockhorn *et al* [11] précisent que la formation des suies est issue de la transformation des molécules d'hydrocarbure du carburant contenant quelques atomes de carbone en agglomérats carbonés composés de millions d'atomes de carbone. Il s'agit d'un processus complexe qui résulte de la transformation gaz-solide des hydrocarbures aromatiques polycycliques (HAP) en particules primaires.

Le benzène (C_6H_6) et le radical phényle (C_6H_5-R), qui est un dérivé du benzène auquel il lui a été soustrait un atome d'hydrogène, sont considérés comme précurseurs des premières particules [12], [13], [14].

Tree *et al* [15] quant à eux décrivent le processus de formation de particule de suie de la phase gazeuse aux particules solides agglomérées, visible sur la figure I-5 .

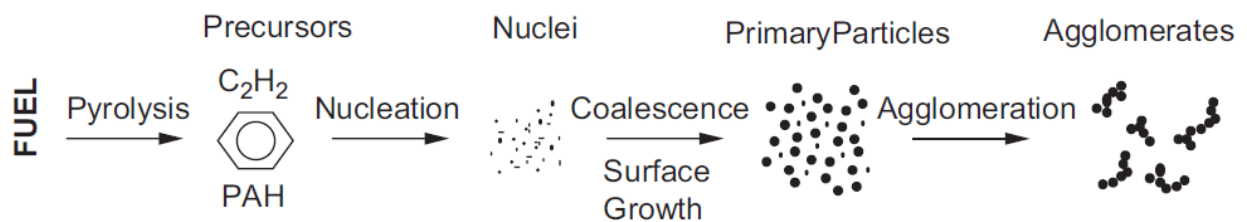


Figure I- 5-Processus formation des particules de suie [12]

Il est communément admis que la naissance des particules résulte de la collision de deux HAP de pyrène $C_{16}H_{10}$. Ce dernier née de la fusion de 4 molécules de benzène [16], [17]: cette étape est dénommée la **nucléation**.

Lorsqu'une particule entre en collision avec un HAP, ce dernier est absorbé par la particule et son diamètre augmente : c'est ce qu'on appelle le processus de **condensation** qui maintient constant le nombre de particules.

La collision de deux particules de suie génère une particule d'un plus gros diamètre : c'est le processus de **coagulation** qui tend à diminuer le nombre de particules, tout en maintenant la masse globale. Ces trois étapes sont représentées sur la Figure 1-6 issue des travaux de Marchal [16].

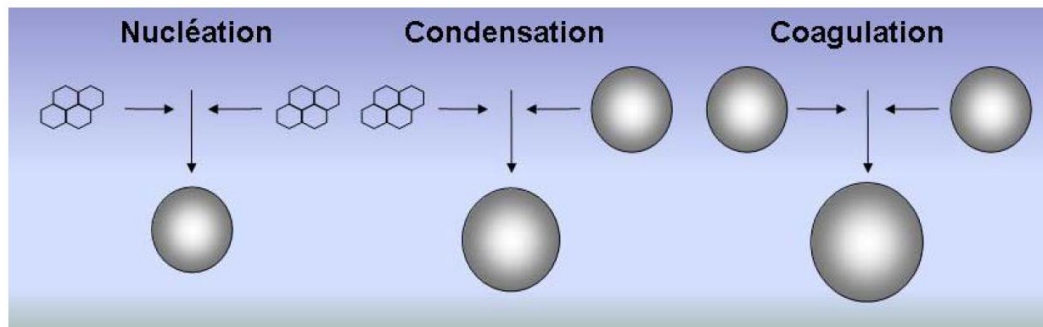


Figure I- 6-Les phénomènes physiques de collisions [16]

Suite à ces phénomènes liés aux vitesses et fréquences de collisions, il apparaît des phénomènes chimiques qui sont la croissance de surface et l'oxydation.

La croissance de surface est consécutive à l'absorption d'une molécule d'acétylène (C_2H_2) par une particule et il fut démontré que la formation des suies est très sensible aux variations de concentration en H et H_2 [18,19]. Quant à l'oxydation, ce phénomène est en concurrence avec la formation des HAP et des particules de suie puisque celui-ci réduit la masse des HAP et des particules de suie en produisant du CO et du CO_2 . Ce phénomène décrit par Richter *et al* [20] est sensible au type de flamme lors de la combustion (Pré-mélange, laminaire, turbulent...).

Pour résumer, le processus de formation des particules de suie peut se réduire à 6 étapes :

- 1-Phase gaz avec formation des HAP
- 2-La nucléation des premières particules à partir des HAP
- 3-La condensation
- 4-La coagulation
- 5-La croissance de surface
- 6- L'oxydation des particules de suie

1.1.3 Cas des moteurs à allumage commandé

De ce qui précède, il apparaît que les HAP sont à l'origine de la formation des suies. Ils contiennent entre deux et six noyaux benzéniques composés principalement de benzène (C_6H_6).

Que ce soit un moteur essence ou un moteur Diesel, le taux d'émissions de ces HAP est sensiblement le même, le premier tend à produire des composés moins lourds qui possèdent moins de quatre noyaux aromatiques [21].

1.2 Les émissions polluantes d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé

L'objectif de cette deuxième partie est de décrire par quels mécanismes un moteur à allumage commandé engendre des émissions polluantes. Il s'agit tout d'abord d'effectuer quelques rappels sur la théorie de fonctionnement du moteur à combustion interne pour ensuite y décrire les principes de combustion.

1.2.1 Cycle d'un moteur à allumage commandé

Le moteur à allumage commandé est une machine thermique alternative à combustion interne qui fonctionne selon le principe théorique du cycle de Beau de Rochas. Celui-ci se décompose en quatre temps, à savoir :

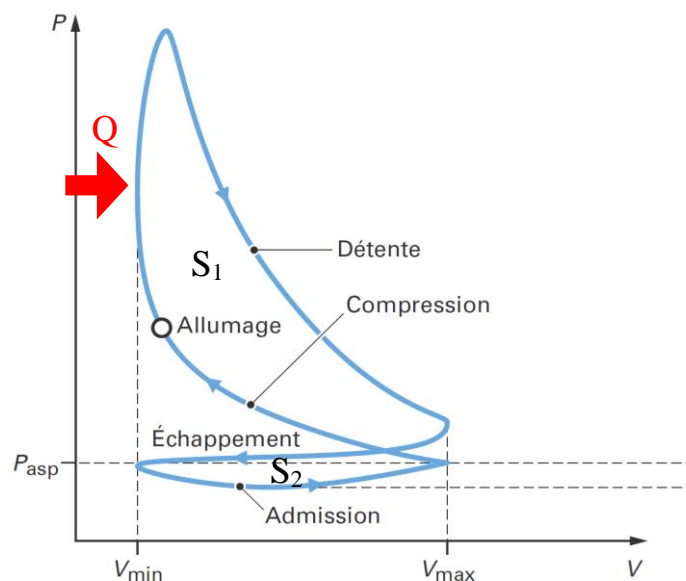


Figure I- 7-Schéma de principe de fonctionnement du moteur à allumage commandé [22]

1^{er} temps : aspiration du mélange air/carburant

2^{eme} temps : compression adiabatique et réversible du mélange

3^{eme} temps : combustion isochore et détente isentropique des gaz brûlés

4^{eme} temps : refoulement isobare

Dans le cas d'un système à piston, le travail est déterminé en considérant le déplacement des forces de pression sur le piston durant tout le cycle. Le travail total au cours d'un cycle complet correspondant est donné par l'expression suivante :

$$W = - \oint P_c \cdot dV \quad (\text{I-1})$$

Avec P, la pression régnant à l'intérieure du cylindre et dV, la variation du volume du Cylindre. La figure I-7 représente l'évolution réelle de la pression à l'intérieur du cylindre en fonction du volume de la chambre de combustion. Le travail utile au cours d'un cycle correspond à la somme des aires S_1 et S_2 . L'aire S_2 correspondant au travail de refoulement et d'admission des gaz est appelée boucle de pompage. Lorsque la pression à l'admission est inférieure à la pression atmosphérique (moteur dit atmosphérique), le fluide reçoit de l'énergie. Le travail de « pompage » est donc négatif ce qui a pour conséquence de dégrader le travail utile et donc le rendement du moteur. A l'inverse, lorsque la pression est supérieure à la pression atmosphérique (moteur dit suralimenté), cette aire est positive et par conséquent s'ajoute au travail utile et donc améliore le rendement du moteur.

L'apport de la quantité de chaleur Q libérée par la combustion est nettement visible sur cette figure. L'étincelle produite aux bornes de la bougie enflamme le mélange air/carburant. La combustion provoque une forte élévation de la température et par conséquent une forte élévation de la pression à l'intérieur du cylindre, lorsque le piston est proche du point mort haut (PMH). Puis cette pression décroît lorsque le piston se déplace vers le point mort bas (PMB), c'est le troisième temps que l'on nomme, la détente.

Le travail généré durant un cycle moteur dépend principalement du travail de détente, déduction faite du travail de pompage et du travail de compression, et celui-ci résulte directement des caractéristiques de la combustion du mélange air/carburant.

1.2.2 Combustion d'un moteur à allumage commandé

Le combustible admis dans le cylindre est issu d'un mélange d'air et de carburant. Le carburant utilisé dans les moteurs à allumage commandé est généralement de l'essence. Mais il est possible d'utiliser d'autres carburants tel que le gaz naturel comprimé, le gaz de pétrole liquéfié, de l'hydrogène... L'essence est un carburant d'origine fossile issu de la distillation du pétrole. Celle-ci est composée d'un mélange d'hydrocarbures et d'additifs répartis de la manière suivante [23] :

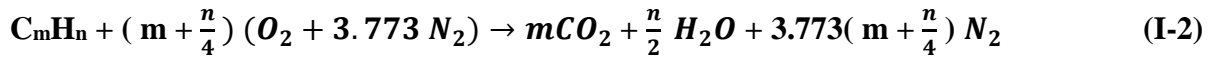
-Entre 20% et 30% d'Alcanes (C_nH_{2n+2})

-5% Cycloalkanes ($(CH_2)_n$)

-Entre 30% et 45% Alcènes (C_nH_{2n})

-Entre 30% et 45 % Hydrocarbures aromatiques (Cycle benzénique tel que le benzène : C_6H_6)

La combustion est une réaction chimique exothermique d'oxydo-réduction. En simplifiant la composition du carburant comme un hydrocarbure de composition moléculaire C_mH_n , l'équation générale complète de combustion s'écrit [5]:



Cette équation définit les conditions stœchiométriques nécessaires pour la combustion totale du carburant en produits oxydés avec la quantité minimale d'oxygène nécessaire. Si les conditions stœchiométriques ne sont pas respectées, comme par exemple une quantité inférieure d'air, il n'y aura pas suffisamment d'oxygène pour oxyder les atomes de carbone et d'hydrogène en CO_2 et H_2O . Il s'agit d'une combustion riche en carburant et les produits de combustion seront alors un mélange de CO_2 , H_2O , CO , H_2 , NO_x et HC . Les produits de combustion diffèrent s'il s'agit d'une combustion riche ou pauvre en carburant. Il est donc primordial de connaître la richesse du mélange ϕ qui préfigurera de la richesse de la combustion. La richesse ϕ est définie comme le rapport fuel/air en conditions réelles sur le rapport fuel/air en conditions stœchiométriques, c'est-à-dire :

$$\phi = \frac{\left(\frac{F_c}{A}\right)_{réel}}{\left(\frac{F_c}{A}\right)_{stoéchiométrique}} \quad (I-3)$$

$$\text{Avec } (F_c/A) = \frac{\dot{m}_{carburant}}{\dot{m}_{air}} \quad (I-4)$$

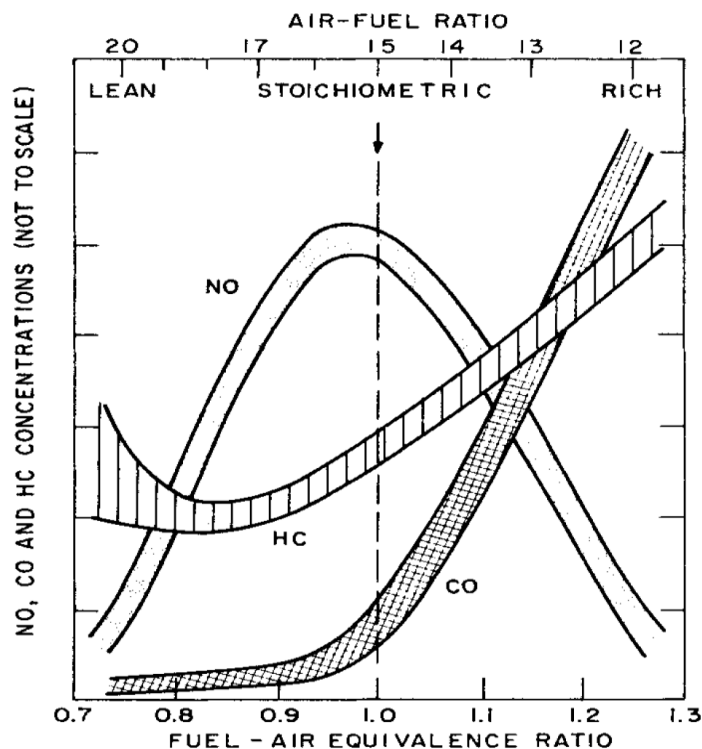


Figure I- 8-Emissions polluantes d'un moteur à allumage commandé conventionnel [24]

Sur la figure I-8 est représenté l'évolution des polluants en fonction de la richesse produite par un moteur à allumage commandé conventionnel. Lorsque la richesse est inférieure à 1, il y a suffisamment d'oxygène pour oxyder le maximum d'atomes de carbone et d'hydrogène ce qui a pour effet de produire très peu de monoxyde de carbone CO et d'hydrocarbures imbrulés HC. La production de NO_x dépend de la quantité d'oxygène disponible et de la température de combustion. Elle nécessite une importante énergie d'activation et par conséquent de hautes températures. La température de combustion est la plus importante en excès d'air et proche des conditions stœchiométriques.

C'est pour cette raison que l'extremum de production de NO_x apparait lorsque la richesse est proche de 0,90/0,95. A l'inverse, en excès de carburant, il n'y a pas suffisamment d'oxygène pour oxyder totalement l'essence en CO₂ et H₂O. Il y aura donc une augmentation de la production de monoxydes de carbone CO et d'hydrocarbures imbrulés HC. Les hydrocarbures imbrulés non oxydés lors de la combustion seront expulsés dans l'atmosphère sous forme de particules de suie.

1.3 Paramètres influant les conditions stœchiométriques de la combustion

Les conditions stœchiométriques permettent d'oxyder tous les atomes du carburant en CO₂ et H₂O et ainsi d'éviter la production de HC et donc de particules de suie. Il est donc primordial de connaître avec précision la quantité d'air entrant dans le cylindre afin d'y injecter la quantité d'essence adaptée. Cette troisième partie détaille les paramètres qui influencent les conditions stœchiométriques de combustion.

1.3.1 Rendement volumétrique

1.3.1.1 Perméabilité de la ligne d'admission

La ligne d'admission d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé à aspiration naturelle est constituée d'un filtre à air, d'un volet d'air (papillon), d'un répartiteur, d'un porte injecteur situé sur le répartiteur s'il s'agit d'un moteur à injection indirecte sinon situé sur la culasse et enfin, d'une soupape d'admission. La perméabilité de cette ligne est caractérisée par ses pertes de charge subies par le fluide réel en mouvement dues aux frottements sur les parois (= pertes de charge régulières) et sur les modifications de section ou d'angle de conduites (= pertes de charge singulières).

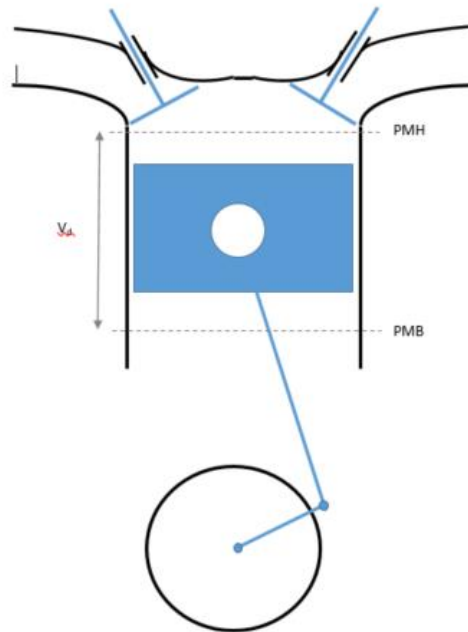


Figure I- 9-Schéma de principe de fonctionnement d'un moteur à combustion interne

Un des paramètres qui permet d'évaluer la perméabilité d'une ligne d'admission est le rendement volumétrique η_v . Celui-ci est défini par le rapport de la masse d'air, m_a , entrant dans le cylindre par cycle via la soupape d'admission sur le volume déplacé V_d par le piston entre le point mort bas (PMB) et le point mort haut (PMH), visible sur la figure I-9.

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_a \cdot V_d} \quad (\text{I-5})$$

Les rendements volumétriques d'un moteur à combustion interne à aspiration naturelle oscillent entre 0,8 et 0,9, dans le meilleur des cas. Les principaux facteurs affectant ce rendement sont les pertes de charges générées sur la ligne, à savoir le filtre à air, le papillon, la cinématique de la soupape d'admission et le design de la ligne. Celles-ci sont bien identifiées en conditions stabilisées par les constructeurs qui appliquent un facteur de correction et obtiennent ainsi une très bonne précision de la masse réelle enfermée dans le cylindre. En conditions transitoires la difficulté est tout autre. Le remplissage est estimé en fonction des paramètres moteur et une correction est apportée au cycle suivant après analyse de la combustion par la sonde de richesse.

1.3.1.2 Impact des ondes de pression sur le remplissage

L'interaction entre un écoulement compressible et le mouvement alternatif d'un moteur à combustion interne (pistons et soupapes) donne naissance à des ondes de pression tout le long de la ligne d'admission. Les perturbations de pression et de vitesse qui affectent une tranche de fluide dans un conduit sont dues à la superposition des effets de deux ondes simples qui progressent en sens inverse et proviennent chacune d'une extrémité différente du conduit [25]. Ces ondes simples peuvent être générées soit par une source excitatrice telle une soupape

d'admission, soit par la réflexion d'une autre onde simple qui dépend des caractéristiques de l'onde incidente et de la géométrie où s'est effectuée la réflexion.

L'équation de la perturbation acoustique de pression portée par l'onde dans un conduit droit s'écrit :

$$\partial p = B_I \cos(\omega t - kx) + B_{II} \cos(\omega t + kx) \quad (\text{I-6})$$

Cette onde de forme sinusoïdale va modifier les conditions de remplissage en fonction de la longueur du conduit et du régime de rotation du moteur.

En effet, si un maximum de pression se produit lors de l'ouverture de la soupape d'admission, il y aura une augmentation du débit d'air entrant dans le cylindre. A l'inverse, s'il s'agit d'un minimum de pression lors de l'ouverture de la soupape, il y aura une diminution du débit d'air entrant dans le cylindre.

Mezher *et al* [26] ont étudié l'impact de ces vibrations acoustiques sur le remplissage. La figure I-10 représente une simulation de l'évolution du rendement volumétrique d'un moteur Diesel turbocompressé en pleine charge à partir de données expérimentales.

En conduit long, le remplissage sera favorisé dans les bas régimes : à 1250 tr.min⁻¹ l'écart est proche de 10 %. Le conduit court, quant à lui, favorisera le remplissage dans les hauts régimes : à 1750 tr.min⁻¹, l'écart atteint 15 % pour ensuite stagner vers les 10 %.

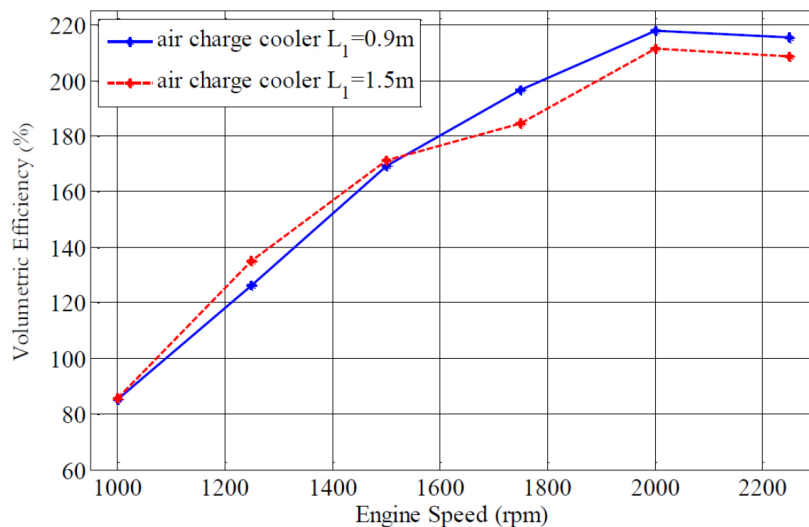


Figure I- 10-Simulation de l'évolution du rendement volumétrique en fonction du régime moteur pour deux longueurs de conduits d'admission différentes [26]

Les ondes de pression circulant à travers une ligne d'admission sont caractérisées par son impédance qui lui est propre. La détermination de l'impédance d'un conduit d'admission d'un moteur à combustion interne est donc nécessaire si l'on souhaite déterminer les caractéristiques de remplissage d'un moteur [27–30].

1.3.1.3 Les « volumes morts » et les gaz soufflés

Dans la chambre de combustion d'un moteur comme celle représentée sur la figure I-9, il existe divers interstices appelés « volumes morts » dont les débits d'entrée et de sortie varient en fonction du cycle moteur, et donc de la pression cylindre. Le plus important des « volumes morts » est celui compris entre le piston, les segments et les parois du cylindre. Il existe d'autres volumes tel que les zones proches des sièges de soupapes, du joint de culasse, de la bougie d'allumage.

Lors de la phase de compression, le mélange d'air et de carburant est dirigé vers ces « volumes morts ». Puis durant la phase de combustion, lorsque la flamme atteint l'entrée de ces volumes, elle peut oxyder totalement ou partiellement le mélange air/carburant voir s'étouffer et s'éteindre en fonction des géométries des volumes. Les gaz brûlés vont circuler dans chacun de ces volumes jusqu'à ce que la pression décroisse. Dès que la pression à l'intérieur de ces « volumes morts » sera supérieure à la pression cylindre, ces gaz retourneront dans le cylindre. Lorsque la flamme de combustion s'étouffe au contact des « volumes morts » une partie du mélange air/carburant non brûlé sera expulsée à l'échappement sous forme de HAP, précurseurs de particules, tandis qu'une autre partie restera dans le cylindre et par conséquent modifiera la richesse lors du cycle suivant [31,32].

Sur les moteurs actuels, un piston est en général doté de deux segments de compression et d'un segment racleur d'huile. Les deux premiers segments bloquent le passage des gaz de combustion entre le piston et la paroi du cylindre vers le carter d'huile, tandis que le troisième segment répartit l'huile sur la paroi du cylindre et en racle l'excédent [33].

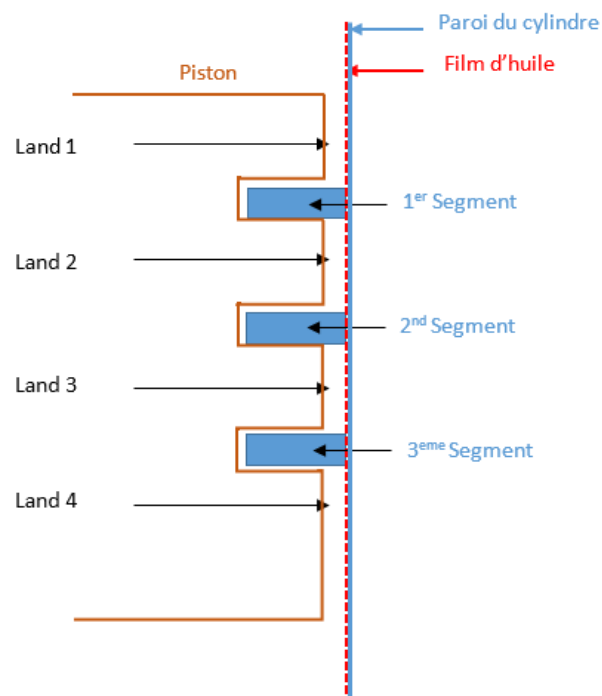


Figure I- 11-Positions des segments sur un piston moteur

L'espace existant entre le piston et le cylindre est appelé volumes « morts » et nommé land 1,2,3 et 4 sur la figure I-11. Il a permis de mettre en avant le rôle important des segments sur le sens de circulation des gaz brûlés [34][35][36][37][38]. En effet, ces segments ne sont pas statiques mais au contraire se déplacent axialement et radialement en fonction de la position du piston, de la pression cylindre, de l'épaisseur du film d'huile et de la température moteur. Lors de la phase de compression et de combustion, la pression régnant à l'intérieur du cylindre va plaquer les deux premiers segments contre les parties inférieures respectives des gorges du piston. Des gaz frais vont alors se loger dans ces volumes (land 1 et 2). Puis lors de la phase d'expulsions des gaz d'échappement, la pression cylindre va décroître pour devenir inférieure à la pression régnant entre les deux premiers segments (land 2). Le premier segment va alors se déplacer vers la partie supérieure de la gorge du piston et entraîner une partie des gaz non brûlés dans la zone " land 2". Ensuite ces gaz vont se diriger vers le segment racleur via soit le jeu de coupe du deuxième segment soit via la gorge du piston puisque le deuxième segment va de nouveau se déplacer axialement lors des prochaines phases. Ces gaz non brûlés vont alors traverser le segment racleur pour être dirigés vers le carter d'huile. Il s'agit du chemin classique parcouru par les gaz du blowby en fonctionnement normal. Mais, dans des conditions particulières moteur, c'est-à-dire en forte charge et pour des régimes de rotation élevés, il arrive que les deux premiers segments se déplacent radialement vers l'intérieur des gorges du piston et laissent passer des gaz non brûlés directement dans le carter d'huile, via le segment racleur [39][40][41]. Ce deuxième chemin génère beaucoup plus de blowby mais il peut être limité via la forme des segments et le choix des matériaux. Les débits des gaz du blowby peuvent donc s'élever jusqu'à 1 % du débit d'air aspiré par le moteur. Pour un moteur à allumage commandé turbocompressé, ce débit oscille entre 5 et 100 l.min⁻¹.

Lorsque ces gaz arrivent dans le carter inférieur, ils se chargent de gouttes d'huile et de divers composants contenus dans l'huile qui sont diffusés sous forme de vapeur. Les moteurs actuels utilisent un décanteur pour déshuiler ces gaz avant de les réinjecter à l'admission. Ces gaz déshuilés contiennent entre autre du carburant imbrulé et de ce fait modifient la richesse lorsqu'ils sont réinjectés dans le cylindre. Cheng *et al* [42] précisent qu'au final, 9 % du carburant total injecté ne serait pas brûlé directement ce qui aurait comme conséquences de dégrader le rendement du moteur et de produire des particules. L'auteur précise également que 0.6 % du carburant total injecté passerait au travers des parois cylindre/piston pour être dirigé dans le carter d'huile avant d'être réinjecté à l'admission.

1.3.2 Dosage du carburant

Vaporisation du carburant

L'injection est une technologie apparue dans le milieu du vingtième siècle qui permet d'introduire du carburant dans le répartiteur (injection indirecte) ou dans le cylindre (injection directe) dans le but de réaliser le mélange avant la combustion. D'abord mécanique, elle connut une importante évolution avec l'apparition de l'électronique. En effet, à partir d'une quantité d'air emprisonnée déterminée, le calculateur définit la quantité d'essence nécessaire à injecter en fonction du point moteur et de la richesse souhaitée.

L'essence est délivrée aux injecteurs sous une pression constante. L'injecteur est constitué d'un bobinage entourant une aiguille. Lorsqu'une tension apparaît sur les bornes de la bobine, le champ magnétique créé va soulever l'aiguille et libérer le siège pour laisser passer le carburant. La quantité délivrée par l'injecteur dépend donc du temps de levée de l'aiguille. Le débit de carburant peut être calculé à partir du théorème de Bernoulli [43]:

$$\dot{m}_c = K \frac{\pi d^2}{4} N_i \sqrt{2\rho_c(P_i - P_{ch})} \quad (\text{I-7})$$

Avec

- K : coefficient de décharge proche de 0.8
- d : diamètre des orifices de l'injecteur
- N : nombre d'orifices par injecteur
- ρ : masse volumique du carburant
- Pi : pression d'injection
- Pch : pression de l'enceinte d'injection (pression répartiteur pour injection indirecte, pression cylindre pour injection directe)

A partir de l'expression (I-7), il est nécessaire d'obtenir une différence de pression ($P_i - P_{ch}$) la plus constante possible afin de déterminer avec précision la quantité de carburant injectée. Pour l'injection indirecte, cette stabilité est assurée par la pose d'un régulateur différentiel de pression installé entre le répartiteur d'admission et le circuit de carburant. Pour l'injection directe, l'application d'une pression d'injection fortement supérieure à la pression cylindre, même en phase de compression permet d'assurer une quasi stabilité du différentiel de pression ($P_i - P_{ch}$).

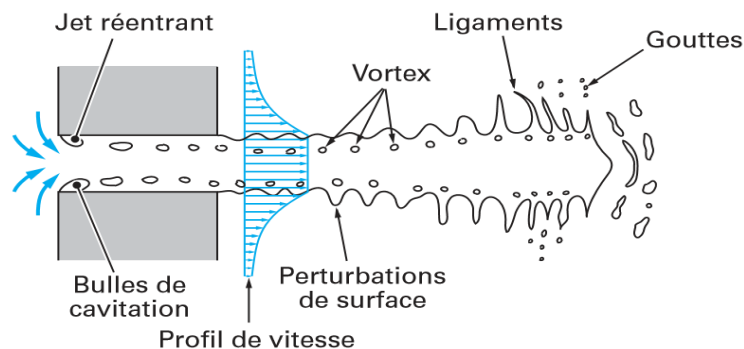


Figure I- 12-Mécanisme de pulvérisation [43]

La vitesse de passage du carburant liquide à travers l'orifice de l'injecteur est en général très élevée par rapport à celle du carburant en phase gazeuse dans l'enceinte. Différents régimes de pulvérisation apparaissent visibles en fonction de la différence de vitesse liquide/gaz croissante, sur la figure I-12. Sous l'action de certaines forces, la surface liquide du jet prend la forme de vagues qui s'allongent jusqu'à ressembler à des ligaments dont des fragments se détachent des

extrémités sous l'effet des contraintes de cisaillement liées au champ des vitesses. Ces fragments peuvent soit se transformer en gouttes qui peuvent à leur tour coalescer avec d'autres fragments, ou bien soit se fragmenter. Le processus d'atomisation peut être perçu comme une cascade de ruptures.

Effet de refroidissement

Il est important de préciser que l'injection a un impact très significatif sur le rendement volumétrique. Le carburant liquide se transforme en fines gouttelettes qui au contact de l'air vont se vaporiser. La chaleur latente nécessaire à la vaporisation de l'essence va abaisser la température de la veine d'air de quelques degrés, ce qui aura pour conséquence d'augmenter sa masse volumique et donc d'améliorer le rendement volumétrique [44].

Les carburants tels que le E10, E85... sont des mélanges de carburants traditionnels avec de l'éthanol. Ce dernier a une chaleur latente deux fois plus importante que l'essence et de ce fait la diminution de la température de la veine d'air d'admission est accentuée et par conséquent le rendement volumétrique amélioré.

1.3.2.1 Injection indirecte

L'injection indirecte multipoint est constituée d'injecteurs posés sur chaque conduit primaire du répartiteur. La pression d'injection est de l'ordre de 3 à 5 bars. Compte tenu de sa localisation, l'injection indirecte se déroule généralement lorsque la soupape d'admission est fermée pour que les fines gouttelettes de carburant (processus d'atomisation) puissent totalement se vaporiser et se mélanger avec l'air et créer un mélange homogène. Ce type d'injection produit peu de particules sous faible charge de par sa capacité à obtenir un mélange homogène. Par contre, sous forte charge, la quantité de carburant injectée plus importante va mouiller les parois et le dos de la soupape d'admission ce qui va ralentir la vitesse de vaporisation du carburant. Ce mélange moins homogène va générer beaucoup de particules [1,45–48]. Afin de limiter ce phénomène, il est possible d'injecter lorsque la soupape d'admission est ouverte, mais au détriment de l'homogénéité du mélange.

1.3.2.2 Injection directe

L'injection directe est composée d'injecteurs posés sur la culasse dans le but d'introduire du carburant directement à l'intérieur du cylindre. L'injection est réalisée sous de fortes pression allant jusqu'à 250 bars. Une vitesse de pénétration du jet plus importante permet de réduire la taille des gouttelettes et d'obtenir une vaporisation plus rapide. L'intérêt principal de ce type de technologie est d'être plus précis dans le dosage et de pouvoir alterner les modes de combustion homogène et stratifiée. Une combustion est dite homogène lorsque l'air et le carburant sont mélangés de manière uniforme dans tout le cylindre. A l'inverse, une combustion est dite stratifiée, lorsqu'une partie du mélange est homogène, alors que les résiduels sont dilués en air.

Pour ce faire, une première injection est effectuée dans le temps d'admission pour obtenir un mélange homogène dit pauvre. Puis lors de la compression une deuxième injection plus importante est réalisée. La vitesse élevée de pénétration du jet provoque un éclatement violent des gouttelettes contre la surface du piston qui se vaporisent immédiatement et sont redirigées directement vers la bougie pour s'enflammer, comme une charge idéalement stratifiée. Le carburant injecté est totalement oxydé et ce malgré un mélange air/carburant ultra pauvre. L'intérêt de ce mode de combustion est de pouvoir développer de la puissance tout en réduisant la consommation de carburant par rapport à un mode de combustion classique. Celui-ci n'est possible qu'à faible charge car il nécessite une quantité d'air importante. Le risque de mouillage est limité car la pression d'injection et la température élevée du piston accélère l'évaporation du carburant.

Sur les moteurs turbocompressés à injection directe, la vaporisation du carburant dans le cylindre, lorsque la soupape d'admission est fermée, n'augmente pas le rendement volumétrique mais permet d'abaisser la température dans le cylindre et de ce fait, repousse la limite du cliquetis, très sensible sur ce type de moteur. Par conséquent, il est possible d'augmenter le rapport volumétrique afin d'améliorer le rendement thermodynamique [48]. Le rendement thermodynamique d'un moteur à combustion interne de type Cycle Beau de Rochas est égal à :

$$\eta = 1 - \tau_c^{1-\gamma} \quad (\text{I-8})$$

Avec

τ_c : rapport volumétrique
 γ : constante des gaz parfait

Ce rendement augmente lorsque le rapport volumétrique augmente.

Finalement, le principal inconvénient de l'injection directe, hormis son coût de fabrication, est la durée réduite de la préparation du mélange. Surtout si l'injection est réalisée durant la phase de compression, le mélange n'a pas suffisamment de temps pour être homogène, ce qui peut être favorable à la formation de particules.

1.3.3 Les paramètres moteurs

1.3.3.1 Variation de l'avance à l'allumage et de l'épure de distribution

La modification de l'avance à l'allumage a des conséquences importantes sur les émissions de particules. Su *et al* [46] en déduisent que retarder le départ de la combustion sur un moteur à allumage commandé injection directe diminue fortement les émissions de particules mais dégrade le rendement du moteur. Raza *et al* [49] précisent dans leur synthèse sur les émissions de particules des moteurs à allumage commandé à injection directe (MACID) que retarder le départ de la combustion augmente la température à l'échappement et favorise une post

oxydation des particules donc une réduction des émissions, tandis qu'avancer le départ de la combustion génère beaucoup plus de particules.

He *et al* [50] ont testé un monocylindre MACID avec injecteur dirigé vers la paroi du cylindre. En faisant varier l'épure de distribution des arbres à cames admission et échappement avec l'avance à l'allumage, il est possible de diviser par deux les émissions de particules mais au détriment d'une dégradation des performances du moteur et d'une augmentation des autres polluants tels que les NOx.

1.3.3.2 Variation du début de l'injection

La détermination du début de l'injection est un des paramètres les plus prédominants sur le taux des émissions de particules. Si l'injection démarre trop tôt, il y a un risque de mouillage du piston et des parois du cylindre qui aura comme conséquence de réduire le taux d'évaporation du carburant [51]. La majeure partie du carburant se vaporisera lors de l'échappement ce qui va engendrer une forte augmentation des hydrocarbures polycycliques aromatiques et donc des particules. Alors qu'une injection tardive ne permet pas d'obtenir un mélange homogène et de plus, le carburant n'a pas le temps nécessaire pour s'évaporer totalement. Ce qui aura comme conséquence d'augmenter les émissions de particules. Piock *et al* [52] ont relevé sur un monocylindre à 1200 tr.min⁻¹, 2 bars de PME moteur chaud, une concentration en nombre des particules égale à $4 \cdot 10^6 \text{ \#} \cdot \text{cm}^{-3}$ avec un début d'injection à 300° vilebrequin et une concentration en nombre des particules égale à $2,86 \cdot 10^6 \text{ \#} \cdot \text{cm}^{-3}$ avec un début d'injection à 260° vilebrequin. Feng *et al* [53] stipulent que le meilleur départ de l'injection en terme d'émissions de particules et de polluants comme les hydrocarbures et le CO est proche de 270° vilebrequin. Finalement il existerait un optimum pour le début de l'injection et il se situerait juste après 270° vilebrequin [46,49,50]

1.3.3.3 Variation de la pression d'injection et du nombre d'injection

La pression d'injection est un autre facteur prédominant sur les émissions de particules. Une pression d'injection plus élevée améliore l'atomisation du carburant en produisant de plus petites gouttes de carburant qui se vaporiseront plus facilement. Cela optimise le mélange air/carburant [54]. D'après les essais de Piock *et al* [52], le passage d'une pression de 120 bars à 200 bars permet de réduire les émissions de particule par deux, avec respectivement $6 \cdot 10^6 \text{ \#} \cdot \text{cm}^{-3}$ et $3 \cdot 10^6 \text{ \#} \cdot \text{cm}^{-3}$, à 1200 tr.min⁻¹ et 2 bars de PME. Ces résultats sont confirmés par Su *et al* [55] qui constatent un gain en terme d'émission de 55 % en passant d'une pression de 50 bars à 150 bars.

Le nombre d'injections est un autre facteur prédominant, car il permet de limiter le mouillage des parois du cylindre et du piston. Lorsqu'il y a de multiples injections, la longueur du spray est raccourcie ainsi que la section efficace d'injection car le temps d'ouverture de l'injecteur est plus court, ce qui limite l'effet de mouillage. Whitaker *et al* [56] observent une diminution par six du nombre de particules avec quatre injections au lieu d'une, moteur froid, avec

respectivement $3.10^7 \text{ \#.cm}^{-3}$ et $1,8.10^8 \text{ \#.cm}^{-3}$. Johansen *et al* [57] mentionnent que le mouillage du piston est réduit avec de multiples injections. Drake *et al* [58] relèvent une réduction du nombre de particules (divisé par dix) avec un injecteur multi orifices par rapport à un simple orifice. Il mesure un volume de mouillage qui représente environ 1% du carburant injecté pour le simple orifice et 0,1 % du carburant injecté pour le multi orifices.

1.3.3.4 Variation du taux d'EGR et température d'entrée d'air

Une température ambiante plus élevée optimise la vaporisation du carburant et permet d'obtenir un mélange air/carburant plus homogène lors du début de la combustion. Nam *et al* [59] observent un écart de $5 \text{ mg \#.miles}^{-1}$ en démarrage à froid avec un passage des températures de -10°C à 26°C . L'écart se réduit à $1 \text{ mg \#.miles}^{-1}$ en démarrage à chaud avec les mêmes variations de température. Pour ces mêmes raisons, le recyclage des gaz d'échappement communément appelé EGR pour « Exhaust Gaz Recirculation » a le même impact sur les particules. L'EGR a tendance à refroidir la température à l'échappement ce qui réduit l'effet post oxydation et donc augmente le nombre de particules. Avec des faibles taux d'EGR, il est cependant possible de réduire les émissions de particules comme l'ont mesurées Alger *et al* [60] et Zhao *et al*[61].

1.3.3.5 Phénomène de mouillage

Finalement, de ce qui précède, il apparait que le mouillage de parois du cylindre et du piston est un des facteurs majeurs en terme d'émissions de particules. Le mouillage dépend principalement du début de l'injection, du nombre d'orifices des injecteurs et de l'orientation de l'injecteur. Lors d'une injection précoce, c'est-à-dire lorsque le piston est trop proche du nez de l'injecteur, une portion du jet de carburant va venir frapper et humidifier la tête du piston et la paroi du cylindre. C'est le phénomène de mouillage. Dans ces conditions, une partie du carburant liquide déposé sur le piston va se vaporiser au fur et mesure que la température dans le cylindre va s'élever au moment de la compression. Le carburant restant se vaporisera soit au moment de la combustion, soit à l'échappement, ce qui engendrera la formation de particules. Le taux d'émissions de cette dernière est lié à la quantité de carburant injectée et à la température de la tête de piston et de la paroi du cylindre. Une température élevée accélérera la vaporisation du carburant et diminuera le taux de particules. Le Guen [62] a mesuré sur un monocylindre à 4000 tr.min^{-1} et faible charge une température de paroi d'environ 100°C avec des variations pouvant atteindre 10°C durant le cycle moteur. La température minimale est obtenue vers les 300° vilebrequin et la température maximale vers les 380° vilebrequin. D'autres études ont mesurées des variations de la température de la tête du piston durant un cycle pouvant s'échelonner de quelques degrés à quelques dizaines de degrés [63–66]. Ces variations sur un cycle sont apparemment trop faibles pour avoir un impact déterminant sur l'évaporation. Par contre, ces mêmes études démontrent que la température du piston varie en fonction de la charge. Ces variations se situent entre 100°C et 320°C . La quantité de chaleur

disponible sur la tête de piston pour évaporer le carburant dépend donc de ces conditions. Madison *et al* [67] ont démontré que le mouillage abaissait la température de la tête du piston de quelques degrés Celsius. Sur la figure I-13, il apparaît très nettement une baisse du flux de chaleur due à l'effet de vaporisation du carburant sur les cylindres 2,3,4 et 8 vers les -300° vilebrequin.

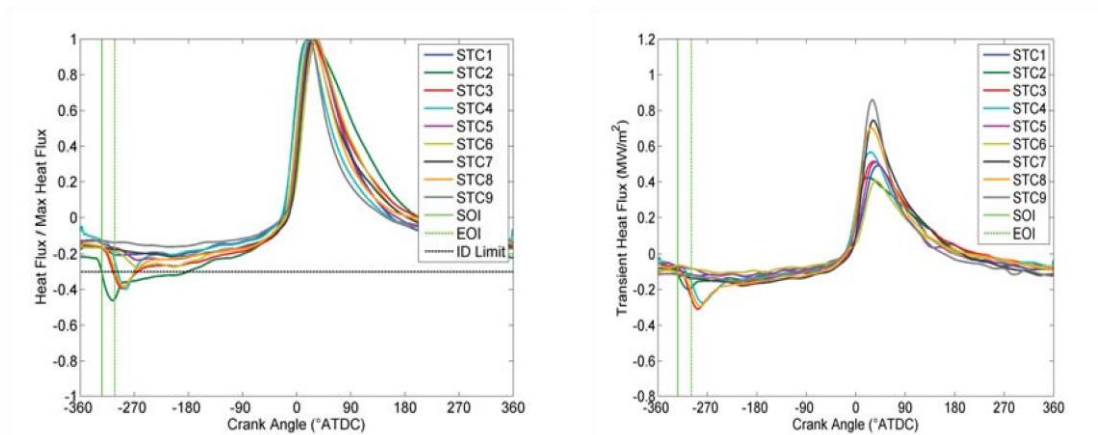


Figure I- 13-Varition du flux de chaleur à 1500 tr.min-1 et 5 bars de PME [62]

Xe *et al* [68] ont mesuré sur un monocylindre à injection directe avec du carburant E30 à 1000 tr.min⁻¹ et en pleine charge, un volume mouillé sur le piston variant de 0.10 mm³ à 0.23 mm³ en fonction de la température du liquide de refroidissement comprise entre 45°C et 90°C. Un moteur froid aura tendance à créer un volume mouillé plus important qu'un moteur chaud. Sun *et al* [69] ont constaté une diminution des émissions de particules en fonction de la température de liquide de refroidissement et surtout une diminution du nombre de particules en mode accumulation au fur et à mesure que la température augmente. De plus, le temps laissé au carburant pour se vaporiser lors de l'admission et de la compression dépend du régime de rotation du moteur. A 1500 tr.min⁻¹, la durée d'un demi-cycle est de 20 ms alors qu'il est de 6 ms à 5000 tr.min⁻¹. Ce sont des paramètres à prendre en compte lors de la stratégie de mise en température du moteur.

Par conséquent, l'intensité de mouillage de la tête du piston n'est pas seulement liée au début de l'injection, mais dépend aussi de la température de fonctionnement et des paramètres moteur.

La position de l'injecteur joue un rôle important. Il existe actuellement trois types d'injecteurs dénommés « wall-guided », « air-guided » et « spray-guided ». Les deux premiers injecteurs sont assez éloignés de la bougie d'allumage et utilisent la forme incurvée de la tête du piston pour renvoyer le carburant via l'effet du tumble vers la bougie. Le tumble est un mouvement de fluide tourbillonnaire orthogonal à l'axe du piston et généré par la forme de ce dernier. L'injecteur « spray guided » quant à lui est très proche de la bougie ce qui permet d'amorcer plus rapidement la combustion et son spray est plutôt centré sur la tête du piston dont la forme est creusée pour profiter pleinement du tumble et optimiser l'homogénéité du mélange [70]. Le « spray guided » est la deuxième génération d'injecteurs qui surpasse les deux autres en terme d'efficacité de combustion et d'émissions de particules. Choi *et al* [71] ont comparé ces trois types d'injecteurs sur des véhicules distincts. Le « air-guided » et le « spray-guided » sont proches en terme de résultats et émettent quatre fois moins de particules que le « wall-guided ».

Il précise que le nombre de particules est fortement influencé par la température du liquide de refroidissement et donc du piston et de la paroi du cylindre.

1.4 Autres sources d'émissions de particules

L'huile est une source importante d'émissions de particules puisque selon Sonntag *et al* [72] plus de 25 % des émissions totales de particules émises par un moteur à combustion interne serait dû à l'huile. Celle-ci s'introduit sous forme de microgouttes dans le cylindre et compte tenu des conditions de température et de pression y régnant elles se transforment en composés organiques volatiles qui peuvent être soit oxydés soit rejetés dans l'atmosphère sous forme de particules de suie.

1.4.1 Différentes Sources de consommation d'huile

Les principales sources de consommation d'huile d'un moteur sont énumérées et représentées sur la figure I-14 [73–75].

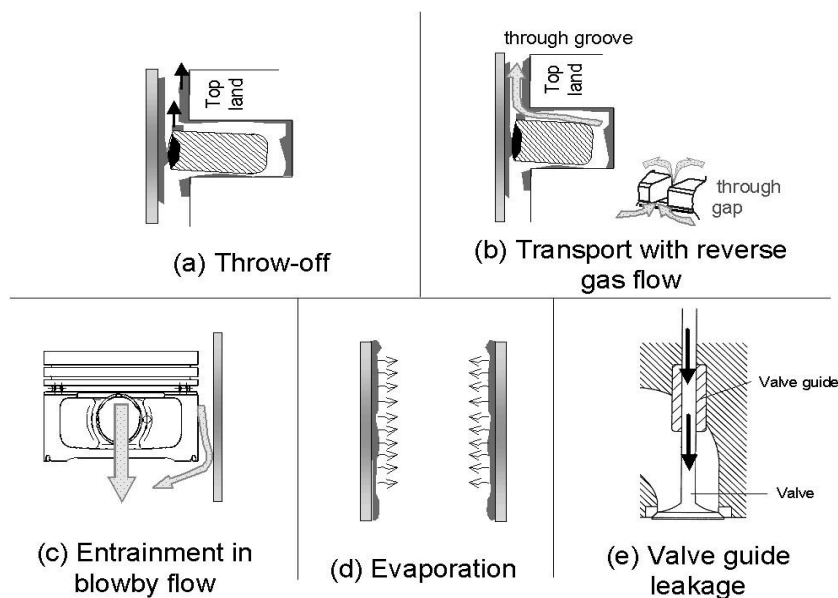


Figure I- 14-Principales sources de consommation d'huile dans les moteurs à combustion interne [75]

1.4.1.1 Expulsion de l'huile dans la chambre de combustion

Les forces inertielles résultant de l'accélération et de la décélération du piston entraîne une partie de l'huile stockée dans le premier land visible sur la figure I-11 vers la chambre de combustion.

Lors de la compression et de la majeure partie de la détente, les deux premiers segments sont en contact avec la partie inférieure des gorges respectives du piston. Les gaz brûlés peuvent

circuler vers le carter inférieur seulement par le jeu inter segment appelé « endgap ». Ces gaz vont pousser l'huile présente dans l'espace compris entre les deux segments vers le carter inférieur. C'est ce que l'on nomme communément les gaz du blowby.

Lorsque la pression entre les deux premiers segments devient supérieure à la pression cylindre, c'est-à-dire approximativement au temps de l'échappement et de l'admission, une partie des gaz brûlés emprisonnés vont retourner dans la chambre de combustion et transporter l'huile restante entre les segments vers cette dernière. C'est que l'on appelle le retour des gaz du blowby.

1.4.1.2 Evaporation d'une partie du film d'huile déposée sur la paroi du cylindre

Le film d'huile déposé par les segments à une épaisseur de quelques microns. Takiguchi *et al* [34] ont mesuré une épaisseur variant de 1 micron à plus de 4 microns . Ces variations dépendent de la zone de contact du piston contre le cylindre. Celles-ci sont dénommées « coté poussée » et « coté anti-poussée ». Le film d'huile est plus épais aux temps d'admission et d'expansion sur le piston coté poussée et au temps d'admission coté anti-poussée et est peu sensible aux différences de vitesse et de charge moteur. Yilmaz *et al* [76] constatent que l'épaisseur du film peut atteindre 6 microns en stabilisé sous faible charge. En transitoire, cette épaisseur atteint 6 microns dans le premier land, 14 microns dans le second land et 25 microns dans le troisième land (voir figure I-11).

Le film d'huile repose sur la paroi du cylindre dont la température dépend de la charge. Furuhashi *et al* [77] ont constaté que l'évaporation de l'huile devenait très importante et dépassait 1 g.h^{-1} lorsque la température atteignait les 160° C . Yilmaz *et al* [76] ont mesuré un taux d'évaporation de l'huile de l'ordre de 10 à $120 \mu\text{g.cycle}^{-1}$ en fonction de la charge moteur à 3500 tr.min^{-1} .

1.4.1.3 Transport de l'huile dans le cylindre à travers les sièges de soupapes

Afin de limiter les frottements et l'usure, les arbres à cames et les culbuteurs sont en permanences au contact de l'huile. Les paliers de soupapes sont en permanences graissés et une infime partie de l'huile tombe par gravité dans le cylindre et est oxydée lors de la combustion. Il semble ne pas exister de données liées à la consommation d'huile via ces guides de soupapes. Par déduction, Yilmaz *et al* [75] ont estimé le taux d'huile consommé via les soupapes et via le retour dans la chambre de combustion entre 0 et $150 \mu\text{g.cycle}^{-1}$ et ce inversement proportionnel à la charge.

1.4.1.4 Transport l'huile dans le conduit d'admission via le circuit de blowby.

Le mécanisme des gaz du blowby a été décrit dans la partie 1.4.1.1. Avant d'être réinjecté à l'admission afin d'y être brûlés, les gaz du blowby doivent impérativement être déshuilés pour ne pas créer de particules et dégrader la combustion. Lorsque ces gaz arrivent dans le carter d'huile, ils se gorgent d'huile et de divers composants contenus dans l'huile qui se diffusent sous forme de vapeur. Les gaz du blowby sont constitués d'une phase gazeuse contenant, entre autre des NO_x, CO₂, O₂, N₂ et d'une phase liquide contenant des Hydrocarbures (20 % en masse) et de l'eau (80 % en masse). Ces Hydrocarbures sont essentiellement composés à 90 % d'essence et 10 % d'huile. Jues *et al* [78] précisent dans ces essais que l'augmentation des pertes de charges entraîne une augmentation de la vitesse des gaz et une diminution de la taille des gouttes qui vont impacter les parois du décanteur, et par conséquent augmenter son efficacité. A partir de ce résultat, il apparaît que la quantité d'huile contenu dans les gaz du blowby après passage dans le décanteur n'est pas totalement nulle et dépend des caractéristiques techniques du décanteur et du point de fonctionnement moteur. Des essais ont montré un taux d'huile dans les gaz du blowby après passage dans le décanteur qui peuvent s'élever jusqu'à 130 µg.cycle⁻¹ [76]. La présence d'huile dans ces gaz est fonction du régime et de la charge moteur.

1.4.2 Caractéristiques techniques de l'huile

L'huile moteur est constituée d'une huile de base et de 5 à 20 % d'additifs [79]. Ces additifs ont des actions détergentes, antioxydants, dispersantes, améliorant la viscosité, réduisant les frottement etc... Les différences entre les huiles sont principalement liées au nombre d'additifs qu'elles contiennent. Les additifs dispersants empêchent les résidus solides tels que les suies, poussières, débris d'usure, de s'agglomérer et limitent les risques de dépôt de boues [80]. Par conséquent, la taille des agglomérats de particules de suie appelés « clusters » reste identique, quel que soit l'âge de l'huile et à condition qu'elles contiennent toujours des additifs dispersants. Pour un moteur diesel, la taille de ces clusters se situent entre 195 nm et 215 nm même après 300 heures de fonctionnement [81]. D'autres études ont démontré que la composition chimique de l'huile impactait la distribution et le nombre de particules émises par un moteur à combustion interne [82]. Pirjola *et al* [83] rapportent que la diminution de 10 % du taux de Zn dans l'huile entraîne une baisse de plus de 10% des émissions de particules en conditions stabilisées. Premmath *et al* [84] concluent que le taux de cendre dans l'huile participe à l'augmentation des émissions de particules.

Amirante *et al* [85] ont effectué des tests en injectant de l'huile dans le conduit d'admission. Ces résultats démontrent que l'huile transportée dans la chambre de combustion produit beaucoup de particules. Qin *et al* [86] ont mélangé de l'huile avec du carburant. Il en résulte qu'à 2000 tr.min⁻¹ et 2 bar de PME avec un moteur à allumage commandé à injection directe et turbocompressé (MACIDT), les émissions atteignent 8.10⁸ #/cm³ avec 4% d'huile alors qu'elles s'élevaient à 6.10⁷ particules /cm³ sans huile. Dong *et al* [87] rapportent que c'est dans les

faibles charges que l'huile génère le plus de particules et Lensch-Franzen *et al* [88] précisent que la viscosité de l'huile n'impacte pas les émissions de particules.

Le diamètre moyen des particules émises par un moteur diesel se stabiliserait après 13 à 15 heures de fonctionnement mais le nombre de particules émises n'augmenterait pas après 40 heures et par conséquent, les auteurs de ces travaux concluent qu'il ne semble pas y avoir de conséquences entre le vieillissement de l'huile et les émissions de particules [89]. Uy *et al* [90] ont comparé les émissions de particules émises par un moteur Diesel et ont constaté qu'il y avait très peu de différences entre une huile neuve et une huile qui a une centaine d'heures d'utilisation.

Par contre il apparaît un phénomène de dilution dans le vieillissement de l'huile. En effet, lors de l'injection du carburant, une partie de celui-ci va mouiller la paroi du cylindre et tomber par gravité dans le carter inférieur. Wattrus *et al* [91] ont mesuré une baisse de la viscosité dans l'huile au fur et à mesure que l'huile se dilue. Shayler *et al* [92] précisent que ce mécanisme s'accélère lors de démarrages à froid et lorsque le véhicule est utilisé pour de courtes distances. Dans ces conditions, le taux de dilution peut dépasser les 15 %, alors qu'il atteint à peine 2% en conditions normales. Le taux de dilution oscille entre 2,5 % et 5 % en fonction du régime moteur et de la charge sur un moteur MACIDT d'après les essais de Hu *et al* [93]. Hu *et al* [94] concluent que la dilution dégrade la viscosité et le point éclair de l'huile qui correspond à la température la plus basse à partir de laquelle l'huile peut s'enflammer. Ceci peut déclencher un pré-allumage de la combustion lors du temps de compression et par conséquent générer des désordres mécaniques.

Finalement, peu d'études ont étudié l'impact du vieillissement de l'huile sur les émissions polluantes. En effet la plupart des travaux de recherche se sont focalisés sur l'évolution de la viscosité de l'huile et de ses caractéristiques chimiques en fonction du temps et de ses conséquences sur l'usure du moteur [95,96].

1.5 Mesurer les émissions de particules des moteurs à combustion interne

1.5.1 Les différentes méthodes pour mesurer les particules

Les propriétés physiques et chimiques des aérosols changent continuellement après leurs formations que ce soit le long de la ligne d'échappement ou bien après expulsion dans l'atmosphère. Ces changements sont d'autant plus importants lorsque ces aérosols sont expulsés très rapidement dans l'atmosphère et subissent donc un refroidissement brutal et une forte dilution. Afin de mesurer l'impact réel des émissions de particules dans l'atmosphère et de protéger les appareils de mesure (température et pression des gaz moteurs réduites) les gaz d'échappement sont dilués en laboratoire. Il existe des différences notables dans les procédures de conditionnement d'échantillonnage et de dilution qui sont propres à chaque appareil de mesure et dont l'objectif est d'améliorer la répétabilité.

Le système de dilution le plus commun est le CVS pour « Constant Volume Sampling ». Cette méthode dilue l'ensemble des gaz dans un tunnel avec un taux de dilution constant ce qui a pour conséquence de se rapprocher de conditions réelles lorsque les gaz sont rejetés dans l'atmosphère et de limiter le phénomène de condensation avec des taux de dilutions faibles. Il existe d'autres systèmes de dilution comme le PFD pour « proportionnal partial flow » qui ont la particularité de diluer seulement la partie échantillonnée et non l'ensemble des gaz d'échappement ce qui limite la taille des appareils de dilution. Cependant, différentes études ont démontré que le taux de dilution, la température et la durée de séjour dans le tunnel de dilution ont un impact sur la distribution des particules, donc sur les propriétés physiques et chimiques [97–100].

Il existe différentes méthodes pour mesurer les particules dont quelques-unes non exhaustives sont décrites ci-après.

- La détermination gravimétrique des particules consiste à peser un ou des filtres avant et après prélèvement de l'échantillon préalablement dilué. Avec cette méthode il n'est pas possible de connaître la concentration en nombre. De plus elle nécessite des conditions de pesée rigoureusement identiques et les résultats ne sont pas connus en temps réel.
- L'analyse chimique permet de séparer les espèces d'un échantillon pour déterminer précisément sa composition. L'échantillon est prélevé sur un filtre dont on extrait la fraction volumique soit par dissolution (extraction par l'utilisation de solvants) soit par évaporation thermique. L'intérêt de cette technique est de pouvoir dissocier les espèces chimiques constituant l'échantillon. Les résultats ne peuvent être connus qu'après post-prélèvement.
- L'analyse optique permet de déterminer le nombre de particules d'un échantillon. Lorsqu'une particule est éclairée par un faisceau lumineux, elle réémet de la lumière dans toutes les directions. Ce phénomène de diffusion est mesuré par un dispositif optique très précis. Il existe différentes techniques telles que la diffusion de la lumière, laser incandescent, opacimétrie, compteur optique de particules, compteur de particules condensées ... L'analyse optique a l'avantage de pouvoir mesurer un nombre de particules en temps réel mais nécessite un entretien fréquent et rigoureux.
- La méthode basée sur la charge électrique. Il s'agit de mesurer le courant émis par des particules préalablement chargées électriquement. L'appareil de mesure des particules utilisé pour cette thèse exploite ce principe de détection et se nomme le « Pegasor Particle Sensor ».

1.5.2 Pegasor Particle Sensor

Le Pegasor Particle Sensor (PPS) est un appareil qui permet de déterminer la concentration et la masse des particules fines et ultra fines générées par un moteur à combustion interne à partir de la mesure du courant de fuite émis par les particules « ionisées ».

Voici une description détaillée du principe de fonctionnement de l'appareil :

1.5.2.1 Principe de fonctionnement

A-Effet Corona

Le PPS utilise l'effet Corona pour ioniser les particules.

Une décharge de Corona se produit lorsqu'un courant électrique porté par une haute tension traverse deux électrodes séparées par un gaz neutre. Pour notre utilisation, le gaz utilisé est l'air. Cet arc électrique crée des ions et des électrons qui vont se propager vers les molécules d'air. C'est ce qu'on appelle le phénomène d'ionisation. En 1961, Whitby [101] a conçu un prototype générant des ions à forte concentration et à très bon rendement grâce à l'utilisation de l'effet Corona. Un schéma de principe est visible sur la figure I-15.

Le Pegasor utilise le même principe de fonctionnement pour générer des ions positifs. L'air sous pression (1,5 bars) entre par le conduit (H) et traverse un champ d'ionisation généré par une décharge électrique née entre la pointe de l'aiguille conductrice (F) et l'orifice de sortie (D). L'air expulsé en (d) se retrouve ionisé. La tension de corona se situe dans une gamme de **3000 à 4500 V** et d'intensité proportionnelle à **5 μ A** selon les données du constructeur [102].

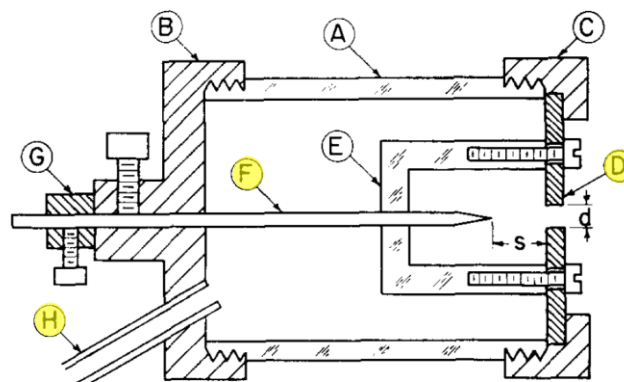


FIG. 1. Schematic of sonic jet ionizer. d—Orifice diameter, s—needle spacing, A—Lucite tube, B—end caps, C—end cap, D—orifice plate, E—needle positioning bracket, F—needle, G—needle stop, H—air connection.

Figure I- 15-Générateur d'ions selon WHITBY [101]

B-Ionisation des particules et Piégeage

L'air assaini ionisé va alors se mélanger avec les gaz d'échappement constitués de particules. Ces dernières vont alors « absorber » des ions positifs. Le mélange ainsi créé est composé d'ions libres et de particules ionisées.

Un piège électrique visible sur la figure I-16 permet de capturer les ions libres en maintenant une tension positive sur sa surface ce qui a comme conséquence de repousser les ions positifs vers la surface externe du piège.

Si la tension de piégeage devient plus élevée, alors les particules ionisées les plus légères seront aussi absorbées. Il est donc possible de choisir un échantillon de particule que l'on souhaite

mesurer en fonction de leurs tailles grâce au choix de la tension du piégeage qui peut varier de 0 V à 1000 V, selon les données du constructeur [102].

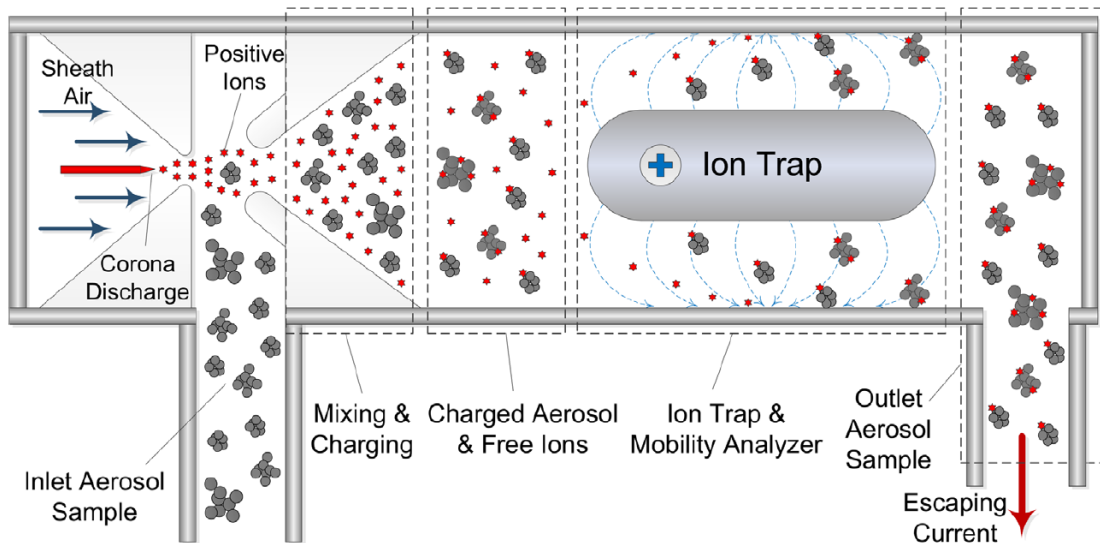


Figure I- 16-Schéma de principe du Pégasor [103]

C-Electromètre

A la sortie du Pégasor, un électromètre mesure la charge électrique unipolaire pulsative portée par les particules sortantes. Une cage de Faraday entoure l'ensemble afin de l'isoler des interférences électromagnétiques. Fierz *et al* [104] ont étudié ce type de capteur à l'échelle nanométrique et précise qu'il a l'avantage d'être sans contact, non intrusif, précis mais très sensible au bruit, d'où l'utilisation dans une cage de Faraday. Les particules ionisées qui sortent du capteur créent un déséquilibre électrique. Afin de maintenir l'ensemble isolé, il est nécessaire de réajuster ce courant. Ce courant de correction est mesuré via l'électromètre et est proportionnel au nombre de particules.

Les particules qui entrent peuvent être plus ou moins chargées électriquement, il est donc nécessaire là aussi de réajuster l'intensité mesurée par l'électromètre pour ne pas fausser la mesure.

1.5.2.2 Etat de l'art

A ce stade, le Pégasor a simplement mesuré la charge électrique (en fA) des particules ionisées non absorbées par le piège. Les fA sont des femto Ampère, c'est-à-dire $1\text{fA} = 10^{-15}\text{A}$.

Comment en déduire le nombre de particules et sa concentration ?

Déterminer la concentration en nombre

Surface Active

La géométrie des particules n'est rigoureusement pas comparable à celle d'une sphère. En effet, sur la figure I-17 issue des travaux de Siegmann *et al* [105] il apparaît que la forme de cette dernière varie très fortement en fonction de sa température et que seulement les particules chauffées à plus de 800° C peuvent être déterminées par leurs diamètres.

Lorsque des particules traversent un champ ionisé, Siegmann *et al* [105] ont démontré qu'une seule fraction de la surface est active en collision avec d'autres espèces de gaz, quel que soit la température. On parle alors de Surface Active. Cette Surface Active diffère de la Surface de Fuchs qui elle considère seulement la géométrie de la particule lorsqu'elle est chauffée à plus de 800° C.

La charge électrique portée par la particule est donc proportionnelle à d_m^x où x varie de 1 à 1,4 en fonction des appareils de mesure.

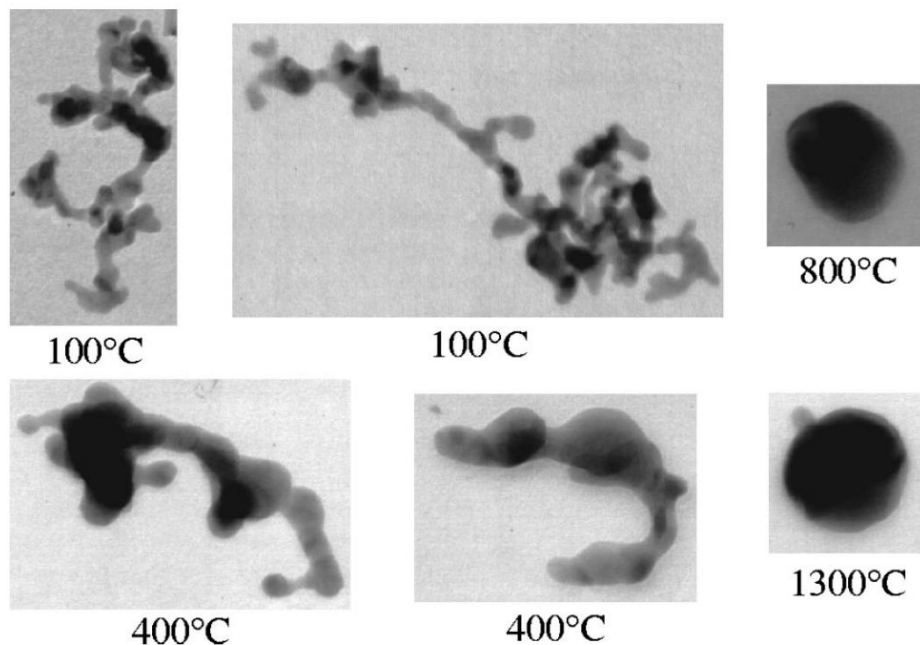


Figure I- 17-Particules d'or ionisées identifiées au microscope électronique [105]

Loi Normale de Distribution

D'une manière générale et compte tenu du nombre très important de particules que peut contenir un aérosol, c'est-à-dire de quelques milliers jusqu'à plusieurs milliards, l'étude des particules s'appuie sur une loi de distribution née des statistiques des loi-normale et log-normal [106].

En automobile, différents travaux comme ceux de Kittelson *et al* [107] et de Harris *et al* [108] visibles sur la figure I-18, ont confirmé que les particules émises par un véhicule essence ou Diesel suivaient une loi de distribution log-normale caractérisée par son diamètre moyen d_m et son écart type σ , c'est-à-dire :

$$n(d_p) = \frac{1}{\ln(\sigma)d_p\sqrt{2\pi}} e^{-\left[\frac{(\ln d_p - \ln d_m)^2}{2\ln^2\sigma}\right]} \quad (\text{I-9})$$

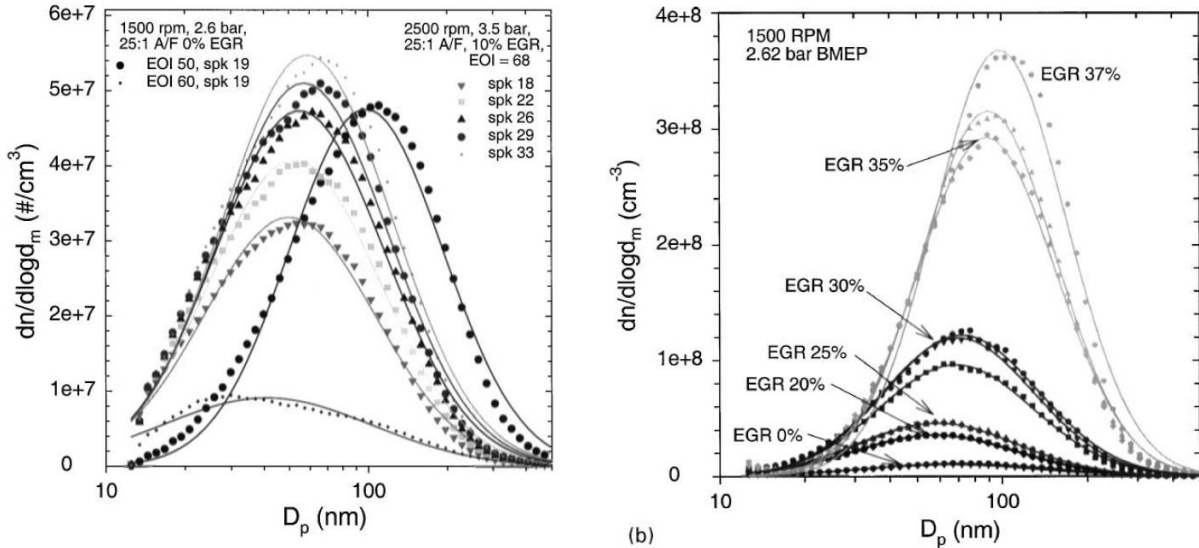


Figure I- 18-Distribution des particules émises par un moteur injection directe essence à gauche et diesel à droite [108]

Analyse des résultats avec le Pegasor

Afin de déterminer le nombre particules mesurées par l'appareil, il est nécessaire de lui indiquer le diamètre moyen ainsi que l'écart type de l'aérosol mesuré. Il faut donc connaître les caractéristiques des particules émises par le moteur que l'on souhaite étudier.

Par exemple, Harris *et al* [108] précisent dans leurs travaux que les particules Diesel ont un diamètre moyen compris entre $65 \leq d_m \leq 90$ nm avec un écart type compris entre $1,65 \leq \sigma \leq 1,80$.

Wu *et al* [109] rapportent que le diamètre moyen est de l'ordre de $15 \leq d_m \leq 55$ nm pour les moteurs à allumage commandé et injection directe. Chakrabarty *et al* [110] précisent un écart type compris entre $1,11 \leq \sigma \leq 1,38$ pour les moteurs à allumage commandé et injection indirecte et Whelan *et al* [111] ont mesuré un écart type compris $1 \leq \sigma \leq 2$ avec un diamètre moyen compris entre $10 \leq d_m \leq 80$ nm pour un moteur à allumage commandé, injection directe et turbocompressé.

Gupta *et al* [47], Jang *et al* [112], Su *et al* [55] précisent, quant à eux que le diamètre moyen des moteurs à allumage commandé et injection indirecte est compris entre $10 \leq d_m \leq 60$ nm alors que Maricq *et al* [113] ont testé une vingtaine de véhicules à allumage commandé et injection indirecte en transitoire et concluent que le diamètre moyen est compris entre $45 \leq d_m \leq 80$ nm.

D'une manière générale, pour un diamètre de particule donné, le courant mesuré est égal à :

$$I_i = e.\varepsilon(d_i).N(d_i).E_p(d_i).F \quad (\text{I-10})$$

Avec

e , la charge élémentaire = $1.602 \cdot 10^{-19}$ C,

$\varepsilon(d_i)$ = le nombre de charges moyenné porté par la particule de diamètre d_i ,

N = Concentration en nombre des particules de diamètre d_i ,

E_p = L'efficacité de de pénétration du capteur pour un diamètre d_i ,

F = Débit d'air en l/min

* $\varepsilon(d_i)$ Charge de la particule en fonction du diamètre moyen :

Le nombre de charge par particule dépend de son diamètre et donc suit une distribution log normal avec un diamètre moyen d_m et une déviation standard ou écart type σ , c'est-à-dire :

$$\varepsilon(d_i) = k_i \cdot d_m^\xi \cdot e^{-\frac{\xi^2 \ln^2(\sigma)}{2}} \quad (\text{I-11})$$

avec $1,25 \leq \xi \leq 1,33$ selon Maricq *et al* [114] $1,30 \leq \xi \leq 1,32$ pour Amanatidis *et al* [103] .

La figure I-19 présente l'évolution de ε en fonction du diamètre moyen avec $\xi=1,3$, $\sigma=1,75$ et $k=0,007$ à partir de l'équation (I-11).

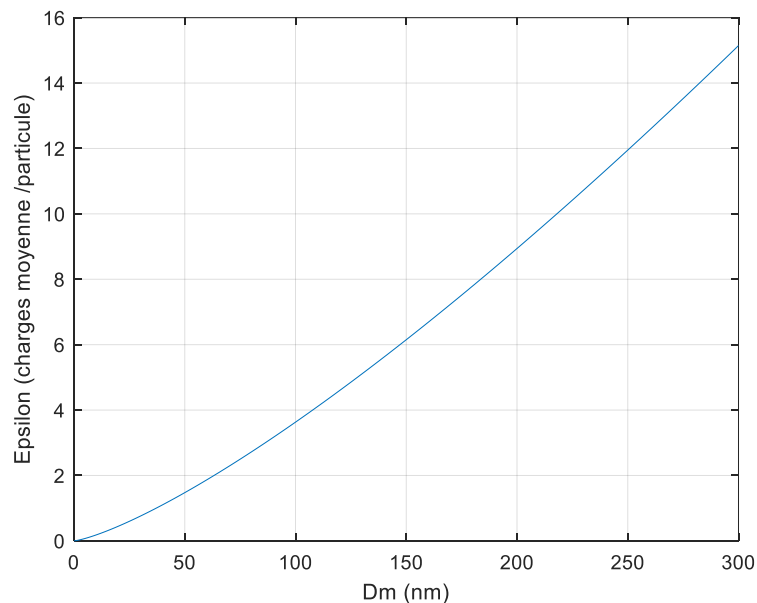


Figure I- 19- Nombre de Charges par particule en fonction du diamètre moyen

P, coefficient de Pénétration du capteur :

D'après les travaux de Amanatidis *et al* [103] , le coefficient de pénétration du Pegasor est égal à :

$$P = e^{-a_{eff} \cdot Q^{\frac{1}{b}}} \quad (\text{I-12})$$

Avec
$$Q_{pps} = \frac{V}{F} \cdot 10^{[\beta_0 + \beta_1 \log(d_m) + \beta_2 \log^2(d_m)]} \quad (\text{I-13})$$

Et
$$a_{eff} = a_{0pps} \cdot e^{[(\gamma_0 + \gamma_1 \log(d_m)) \ln^2(\sigma)]} \quad (\text{I-14})$$

Où V correspond à la tension de piégeage en Volt, F au débit d'air en l/min et d_m au diamètre moyen en nm et toujours selon les travaux de Amanatidis, $\beta_0=0,4$, $\beta_1= -2,7$, $\beta_2 =0,5$, $b=1,2$, $\gamma_0 = -3,32$, $\gamma_1 = 1,37$ et $a_{opps}=2,5$.

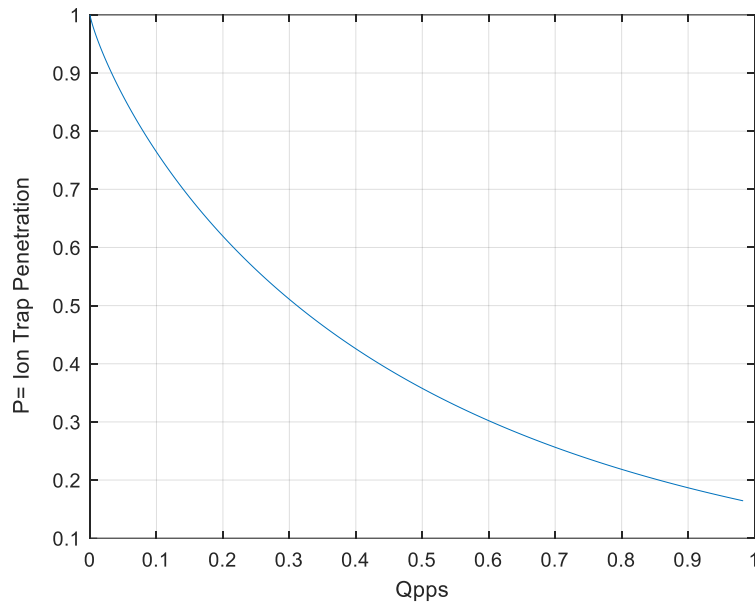


Figure I- 20-Coefficient de pénétration du Pegasor P en fonction de $Q_{pps} = \frac{V}{F} 10^{[\beta_0 + \beta_1 \log(d_m) + \beta_2 \log^2 + (d_m)]}$

Sur la figure I-20 apparaît l'évolution du coefficient de pénétration du Pegasor en fonction de Q_{pps} (équation (I-12)), et donc de la tension de piégeage qui varie de 0 à 1000V.

A partir de ce graphique, il ressort que la pénétration du capteur du PPS diminue si la tension de piégeage (U) augmente.

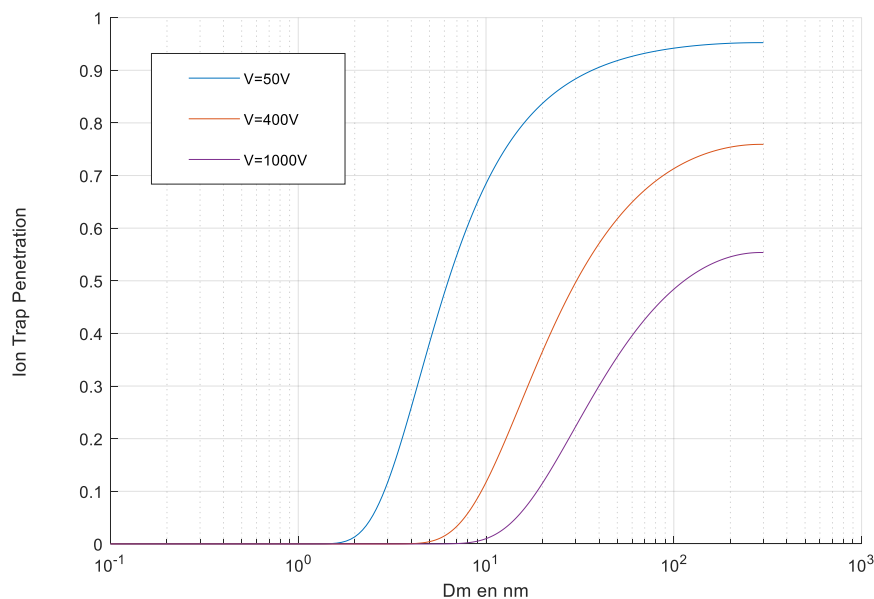


Figure I- 21-Coefficient de pénétration du Pegasor en fonction de Dm avec $\sigma=1.78$

A partir de l'équation (I-12), il est possible de déterminer le coefficient de pénétration du Pegasor à partir du diamètre des particules pour une tension de piégeage fixée.

Le résultat est visible sur la figure I-21. Par exemple, pour $U=50$ V, le coefficient de pénétration du Pegasor est d'environ 70 % pour $d_m=10$ nm. Ceci sous-entend que 30% des particules dont le diamètre est égal à 10 nm sont absorbée par le « Trap » et que par conséquent 70% s'en échappent. Le coefficient de pénétration descend à 10% environ pour $U=400$ V et est quasi nulle pour $U=1000$ V. Il est donc possible de caractériser la distribution d'un aérosol à partie de la tension de piégeage.

***Le nombre de particules :**

La connaissance ou l'hypothèse faite sur un diamètre de distribution d_m et de son écart type σ va permettre de déterminer ϵ , puis le coefficient de pénétration E_p . Le débit d'air comprimé est connu puisque mesuré avant les essais. On peut donc en déduire le nombre de particules par cm^3 (N) à partir de l'équation (I-10) et du courant de fuite émis par les particules et mesuré par le Pegasor.

***La concentration en masse**

A partir du nombre de particules et de la masse il est aisé de connaître le débit massique. Mais pour cela il est nécessaire de déterminer la masse volumique et le volume des particules.

La masse des particules est proportionnelle à $d_m^{D_f}$ où D_f est la dimension fractale de la particule. Pour une sphère parfaite, $D_f=3$. Seulement comme on peut le distinguer sur la figure I-22 issue des travaux de Lapuerta *et al* [115], les particules sont des agglomérats de particules primaires et ne ressemblent pas à des sphères d'où une $D_f < 3$.

Les travaux de Marick *et al* [116], Lapuerta *et al* [115], Park *et al* [117] et Olfert *et al* [118] ont démontré que la dimension fractale d'un moteur diesel « léger » se situait entre $1,8 \leq D_f \leq 2,5$ en fonction de la charge.

Wu *et al* [109] et Gaddam *et al* [8] quant à eux précisent que $1,45 \leq D_f \leq 2,37$ pour les moteurs à allumage commandé et injection directe.

Chakrabarty *et al* [110] rapportent avoir mesuré une dimension fractale sur des moteurs à allumage commandé et injection indirecte comprise entre $1,7 \leq D_f \leq 1,78$ (Cylindrée avoisinant les 5 litres).

Il existe peu de littérature concernant D_f des moteurs légers à injection indirecte, mais d'une manière générale quel que soit le type de moteur, il est usuel de prendre un D_f compris entre 2.2 et 2.5 et une masse volumique $\rho_0 = 2 \text{ g.cm}^{-3}$ [103] avec $d_0=20$ nm (d_0 correspond au diamètre mini en dessous duquel la masse ne varie pas).

$$M = N \frac{\pi}{6} \rho_0 d_0^{(3-D_f)} d m^{D_f} e^{(D_f^2 \ln^2 \sigma / 2)} \quad (\text{I-15})$$

A partir de l'équation (I-15) issue d'une distribution log-normal et en faisant l'hypothèse de la dimension fractale ainsi que de la masse volumique et du diamètre mini d_0 , il est aisé de déterminer le débit massique des particules généré par le moteur à combustion interne étudié.

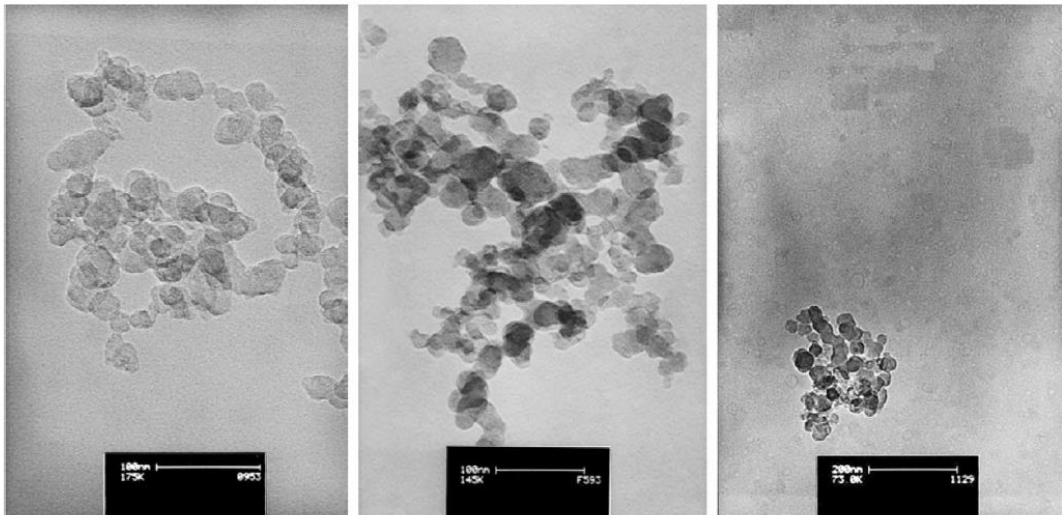


Figure I- 22-Images de Particules prises avec un microscope électronique avec différentes dimensions fractales : $D_f=2.1$ (gauche), $D_f=2.32$ (centre) et $D_f=2.73$ (droite) [115]

1.5.2.3 Distribution des particules d'un moteur à allumage commandé

De ce qui précède, il apparaît que l'utilisation du Pegasor exige de connaître les caractéristiques physiques de l'aérosol étudié.

Ces travaux de Thèse reposent sur les essais d'un moteur 3 cylindres essence à injection directe turbocompressé. Compte tenu des caractéristiques physiques des particules liées à ce type de motorisation et décrites précédemment, l'hypothèse est prise d'un diamètre moyen $d_m = 40$ nm et d'un écart type $\sigma = 1,75$. De la même manière une dimension fractale égale à $D_f = 1,8$ est retenue, tout en conservant une masse volumique égale à 2 g.cm^{-3} pour un diamètre mini = 20 nm. (voir tableau I-1).

d_m (nm)	40
σ	1,75
D_f	1,8
ρ_0 (g.cm^{-3})	2
d_0 (nm)	20

Tableau I-1-Caractéristiques particulières retenues pour l'étude d'un moteur essence à injection indirecte

Il est utile de préciser que l'erreur hypothétique faite sur ces paramètres ne viendra pas perturber les résultats puisqu'il s'agira d'une analyse par comparaison. De plus, il doit être possible d'affiner quelques un de ces paramètres en utilisant différentes valeurs de tension de piégeage visibles sur la figure I-21 et qui doivent permettre de redessiner la courbe de distribution des

particules de l'aérosol étudié. Il est aussi important de préciser que compte tenu de la faible distance entre l'arrivée d'air et la mesure du courant ainsi que le faible apport d'air, l'échantillon prélevé n'est pas dilué et grâce à l'utilisation d'une gaine chauffante, les phénomènes de condensation sont limités. Différents travaux de mesures entre appareils utilisant des échantillons dilués et non dilués ont d'ailleurs démontré que ces derniers étaient plus précis et altèrent peu les caractéristiques physiques et chimiques de l'échantillon [114,119–121].

1.5.3 Emissions de particules des moteurs à allumage commandé en transitoire

Les émissions polluantes d'un véhicule découlent d'un nombre important de facteurs comme par exemple le type de véhicule, le type de moteur, l'âge, le kilométrage, et l'état général de celui-ci. Les conditions climatiques et thermiques sont aussi des facteurs fondamentaux. Cependant, ce sont bien les paramètres moteurs tels que le régime de rotation, l'accélération et la vitesse du véhicule qui prédominent en terme d'émissions polluantes. Ceux –ci sont dictés par les conditions de circulation qui peuvent être urbaines, rurales et autoroutière.

C'est dans le but de caractériser les conditions réelles de fonctionnement des véhicules qu'est apparue le concept de mesure de polluants et de consommation sur un cycle. Celui-ci est censé reproduire le trajet quotidien d'un conducteur lambda, représentatif d'un ensemble de conducteurs qu'ils soient européens ou mondiaux. L'intérêt de ces cycles est de pouvoir évaluer le réel impact d'un véhicule en terme d'émissions et de pouvoir effectuer des comparaisons avec d'autres véhicules. Le nouveau cycle européen de conduite, dénommé NEDC pour *New European Driving Cycle* en anglais est le premier cycle d'essai introduit en 1996 par la commission européenne. Ce nouveau cycle s'appuie sur un ancien cycle le ECE-15 à dominante urbaine et qui est répété quatre fois et auquel s'ajoute un cycle extra-urbain (*Extra-Urban Driving Cycle* en anglais (EUDC)) [122].

En 2017, un cycle d'essai plus apte à représenter les conditions réelles de circulation avec une méthode et des conditions limites très strictes est créé et adopté par l'ensemble des constructeurs automobiles internationaux, il s'agit du cycle WLTP pour *Worldwide Harmonized Light Vehicle Test Procedure* en anglais. Ce nouveau cycle est en application sur le territoire européen depuis septembre 2018 pour les véhicules neufs [123]. Ces tests permettent de mesurer les polluants rejetés dans l'atmosphère tel que le CO, CO₂, NO_x, hydrocarbures imbrulés et particules. Un ensemble non exhaustif de résultats d'émissions de particules mesurés sur des véhicules à allumage commandé et injection directe est visible sur le tableau I-2. A partir de ce constat, il apparait des différences notables entre chaque véhicule, ce qui pourrait permettre d'établir des comparaisons en terme de technologies adoptées et d'efficacité de réduction des polluants. Cependant il faut faire très attention à l'interprétation car la plupart des auteurs ont effectué seulement un test ou n'affichent le résultat que d'un seul test dans leurs articles. Or dès qu'il y a répétition des tests, les résultats divergent. Hall *et al* [124] affichent des différences maximales qui s'élèvent à 35 % pour les six tests identiques à chaud et 63 % pour les trois tests identiques à froid. De la même manière, Zissis *et al* [125] présentent des

différences maximales qui oscillent entre 20 % et 130 % pour des tests identiques. Ces tests semblent donc difficilement reproductibles contrairement aux mesures de CO, CO₂ et NO_x [125].

Auteurs	Température moteur	Cycle NEDC		Cycle WLTP		Nombre de tests
		#.km ⁻¹	mg.km ⁻¹	#.km ⁻¹	mg.km ⁻¹	
Hall [124]	chaud	5.10 ¹³	4.87	-	-	6
Hall [124]	froid	7.8.10 ¹³	8.22	-	-	3
Peckham [126]	froid	2.10 ¹²	-	-	-	?
Lv [127]	froid	6.3.10 ¹²	-	-	-	1
Hu [128]	froid	6.9.10 ¹¹	1.08	8.94.10 ¹¹	1.8	1
Hu [128]	froid	-	-	4.35.10 ¹¹	1.56	1
Jang [112]	froid	2.8.10 ⁹	2.85	-	-	1
Jang [112]	froid	3.1.10 ⁹	4.8	-	-	1
Jang [129]	froid	1.6.10 ¹²	2.60	-	-	1
Zissis [125]	froid	-	0.36	-	0.15	3
Zissis [125]	chaud	-	0.23	-	0.12	3
Zissis [125]	froid	4.5.10 ¹¹	0.37	6.90.10 ¹¹	-	2
Zissis [125]	chaud	2.810 ¹¹	0.25	3.34.10 ¹¹	-	2

Tableau I-2-Résultats émissions de particules sur cycles NEDC et WLTP

Il serait donc intéressant de reproduire ces tests suffisamment de fois sur un moteur à allumage commandé de type injection directe pour déterminer une tendance et les écarts maxi. Ces tests seraient rigoureusement identiques et l'analyse des différents paramètres moteurs devrait permettre de comprendre quelles sont les raisons qui nuisent à la reproductibilité de ces essais.

A partir de ces conclusions, il devrait être possible de déterminer une loi caractérisant les émissions de particules en fonction des paramètres moteurs (vitesse, accélération du vilebrequin) pour finalement déterminer quelle est la meilleure stratégie à adopter en terme d'émissions de particules lors d'un cycle.

Cette étude bibliographique décrit les divers mécanismes liés à la composition et à la formation des particules dans les moteurs à combustion interne. La variation des conditions stœchiométriques est un facteur clé et celui-ci dépend principalement du remplissage en air, de l'injection et des conditions de température. D'autres facteurs, tels que le mouillage des parois du cylindre, l'avance à l'allumage et la consommation d'huile participent aussi à la production de particules. Cette analyse détaille en outre les différentes méthodes et appareils capables de détecter des particules dont le diamètre moyen oscille entre 5 et 300 nanomètres. Compte tenu de leurs faibles tailles, ces mesures sont très sensibles. En effet, les études en transitoires sur des cycles NEDC et WLTP présentent des niveaux d'émissions de particules variables et difficilement répétables contrairement à la mesure d'autres polluants tels que le CO et les NOx. Afin de répondre à l'objectif de la thèse, il convient donc dans un premier temps de mettre au point une méthode fiable et répétable de mesure des émissions de particules sur un banc moteur de type allumage commandé pour ensuite déterminer une loi de caractérisation des émissions.

Chapitre 2 :

Mesure et Caractérisation des émissions de particules d'un moteur à allumage commandé

Compte tenu des variations de mesure des émissions polluantes évoquées dans le chapitre bibliographique, un soin particulier est apporté aux essais. Cela sous-entend de maîtriser parfaitement les conditions thermiques mais aussi la commande des actionneurs moteur de manière à obtenir des essais fiables et répétables.

Les paramètres de mesure des particules seront aussi particulièrement contrôlés et maîtrisés afin d'obtenir des conditions d'essais identiques.

La première partie de ce chapitre est dédiée à la présentation des moyens expérimentaux et des divers calibrages nécessaires pour des essais en stabilisé et en transitoires.

Puis dans un second, des essais en transitoires, cycles WLTP, cycles RDE et Mini-cycle sont présentés. L'interprétation des résultats est décrite dans une dernière partie afin de caractériser les émissions de particules.

2.1 Présentation des moyens expérimentaux

2.1.1 Banc moteur EB2dts

Deux moteurs à allumage commandé ont été utilisés durant ces travaux de thèse. Le premier est un moteur 3 cylindres de type EB2dts de chez PSA, voir figure II-1. Il s'agit d'un moteur de type turbocompressé à injection directe, équipé d'un catalyseur 3 voies et sans filtre à particules. Ces caractéristiques sont visibles sur le tableau II-1 ci-dessous.

Caractéristiques Techniques du moteur EB2dts	
Type moteur	4 temps, allumage commandé, 3 cylindres, turbocompressé
Injection	Injection directe (spray guided)
Alésage*Course	75 mm * 90.48 mm
Cylindrée	1199.9 cm ³
Nombre de soupapes	12
Rapport volumétrique	10.5 : 1
Puissance maxi	96 KW @ 5500 tr.min ⁻¹
Couple maxi	230 Nm @ 1750 tr.min ⁻¹

Tableau II- 1-Caractéristiques techniques du moteur EB2dts

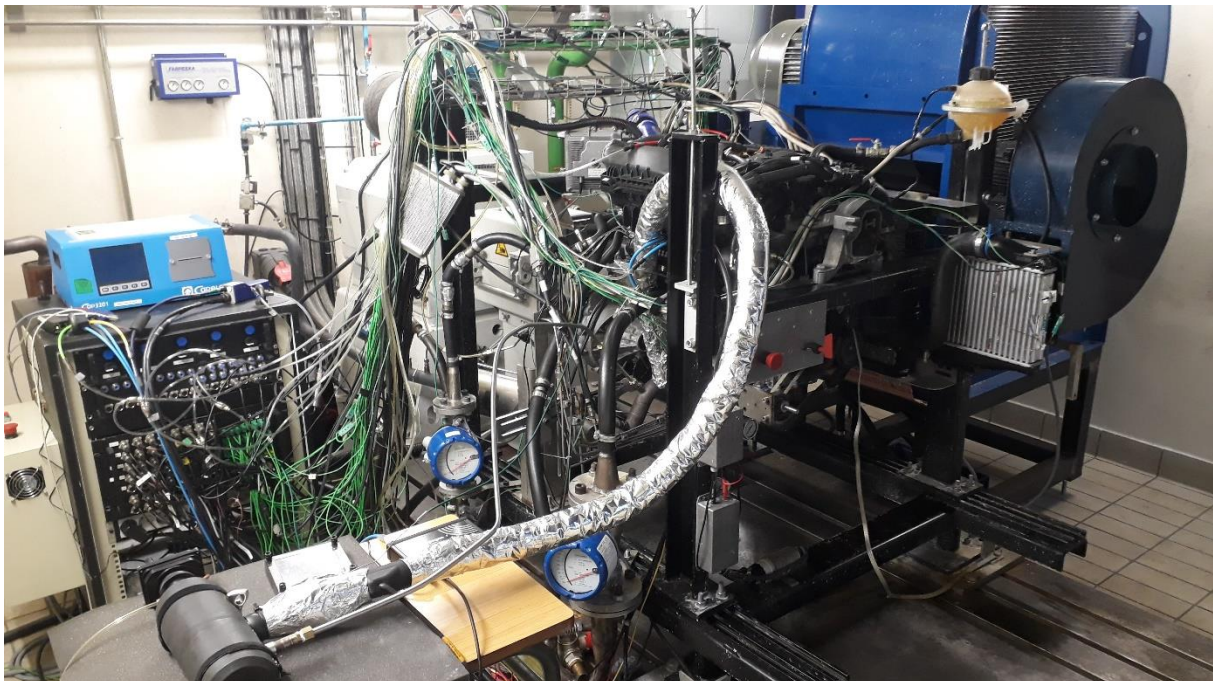


Figure II- 1-Banc moteur EB2dts

Chapitre 2

Ce moteur est installé sur un banc dynamique HORIBA HT250 et contrôlé par une centrale électronique SPARC. Il est instrumenté de différents capteurs de température et de pression présentés dans le tableau II-2. Chaque cylindre est équipé d'une bougie d'allumage instrumenté AVL ZI33 permettant de mesurer la pression avec une fréquence supérieure à 150 kHz sur une gamme de 0 à 250 bars.

Capteur	Nombre	Fabriquant	Type	Fréquence	Précision	Gamme
Température	28	TCSA	K	Analogic	$\pm 1.5^{\circ}\text{C}$	[- 40 ; 1000] $^{\circ}\text{C}$
Module de compensation de température	1	NI	9213	75 Hz	0.25°C	-
Pression statique	20	First Sensor	HMA B005U	2 kHz	$\pm 1.5\%$ FSS	[0 ; 5] bars
Module acquisition pression	1	NI	9220	100 kHz	0.3mV	-
Pression instantanée (admission et échappement)	4	Kistler	4049	> 60 kHz	$<\pm 0.3\%$ FSO	[0 ; 5] bars
Amplificateur Pression instantanée	1	Kistler	4624A	>40 kHz	$\pm 0.25\%$ FS	-
Pression cylindre	3	AVL	ZI33	150 kHz	$<\pm 0.3\%$ FSO	[0 ; 250] bars
Amplificateur pression cylindre	1	AVL	Piezo Gen4	100 kHz	$<\pm 0.01\%$ FSO	-
Couple	1	Horiba	HBM T40	10 kHz	$<\pm 0.03\%$ FSO	[0 ; 500] Nm
Emissions de CO et CO ₂	1	Capelec	3200	0.2 Hz	0.03% CO ; 0.3% CO ₂	-
Emissions de NOx	1	ECM	NOxCANt	150 Hz	$\pm 2\%$ ppm	[0 ; 5000] ppm
Richesse	1	ETAS	ES430	[0.5;2] kHz	± 0.01	[8.5; 200]
Emissions de particules	1	PEGASOR	PPS	100 Hz	$\pm 2\%$	[0.005-3] μm

Tableau II- 2- Caractéristiques des capteurs installés sur le banc moteur EB2dts

Ces signaux sont amplifiés et conditionnés grâce au boîtier AVL Microifem piezo 4th génération. L'ensemble est relié à un boîtier acquisition rapide National Instrument et post-traité à partir du logiciel LabVIEW. Le banc moteur peut-être piloté automatiquement via le software STARS de chez HORIBA avec lequel il est possible de configurer avec précisions les caractéristiques d'un véhicule tels que les rapports de boîtes de vitesses, glissement de l'embrayage... pour ainsi créer différents cycles, tels que les cycles NEDC, WLTC, RDE...

Afin de tester le moteur dans des conditions proches du réel, le refroidissement du radiateur moteur est assuré par un ventilateur PR-L804 de chez Dynair et celui de l'échangeur d'admission par un ventilateur Fumex FB110. La vitesse de ces deux ventilateurs est asservie à la vitesse du véhicule durant le cycle. Le débit de carburant est déterminé à partir de la balance à carburant AVL type 733S et le débit d'air à partir d'un débitmètre à fil chaud Siemens type 5WK9.

Les paramètres moteur, tels que la quantité de carburant, l'avance à l'allumage, la position des arbres à cames, etc... peuvent être modifiés à partir du logiciel INCA qui est en liaison directe avec le calculateur moteur.

Chapitre 2

Les émissions polluantes telles que le CO et HC sont mesurées à partir d'un appareil CAPELEC 3200 et les NOx à partir de la sonde NOxCANt de chez ECM. L'ensemble de l'installation est visible sur les figures II-1 et II-2.

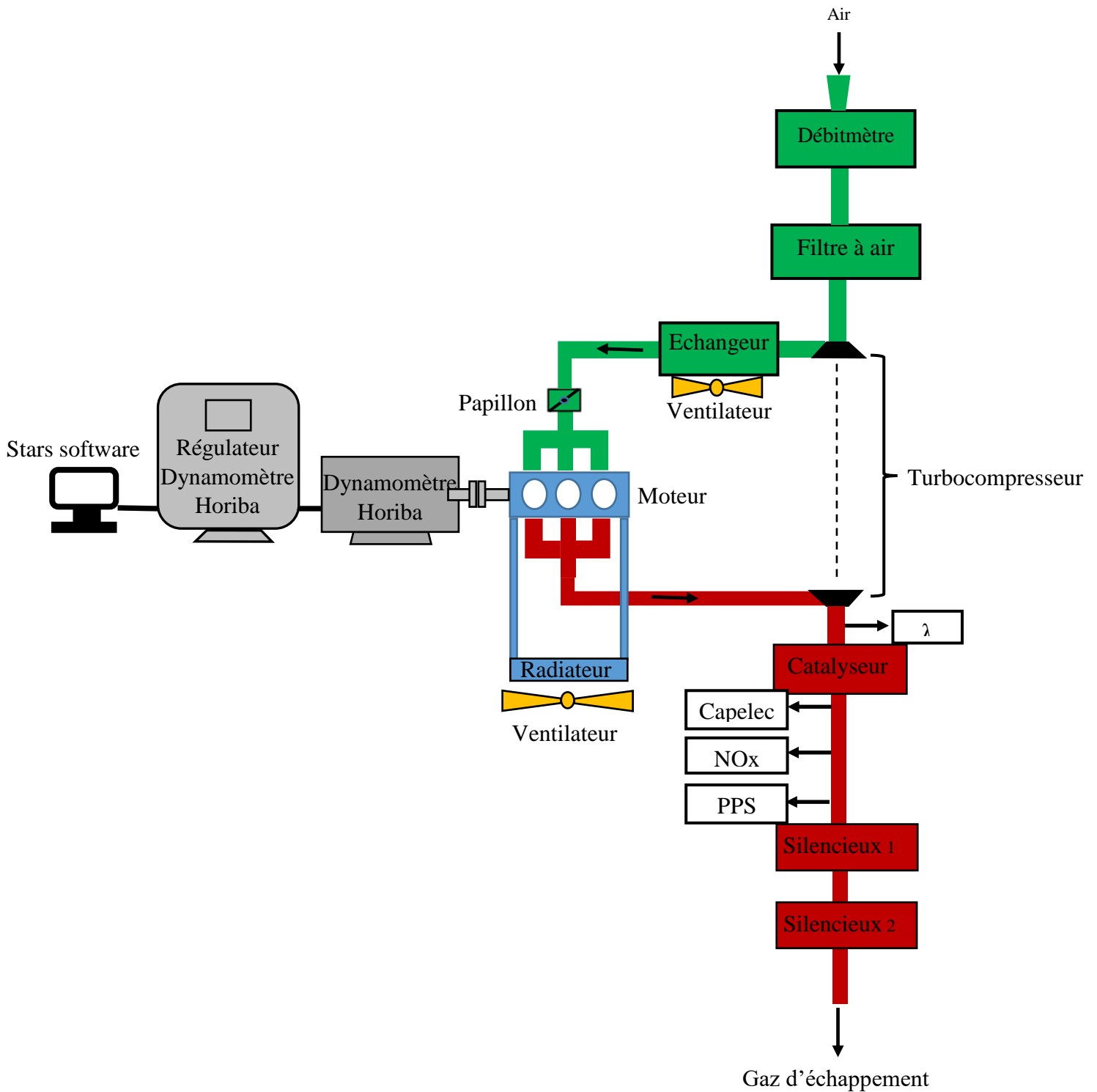


Figure II- 2-Schéma des moyens expérimentaux

2.1.2 Banc moteur EB2 atmosphérique

Le second moteur est un 3 cylindres de type EB2 de chez PSA. Il s'agit d'un moteur de type aspiration naturelle à injection indirecte multipoints, équipé d'un catalyseur 3 voies et sans filtre à particules. Ces caractéristiques techniques sont détaillées sur le tableau II-3 ci-dessous.

Caractéristiques Techniques du moteur EB2	
Type moteur	4 temps, allumage commandé, 3 cylindres, aspiration naturelle
Injection	Injection indirecte
Alésage*Course	75 mm * 90.48 mm
Cylindrée	1199.9 cm ³
Nombre de soupapes	12
Rapport volumétrique	10.5 : 1
Puissance maxi	60 KW @ 5750 tr.min ⁻¹
Couple maxi	118 Nm @ 2750 tr.min ⁻¹

Tableau II- 3- Caractéristiques techniques du moteur EB2 atmosphérique

Ce moteur est installé sur un banc Schenck à courant de Foucault et commandé par un boîtier à régulation numérique Rotronics. Ce banc d'une puissance maxi de 130 kW est refroidi par eau et compte tenu de sa technologie il ne peut être utilisé que pour des essais en stabilisé.



Figure II- 3- Banc moteur EB2 atmosphérique

Le moteur est refroidi par eau via un échangeur à plaques et un groupe froid. Il est équipé de capteurs de Température de type K, de capteurs de pression statique de 0-3 bars. L'ensemble est relié à un boîtier d'acquisition rapide National Instrument et post-traité via le logiciel LabVIEW. Le débit de carburant est déterminé à partir de la balance à carburant AVL type 733S. Les émissions polluantes telles que le CO et HC sont mesurées à partir d'un analyseur de gaz CAPELEC 3200 et les particules avec l'appareil PPS dont les caractéristiques techniques et le principe de fonctionnement sont décrits dans le chapitre 1. L'ensemble du montage du banc EB2 atmosphérique est visible sur la figure II-3.

2.2 Comparaison des essais stabilisés et transitoires

2.2.1 Contrôles et réglages

L'utilisation de l'appareil de mesure des particules (PPS) nécessite de faire l'hypothèse du diamètre moyen et de l'écart type des particules émises (voir chapitre 1) mais il est nécessaire de prendre quelques précautions supplémentaires avant utilisation:

Gaine chauffante

Une gaine chauffée est introduite entre la canne de prélèvement des gaz et le PPS afin d'éviter les phénomènes de condensation et de thermophorèse. En effet, si les gaz chauds se refroidissent brutalement ils vont se condenser, ce qui aura pour conséquence de modifier les propriétés physiques et chimiques des particules et d'encrasser l'appareil de mesure. De plus, lorsqu'il y a un gradient de température élevé, les particules ont tendance à être repoussées de la zone chaude vers la zone froide, c'est le phénomène de thermophorèse. Ce phénomène peut perturber le prélèvement des gaz au niveau de la canne de prélèvement. L'utilisation d'une gaine chauffée à 200°C permet de limiter l'impact de ces phénomènes. Un capteur de température de type thermocouple a été ajouté sur la gaine afin de contrôler la valeur et la stabilité de la température.

Étalonnage

Avant toute utilisation il est important de vérifier le zéro absolu de l'appareil. Pour ce faire, un filtre à très forte efficacité est placé en amont du conduit de prélèvement du PPS afin de l'étalonner. Bien évidemment il est impératif de nettoyer la partie interne du PPS avant d'effectuer ce réglage. A ce sujet, l'appareil dispose d'un test de contrôle de propreté très pratique via la mesure de son impédance et qui sera utilisé avant chaque test moteur.

Détermination du débit d'air d'échantillonnage

A partir de l'équation (I-10) du chapitre 1, il s'avère nécessaire de connaître le débit de prélèvement des gaz d'échappement de manière à déterminer le nombre de particules. Pour ce

faire, un débitmètre TSI type 4140 est placé dans la ligne de prélèvement avant chaque test, moteur à l'arrêt. Malheureusement, il n'existe pas de débitmètre non intrusif et résistant aux températures élevées. Il n'est donc pas possible de connaître le débit réel lorsque le moteur est en fonctionnement. Pour déterminer de quelle manière évolue le débit, moteur tournant, il convient de bien comprendre le mécanisme d'aspiration des gaz dans l'appareil PPS.

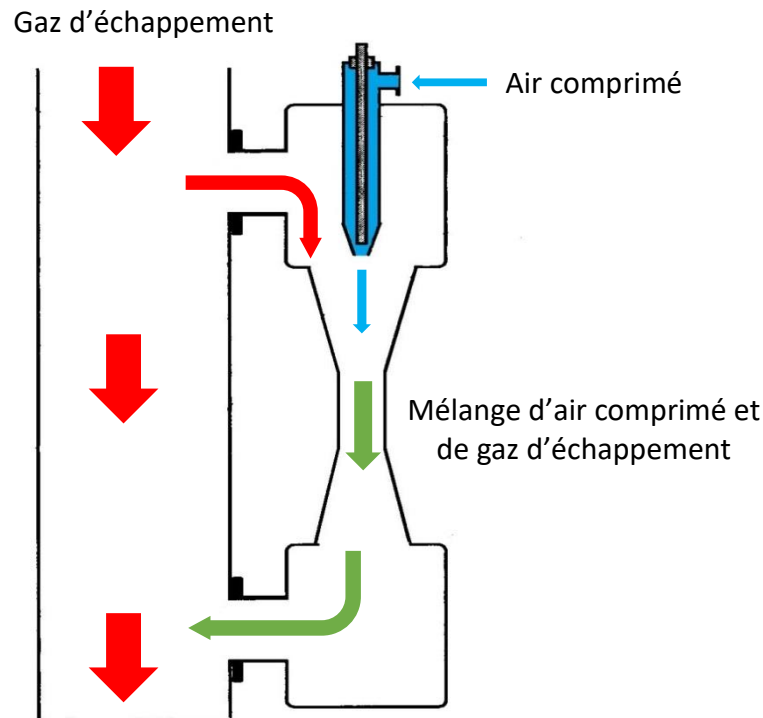


Figure II- 4-Schéma de principe du PPS

Celui-ci aspire les gaz d'échappement grâce à l'effet venturi généré par l'apport de l'air comprimé dans un double éjecteur, visible sur la figure II-4. Le débit d'air comprimé est assuré à partir d'un double régulateur de pression et contrôlé à l'aide d'un capteur de pression.

Le débit d'air comprimé étant figé, le débit de prélèvement ne dépend que du débit des gaz d'échappement. Or, celui-ci n'est pas constant, puisqu'il dépend de la charge et du régime moteur. Afin de pallier ce manque de précision, il est apparu important de pouvoir caractériser le débit d'échantillonnage à partir d'une différence de pression mesurée en amont et en aval du PPS. Pour ce faire, deux capteurs de pression sont placés en amont et en aval du PPS et le débitmètre est placé entre la cane de prélèvement et l'entrée du PPS. Un volume est placé juste en amont du débitmètre pour limiter les effets acoustiques perturbateurs. L'ensemble du montage est visible sur la figure II-5.

Divers tests sont effectués moteur tournant avec combustion sur une durée courte de quelques minutes pour ne pas endommager le débitmètre avec la température des gaz d'échappement.

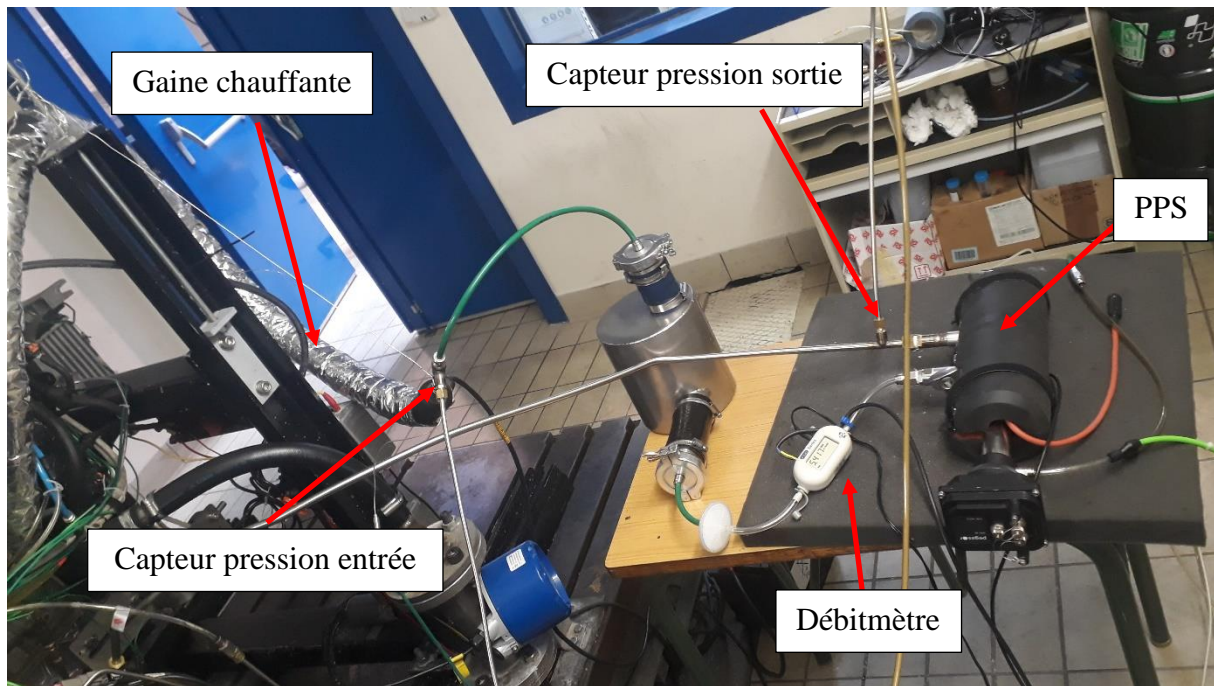


Figure II- 5-Montage des capteurs de pression et du débitmètre

La figure II-6 représente la variation du débit d'échantillonnage des gaz d'échappement en fonction de la différence de pression entre l'amont et l'aval du PPS.

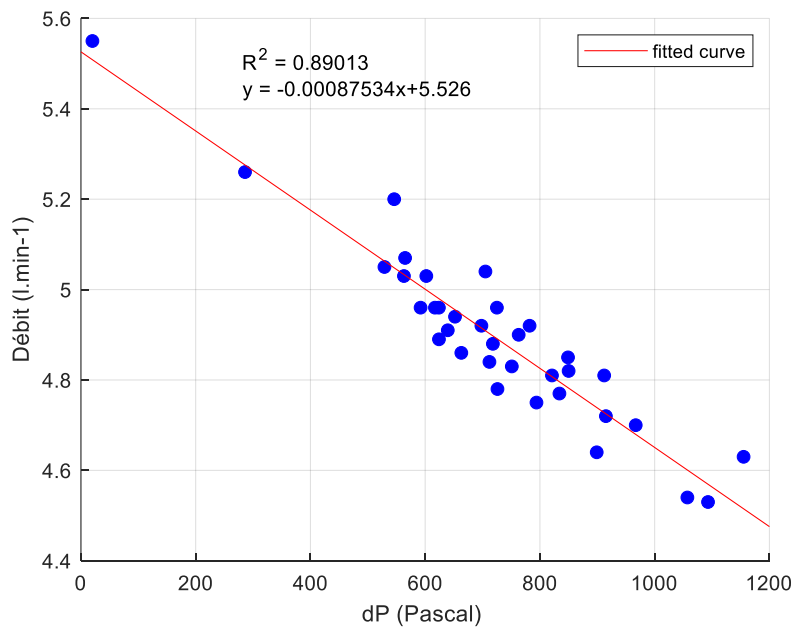


Figure II- 6-Evolution de la dP du PPS en fonction du débit d'échantillonnage

A partir de la figure II-6 il apparait clairement une corrélation entre ces deux variables. La courbe de tendance issue de ces résultats affiche un coefficient de détermination R^2 proche de 0,9 et avec un RMSE (Root Mean Square Error) égal à 0,066, donc proche de 0. Il est donc possible de déterminer le débit d'échantillonnage, moteur tournant, avec une bonne précision,

grâce à l'utilisation d'un capteur de pression différentiel relié entre la branche amont et aval du PPS et de l'équation ci-dessous :

$$Q_{\text{sample}} = -0,00087534 \cdot (dP) + 5,526 \quad (\text{II-1})$$

Pour la suite des essais et afin de limiter l'erreur liée sur le débit d'échantillonnage, l'équation II-1 sera utilisée.

Utilisation du PPS en mode dual

Amanatidis *et al* [103] ont proposé une méthodologie pour déterminer les concentrations en nombre et en masse des particules émises par un moteur en s'affranchissant de l'hypothèse d'un diamètre moyen grâce à l'utilisation de deux appareils de mesure PPS placés en parallèles sur une ligne d'échappement. Le principe est d'utiliser les deux appareils avec des tensions de piégeage distinctes. En effet, à partir de l'équation (I-10) attribuée à chaque appareil, il est possible de déterminer la concentration en nombre en fonction de l'écart type et du débit d'échantillonnage. Seule l'hypothèse de l'écart type reste à poser, mais compte tenu de la littérature fournie à ce sujet, la marge d'erreur est assez faible. Le montage des deux appareils placés sur la ligne d'échappement en aval du pot catalytique du banc moteur EB2 atmosphérique est visible sur la figure II-7.

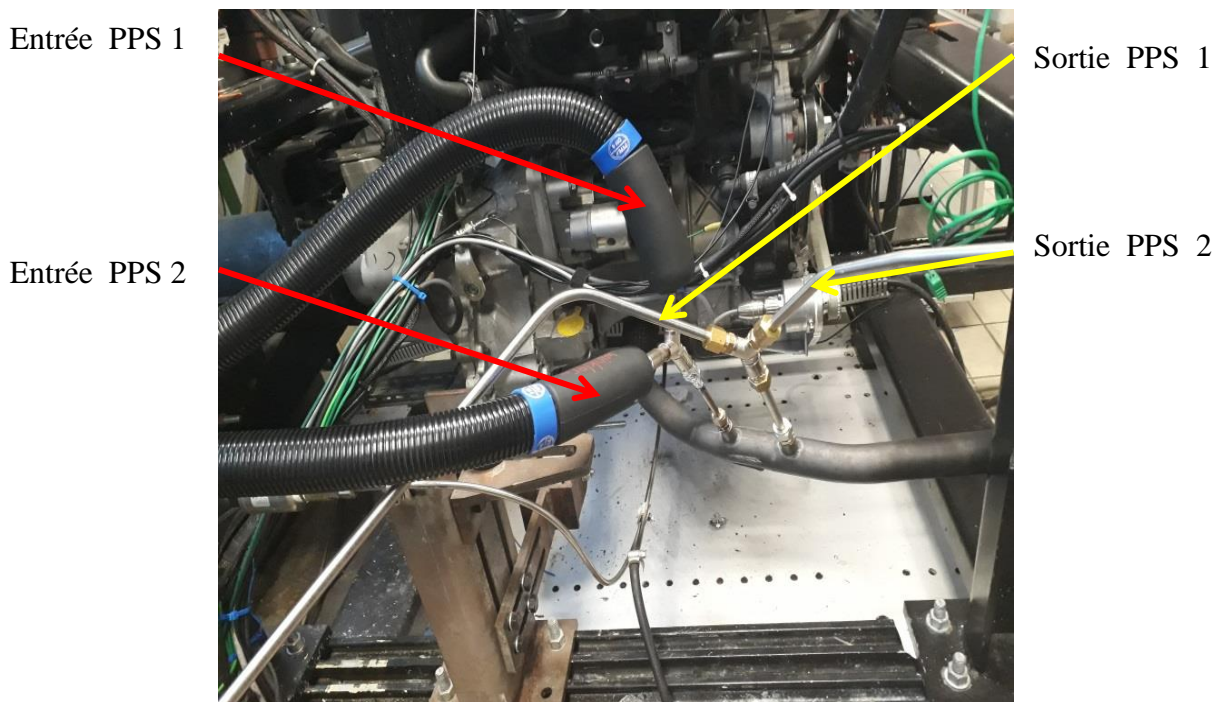


Figure II- 7-Montage en parallèle de deux PPS sur le banc moteur EB2 atmosphérique

Une série de tests est effectuée sur divers points de fonctionnement moteur. Sur la figure II-8 est représentée l'évolution du courant mesuré par chaque appareil en fonction de la tension de piégeage à 2000 tr.min⁻¹, 90 Nm et $\lambda=1.005$ pour le moteur EB2 atmosphérique.

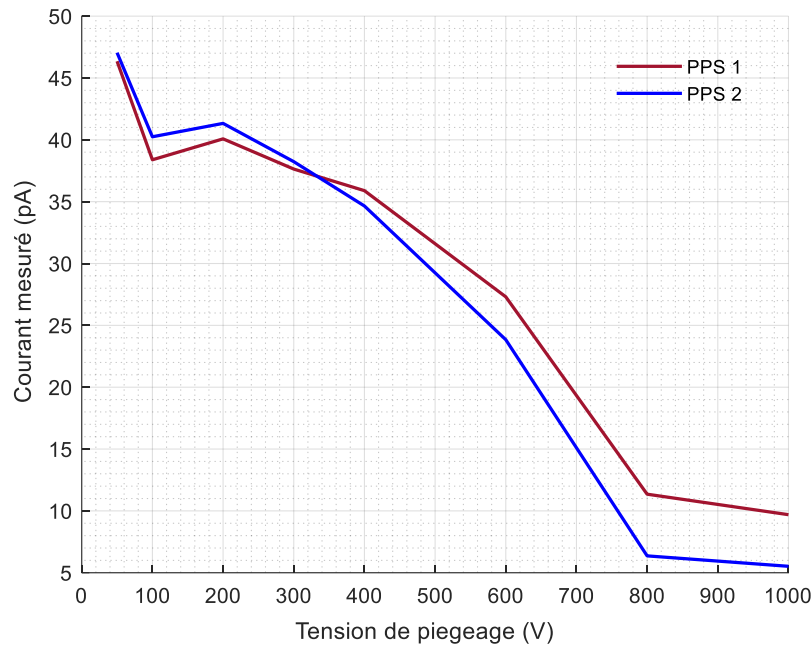


Figure II- 8-Evolution du courant mesuré en fonction de la tension de piégeage de deux PPS

Pour une tension de piégeage comprise entre 50 V et 350 V, le courant mesuré par l'appareil PPS 2 est toujours supérieure au courant mesuré par l'appareil PPS 1. Les écarts s'élèvent jusqu'à 5 %. Puis pour une tension de piégeage comprise entre 350 V et 1000 V, c'est l'inverse avec cette fois-ci des écarts qui s'élèvent jusqu'à 80 %. Il y a donc des écarts de mesure entre les appareils qui ne sont ni imputables aux débits d'échantillonnage car ceux-ci ne varient pas en régime stabilisé et ni imputables à un offset car les courbes de courant se croisent. Sur une plage inférieure ou égale à 500 V, les écarts restent inférieurs à 10%. Cependant, Amanatidis *et al* [103] précisent qu'il est important d'appliquer des tensions de piégeage assez éloignées pour limiter les erreurs. Ils préconisent des tensions de piégeage égale à 400 V et 800 V, ce qui dans notre cas sous-entend des écarts très importants. Une des solutions serait de réduire la gamme de piégeage avec une tension mini égale à 50V et l'autre égale à 400V. Malheureusement, une tension de piégeage trop faible sous-entend la mesure de particules dans le mode nucléation et d'ions probablement non piégés. Le mode nucléation est très sensible aux conditions extérieures et donc instable. De ce qui précède il apparait difficile d'utiliser deux appareils PPS tout en assurant des écarts de mesure acceptables. Par contre, il est possible d'utiliser un seul appareil PPS et d'alterner les tensions de piégeage sans modifier les paramètres moteur. Cette solution a l'avantage d'être plus simple d'utilisation mais ne peut pas être appliquée lorsque le moteur fonctionne en transitoires.

2.2.2 Comparaison des émissions de particules des moteurs EB2 et EB2dts

Sur les moteurs à allumage commandé et injection indirecte multipoints, l'injection s'effectue en amont de la soupape d'admission. De ce fait, l'air qui entre dans le cylindre a suffisamment de temps pour se mélanger à l'essence vaporisée et ainsi crée un mélange très homogène. Ce phénomène peut être amplifié par l'optimisation du « tumble » qui en déviant la veine d'air de manière à créer des tourbillons favorise le mélange. Un mélange homogène générera peu de particules. La figure II-9 représente la distribution en nombres des particules émises par le moteur EB2 atmosphérique à 2000 tr.min⁻¹ mesuré par le PPS en alternant les tensions de piégeage de 200 V à 800 V.

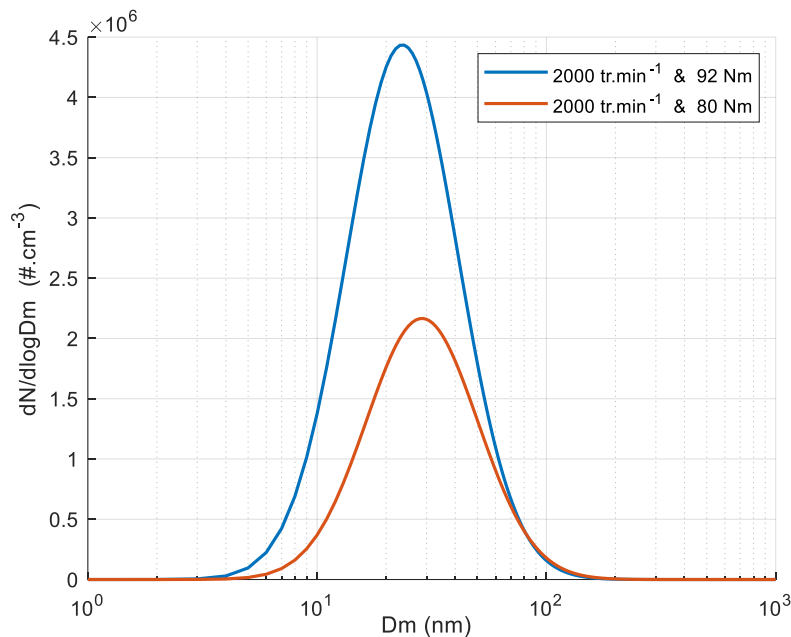


Figure II- 9-Distribution des concentrations en nombre des particules émises par le moteur EB2 atmosphérique

Les mesures se sont déroulées après avoir atteint la stabilité thermique du moteur. Pour un couple égale à 80 Nm et une richesse égale à 0.995, le nombre de particules s'élève à environ $2.15 \cdot 10^6 \text{ \#.cm}^{-3}$ avec un diamètre moyen égale à 30 nm. Pour un couple égale à 92 Nm et une richesse égale à 1, le nombre de particules est proche des $4.43 \cdot 10^6 \text{ \#.cm}^{-3}$ avec un diamètre moyen de 23 nm. Le nombre de particules émis par un moteur diesel se situe entre 10^7 \#.cm^{-3} et 10^8 \#.cm^{-3} avec des diamètres moyens compris entre 20 nm et 100 nm [98,108,118,130,131]. De par sa conception qui favorise l'homogénéisation, ce moteur à allumage commandé et injection indirecte génère donc 10 à 100 fois moins de particules qu'un moteur diesel pour un diamètre moyen deux à trois fois plus petit. Qu'en est-il avec un moteur à allumage commandé et injection directe ?

Sur la figure II-10 est représenté les distributions des concentrations en nombre des particules émises par le moteur EB2dts à 2000 tr.min⁻¹, après avoir atteint la stabilité thermique. A 60 Nm et une richesse inférieure à 1, le nombre de particules s'élève à $2.30 \cdot 10^6 \text{ \#.cm}^{-3}$ avec un diamètre

moyen égale à 20 nm. Tandis que pour un couple égal à 100 Nm, le nombre de particules s'élève à $3.40.10^6 \text{ \#.cm}^{-3}$ avec un diamètre moyen égal à 30 nm.

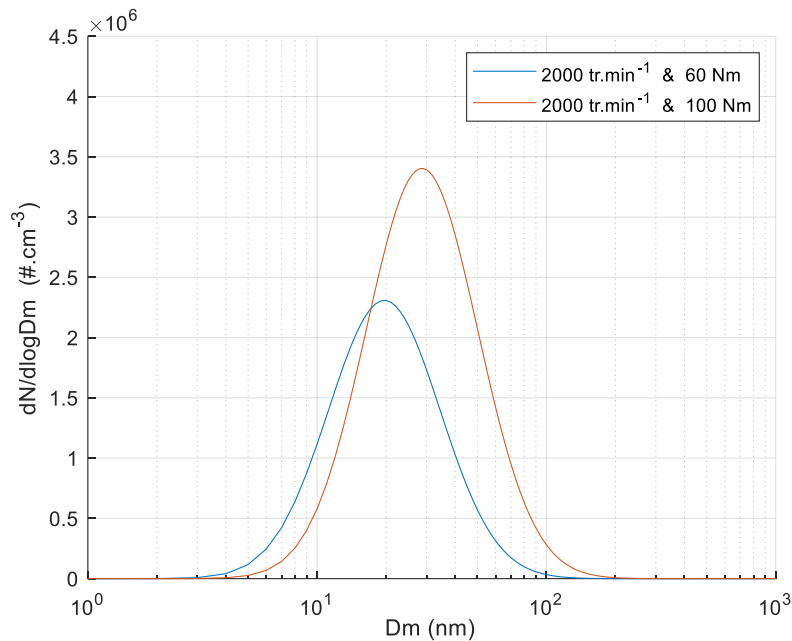


Figure II- 10-Distribution des concentrations en nombre des particules émises par le moteur EB2dts

Le nombre de particules émis pour le type de moteur étudié est donc sensiblement le même que ce soit un moteur à allumage commandé, injection indirecte multipoint, aspiration naturelle en charge partielle avec une richesse inférieure ou égale à 1. Ce résultat s'explique par les différentes stratégies d'injection rendues possible en injection directe. En effet, il est possible d'effectuer des injections par stratification et donc d'obtenir un mélange air/essence très homogène ce qui aura pour conséquence d'émettre un niveau de particules sensiblement égal à celui d'un moteur à injection indirecte. Une comparaison du nombre de particules émises en pleine charge des deux types de motorisations n'est pas souhaitable car d'autres paramètres autre que l'homogénéisation du mélange sont à prendre en compte, tels que le « mouillage » des parois.

2.2.3 Emissions des particules du moteur EB2dts sur toute la plage de couple

La figure II-11 représente la distribution des concentrations de particules en nombre et en masse émises par le moteur EB2dts à 3000 tr.min^{-1} , stabilité thermique atteinte, et ce sur toute la plage de charge. Les tensions de piégeages utilisées alternativement sont 200 V et 800 V. Pour la distribution des concentrations en nombre, le diamètre moyen à 3000 tr.min^{-1} et $C=25 \text{ Nm}$ est égale $d_m=13\text{nm}$ et à 3000 tr.min^{-1} et 190 Nm , $d_m=65 \text{ nm}$. Le diamètre moyen des particules est inversement proportionnel à la charge. Le nombre de particules est donc beaucoup plus important à faible charge qu'à pleine charge. A faible charge, le mélange est très homogène et le processus de formation reste au stade de nucléation avec des particules de petites tailles. A

forte charge, le mélange est hétérogène et produit donc plus de particules. Un nombre plus important de particules va augmenter le nombre de collisions entre elles et aussi avec les PAH.

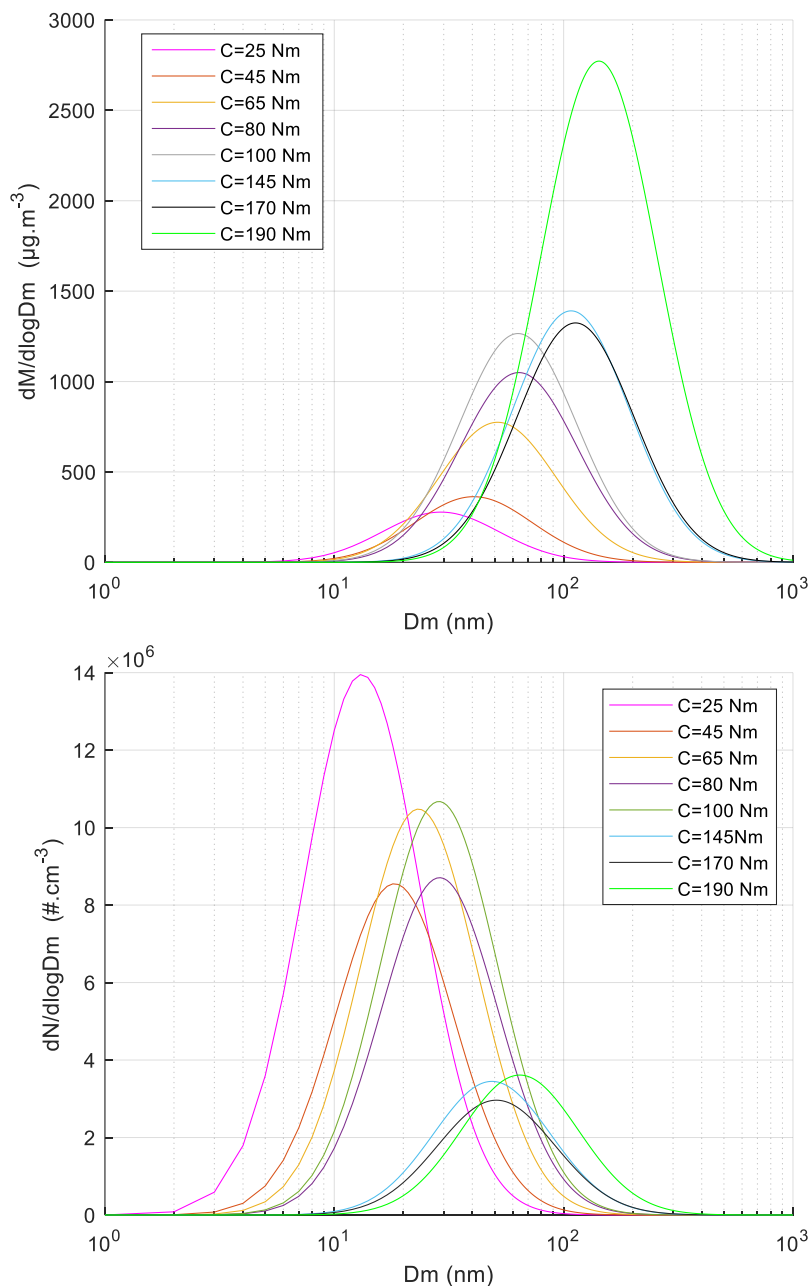


Figure II- 11-Distribution des concentrations en nombre et en masse des particules émises par le moteur EB2dts à 3000 tr.min⁻¹

Ces phénomènes dits de condensation et de coagulation décrits dans la partie (1.1.3) ont pour conséquence d'accroître la taille des particules en réduisant leur nombre. Finalement, on constate que les écarts sont importants et qu'il existe un nombre infini de distributions de particules par moteur dans une gamme délimitée. Celles-ci dépendent de la charge, du régime et sont spécifiques à chaque moteur. Ce résultat est important car il sous-entend que l'appareil PPS n'est pas adapté pour les transitoires puisqu'il est nécessaire de faire l'hypothèse d'un diamètre moyen alors que celui-ci varie continuellement.

Une des solutions serait de déterminer tous les diamètres moyens en fonction des différents points de fonctionnement moteur pour en quelque sorte établir une cartographie du diamètre par rapport au régime et au couple moteur. Puis, lors d'un transitoire, il suffirait d'associer un diamètre moyen à chaque point de fonctionnement moteur pour ensuite déterminer l'évolution de la concentration en nombre et en masse en fonction du temps. Cependant, cette solution semble hasardeuse, car le diamètre varie aussi durant le transitoire entre deux points de fonctionnement moteur et par conséquent l'évolution de la concentration en nombre et en masse est erronée. Pour éviter toute erreur ou mauvaise interprétation, il est préférable de retenir seulement le courant porté par les particules et mesuré par le PPS, sans interprétation du diamètre moyen.

Pour la suite des essais, nous comparerons simplement le courant mesuré par le PPS car celui-ci est proportionnel aux émissions de particules émises par le moteur.

2.2.4 Essais transitoires

Les essais en stabilisés sont intéressants car ils peuvent mettre en avant l'impact de tel ou tel phénomène sur les émissions de particules. Malheureusement, en utilisation normale, un véhicule est rarement exploité dans ces conditions, à part peut-être sur autoroute. Il est donc primordial d'observer de quelle manière évolue les émissions de particules sur un moteur à combustion interne durant un transitoire. A partir du logiciel STARS, il est possible de programmer des « transitoires » sur le banc moteur dynamique. Afin d'être proche des conditions réelles, le choix s'est porté sur un transitoire démarrant du ralenti à un régime de 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm de couple.

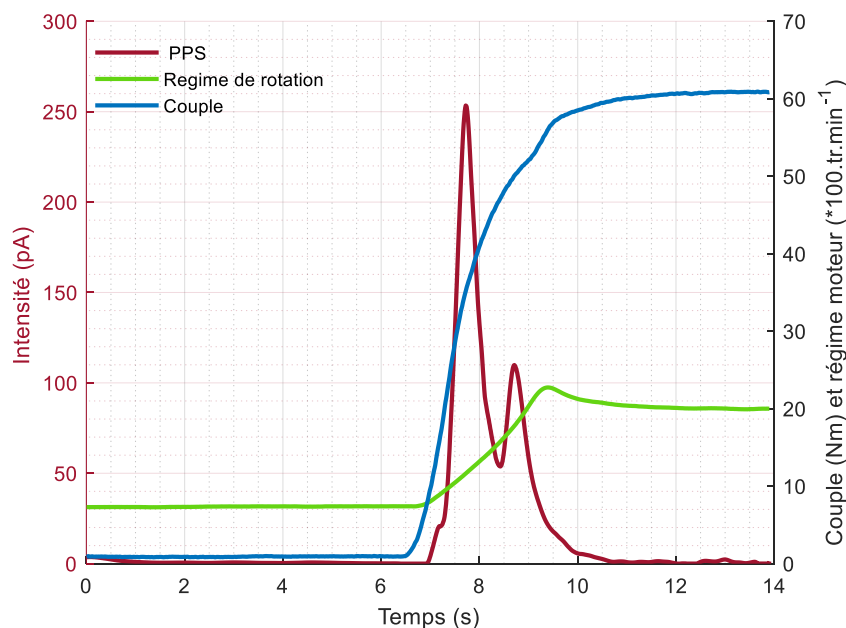


Figure II- 12-Evolution du courant émis par les particules lors d'un transitoire avec le moteur EB2dts

Sur la figure II-12, il est intéressant de constater que le courant mesuré durant le transitoire (courbe rouge) atteint les 250 pA alors que le courant mesuré en stabilisé, c'est-à-dire de [0 ;6] secondes et de [11 ;14] secondes oscille aux alentours de 2 pA. Il y a donc un facteur supérieur à 100 entre le fonctionnement stabilisé et le transitoire. Si l'on souhaite connaître l'impact d'un paramètre sur les émissions de particules, il est préférable de travailler sur des transitoires car son effet sera amplifié. De plus, ce mode de fonctionnement est plus représentatif de la réalité. En contrepartie, cela sous-entend de maîtriser totalement ces derniers ce qui est techniquement très compliqué. Malgré cette difficulté, les essais seront donc orientés exclusivement sur des transitoires de forme simple ou cyclique sur le banc moteur EB2dts.

2.3 Essais en transitoires

2.3.1 Validation des conditions de répétabilité

Le transitoire utilisé reprend les mêmes caractéristiques que celui représenté sur le Figure II-12. Celui-ci débute du ralenti pour atteindre le régime de 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm en 5 secondes. Pour atteindre ce point, il est nécessaire de maintenir la pédale d'accélérateur à 100% pendant 2 secondes environ. Le but est de créer un équivalent réel d'accélération lorsqu'un véhicule s'extrait d'un stop ou d'un feu de circulation. Un temps de 20 secondes est imposé entre chaque test pour, là encore, garantir les mêmes conditions de transition. Afin d'obtenir un maximum de données, 100 transitoires sont effectués consécutivement après avoir atteint la stabilité thermique. Celle-ci est atteinte après avoir laissé tourner le moteur pendant environ $\frac{3}{4}$ d'heure. Pour une analyse à iso-conditions d'essais, il est impératif de contrôler les différents facteurs de stabilité.

***Contrôle de la stabilité thermique du moteur**

La figure II-13 représente l'évolution des températures d'huile moteur, de liquide de refroidissement moteur et de la cellule pendant les 100 transitoires. Il est intéressant de constater qu'une deuxième stabilité thermique apparaît à partir du 15^{ème} test consécutivement à la redondance des transitoires. La température d'huile moteur se stabilise à 98°C à partir du 20^{ème} transitoire. Il en est de même pour la température du liquide de refroidissement et de la température de la cellule du banc moteur qui se stabilisent respectivement à 93°C et 26° C. La figure II-14 représente l'évolution de la température à l'admission, c'est-à-dire dans le plenum du répartiteur d'admission, et de la température échappement après pot catalytique durant les transitoires. Là aussi, une deuxième stabilité thermique est visible vers le 15^{ème} test. La température se fige à 32°C et 560°C pour respectivement les températures à l'admission et l'échappement. Il apparaît très clairement que les conditions thermiques du moteur sont parfaitement stables à partir du 20^{ème} test avec des écarts inférieurs à 1 % au maximum.

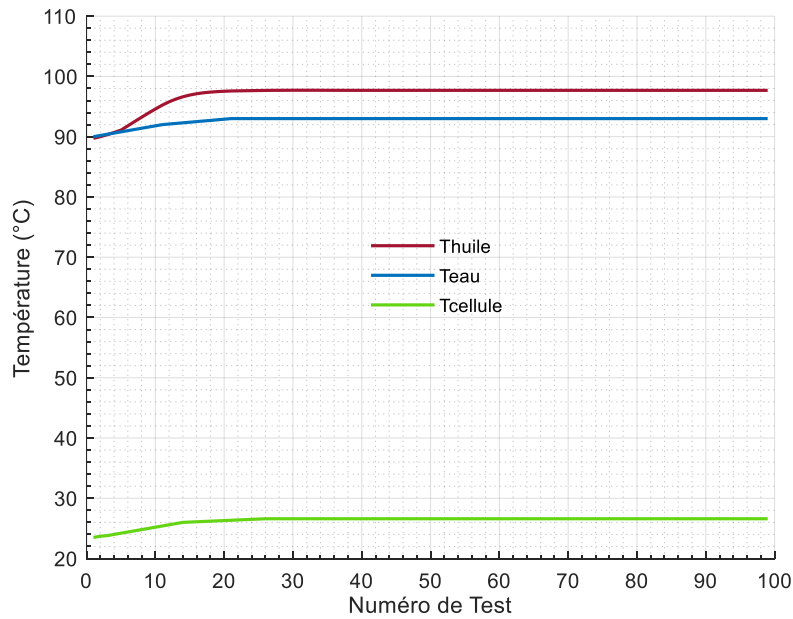


Figure II- 13-Evolution des Températures moteurs durant les transitoires

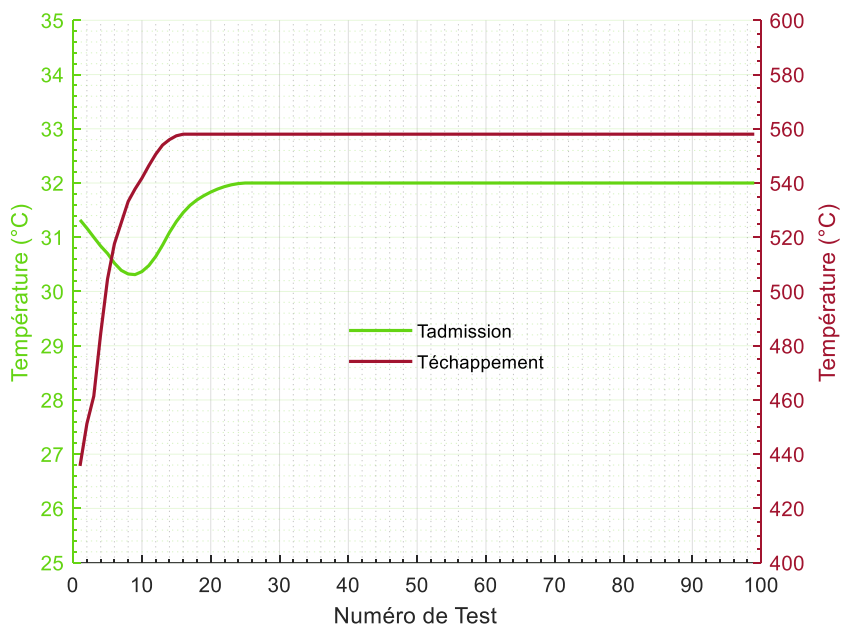


Figure II- 14-Evolution des Températures admission et échappement durant les transitoires

***Contrôle de la stabilité de la température et de la pression du PPS**

Afin de contrôler les conditions de mesure du PPS, la ligne d'air comprimé est équipé d'un double filtre pour éliminer toutes impuretés, telles que l'huile, poussières, etc...résultant du compresseur. Un capteur de pression est aussi implanté sur la ligne d'air comprimé du PPS car il est primordial que le débit d'air comprimé soit le plus constant possible, ce qui passe par le

contrôle de sa pression. Sur la figure II-15, il apparaît que cette dernière est parfaitement régulée puisque la pression ne varie que de seulement 2 mbars sur une centaine de tests.

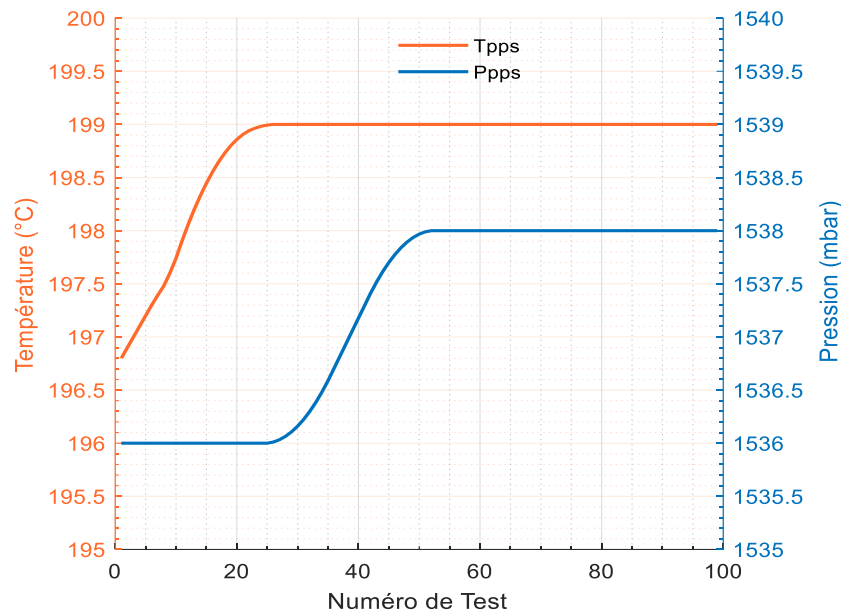


Figure II- 15-Evolution de la Température et de la Pression du PPS

Un capteur de température est posé à l'entrée du PPS pour contrôler la température des gaz aspirés. Là encore, la température augmente d'un peu plus de 2°C pour se stabiliser à 199°C à partir du 20^{ème} test et ce jusqu'à la fin. Comme pour le moteur, les conditions de mesure du PPS sont parfaitement maîtrisées avec des écarts inférieurs à 1%.

***Contrôle de la Stabilité des actionneurs moteur**

L'unité centrale Stars permet de créer des transitoires et des cycles en pilotant directement le calculateur moteur. Pour s'assurer de la répétabilité de ces essais, il est nécessaire de contrôler celle des actionneurs du moteur. La pédale d'accélérateur est peut-être le plus important des actionneurs, puisque c'est elle qui commande la charge du moteur. Sur la Figure II-16, l'évolution de la pédale d'accélérateur débute à environ 10 % au ralenti pour ensuite atteindre 75 % lors de la pleine charge pour enfin venir se stabiliser vers les 24 % à 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm. Pour information, 75 % correspond à l'enfoncement maximal de la pédale. Pour une meilleure visibilité ne sont représentés qu'une dizaine de tests successifs sur la Figure II-16, mais le résultat reste le même pour l'ensemble des tests. Les écarts entre chaque test par rapport à la moyenne sont très faibles et sont inférieurs à 5 %. Sur la figure II-17 est représentée l'évolution de la quantité de carburant injecté et de la pression d'injection sur une dizaine de transitoires successifs. Ces données sont importées du calculateur moteur via l'interface de commande Inca. Il ne s'agit pas de mesures, mais d'estimations basées sur l'alimentation électrique transmise aux injecteurs et à la pompe électrique haute pression du carburant.

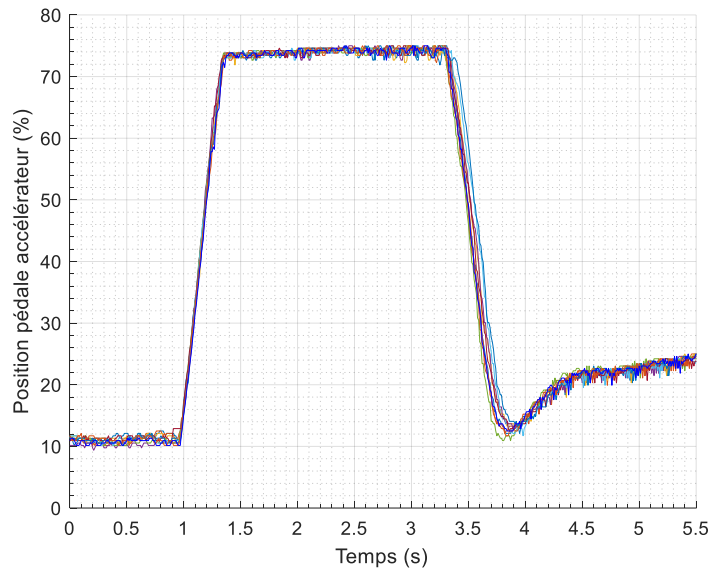


Figure II- 16-Répétabilité de la position de la pédale d'accélérateur lors de transitoires

Que ce soit pour la pression ou pour la quantité de carburant injecté, les variations entre chaque test sont très faibles avec des écarts maxi par rapport à la moyenne inférieurs à 5 %. Il est utile de préciser que la fréquence d'enregistrement avec Inca est limitée, ce qui crée des signaux « carrés », et si celle-ci avait été plus importante, les écarts apparaîtraient encore plus faibles.

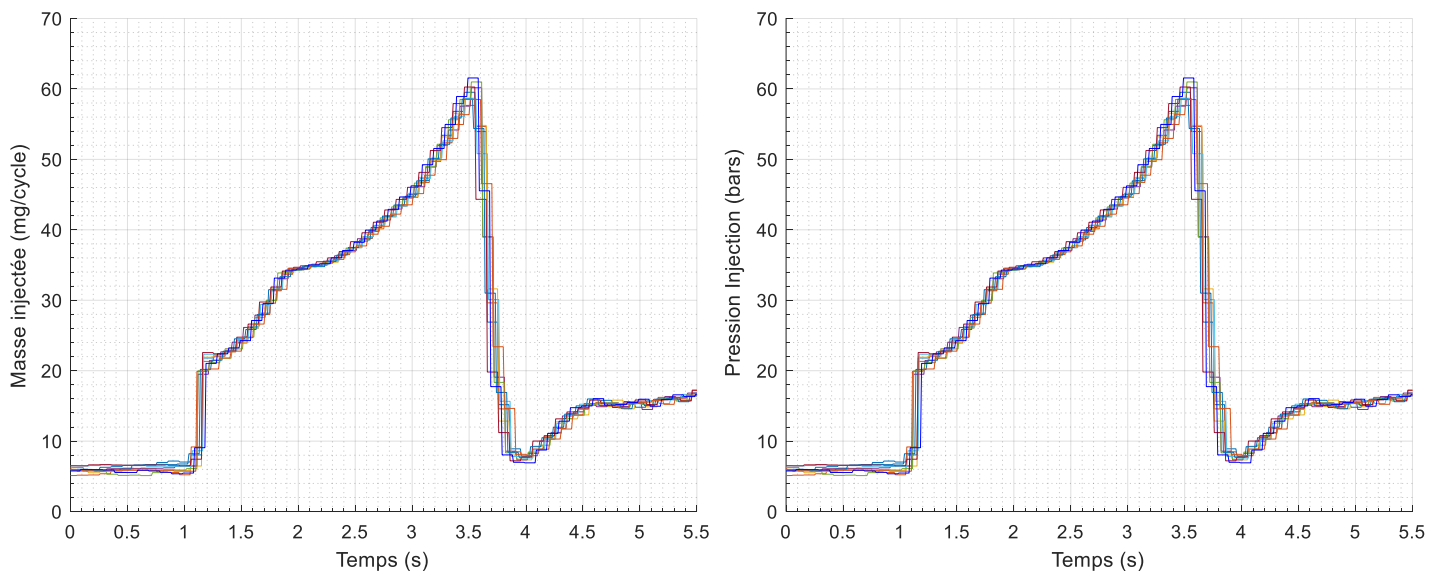


Figure II- 17-Répétabilité du carburant injecté et de la pression d'injection lors de transitoires

Le moteur EB2dts est équipé d'arbres à cames à géométrie variables. C'est-à-dire qu'il est possible de modifier l'épure de distribution en fonction des paramètres moteur.

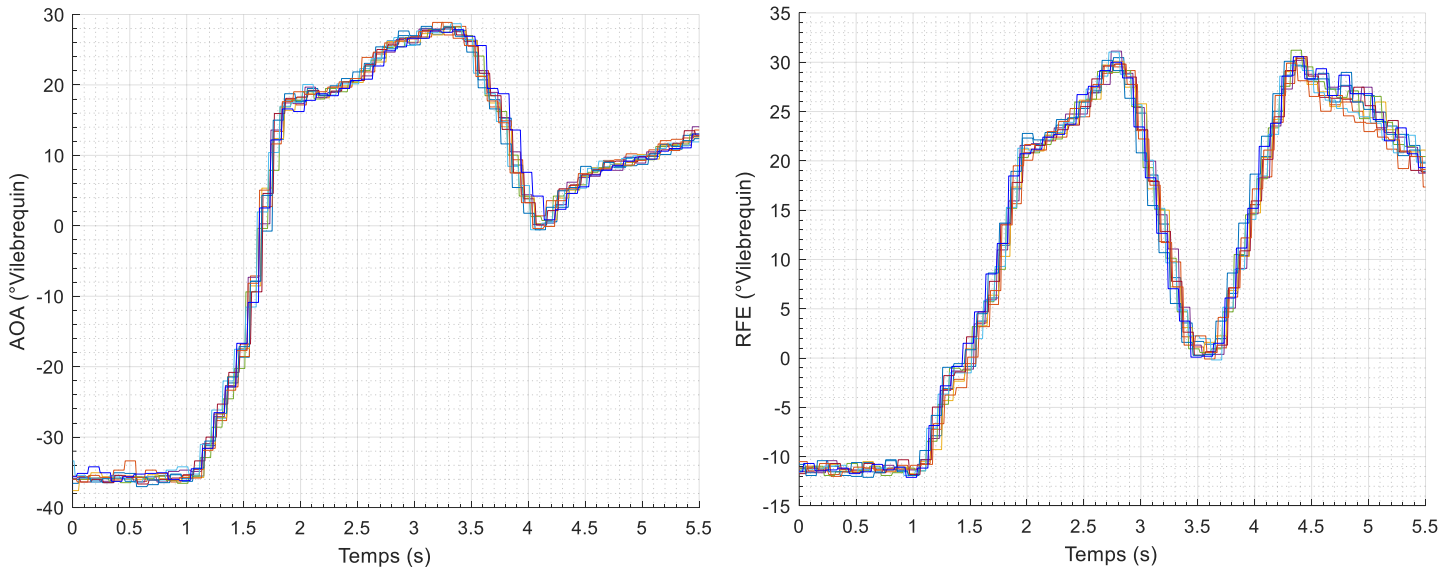


Figure II- 18-Répétabilité des ouvertures et fermeture des arbres à cames admission et échappement lors de transitoires

L'évolution des ouvertures des arbres à cames d'admission et d'échappement pour une dizaine de transitoires successifs est présentée sur la figure II-18.

Au ralenti, il y a environ -36° d'avance à l'ouverture admission (AOA) par rapport au PMH et -12° pour le retard à la fermeture échappement (RFE) par rapport au PMH. Puis lors de la pleine charge, cette avance augmente jusqu'à 28° pour ensuite diminuer et se stabiliser vers les $10^\circ/15^\circ$ à 2000 tr.min^{-1} et 60 Nm . Le retard à la fermeture échappement atteint 30° en pleine charge pour ensuite diminuer à 0° et ré-augmenter ensuite pour finalement se stabiliser vers les $15^\circ/20^\circ$ à 2000 tr.min^{-1} et 60 Nm . Là encore, les variations entre chaque test sont minimales et restent inférieures à 5 % par rapport à la moyenne.

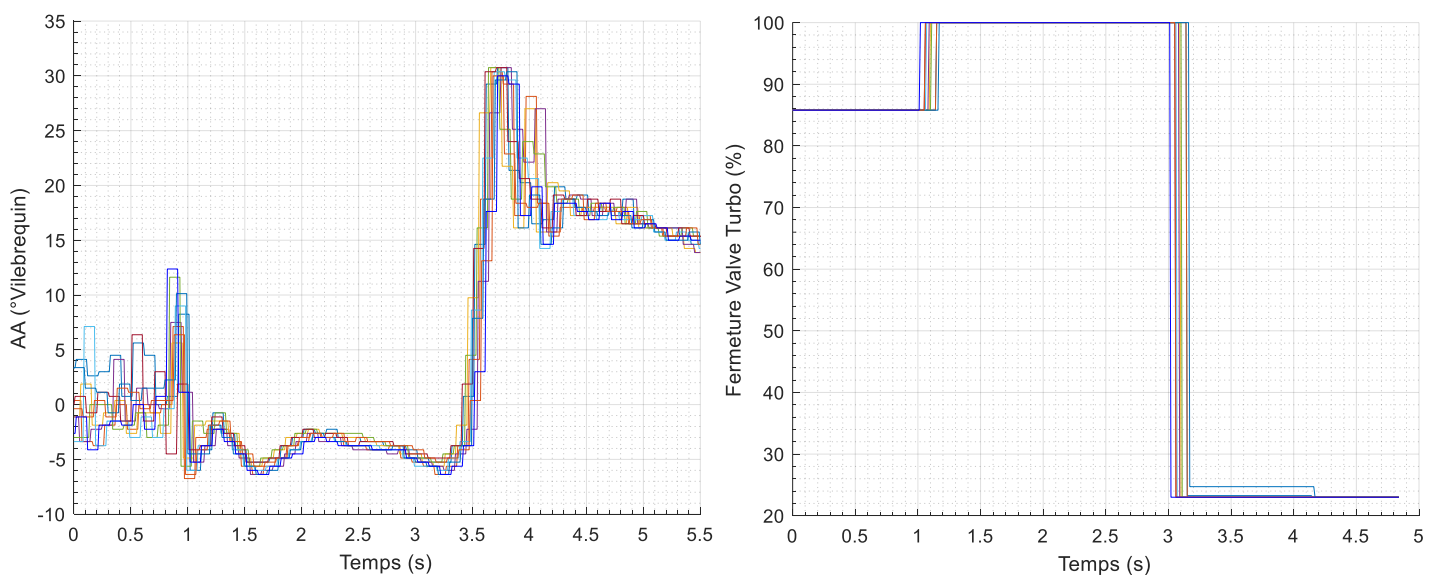


Figure II- 19-Répétabilité de l'avance à l'allumage et de la fermeture de la valve échappement lors de transitoires

La répétabilité de l'avance à l'allumage est présentée sur la figure II-19, graphique gauche. Lors de la phase ralentie, c'est-à-dire entre 0 et 1 s environ, l'avance à l'allumage varie de manière non négligeable avec des fluctuations qui oscillent entre -5° et $+5^\circ$ d'avance par rapport au PMH. Au ralenti, le moteur est peu ou pas chargé et son régime de rotation faible, c'est-à-dire 750 tr.min^{-1} pour le moteur EB2dts, à chaud. Dans ces conditions, la moindre petite variation de la quantité de carburant injectée a une incidence sur la richesse du mélange. Cette perturbation peut être due à une ouverture plus ou moins précise de l'injecteur. De la même manière, le dosage en air est assez sensible aux légères oscillations du papillon d'admission, ce qui là encore peut se traduire par des variations de richesse du mélange. Pour réguler la richesse, le calculateur moteur analyse la teneur en oxygène des gaz d'échappement à l'aide de sa sonde à oxygène et modifie l'avance à l'allumage en conséquence. Il est donc normal d'observer des variations de l'avance à l'allumage en phase ralentie [132]. Ensuite, lors de la pleine charge et lorsque le point de fonctionnement moteur désiré est atteint, les écarts d'avance à l'allumage entre chaque test deviennent minimes. Il est utile de préciser qu'une meilleure fréquence d'acquisition atténuerait les écarts à partir de la pleine charge, mais celle-ci est conditionnée par le calculateur.

Sur le graphique droit de la figure II-18 est présenté l'évolution de la fermeture de la soupape à l'échappement d'une dizaine de transitoires successifs. Là encore, les écarts sont très faibles et restent inférieurs à 5 % par rapport à la moyenne.

*Contrôle de la stabilité des paramètres moteurs

En réaction à la commande, il est important de vérifier si les paramètres moteurs, c'est-à-dire si l'évolution de couple et du régime moteur, sont répétables et suivent l'évolution souhaitée lors de la création du transitoire. Sur la figure II-20, il apparaît que les variations du régime moteur et du couple moyenné entre chaque test sont encore une fois minimes, voire inexistantes.

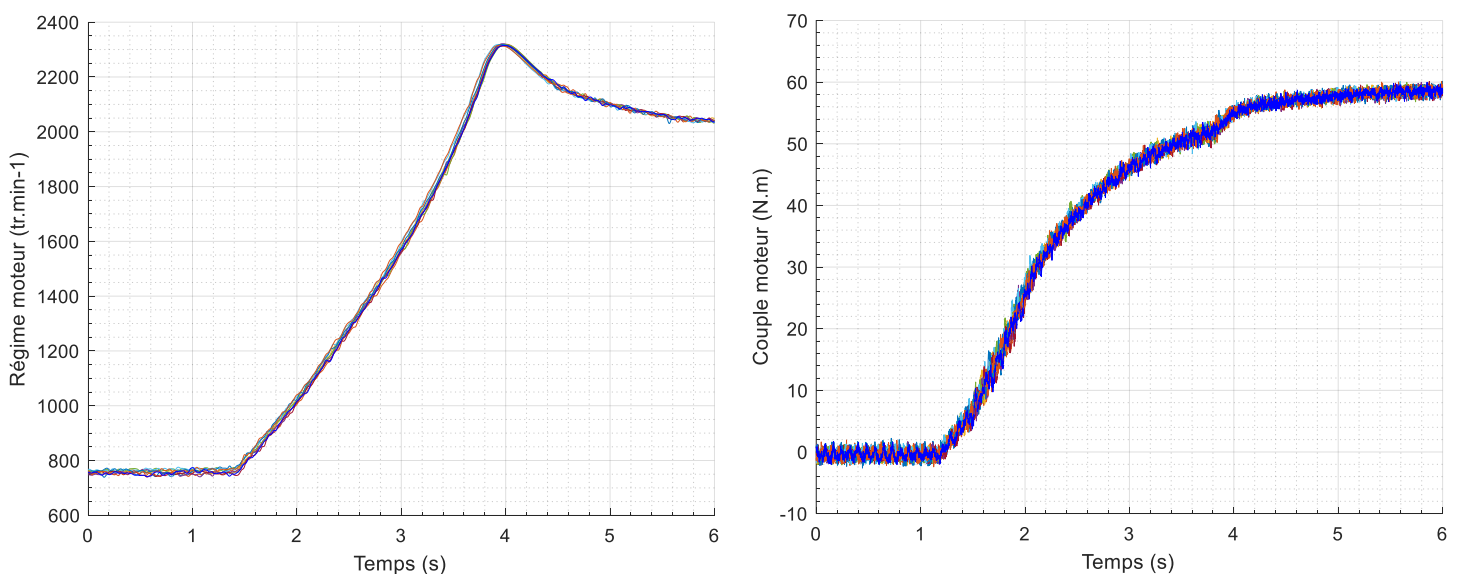


Figure II- 20-Répétabilité du régime de rotations et du couple moteur lors de transitoires

De ce qui précède, que ce soit la thermique, les actionneurs, les paramètres moteur ou bien la thermique et la pression de l'appareil PPS, les écarts entre chaque test sont minimes et inférieurs à 5 %. La création de ces cent transitoires est donc parfaitement maîtrisée et répétable, ce qui permettra d'exploiter pleinement les résultats.

2.3.2 Résultats et Analyse

*Emissions de particules

La figure II-21 illustre l'intégrale du courant mesuré par le PPS pour chaque test sur une série de cent transitoires. Pour rappel, il a été conclu dans la partie 2.2.3 que la comparaison des essais en terme d'émission de particules se ferait à partir du courant mesuré par le PPS.

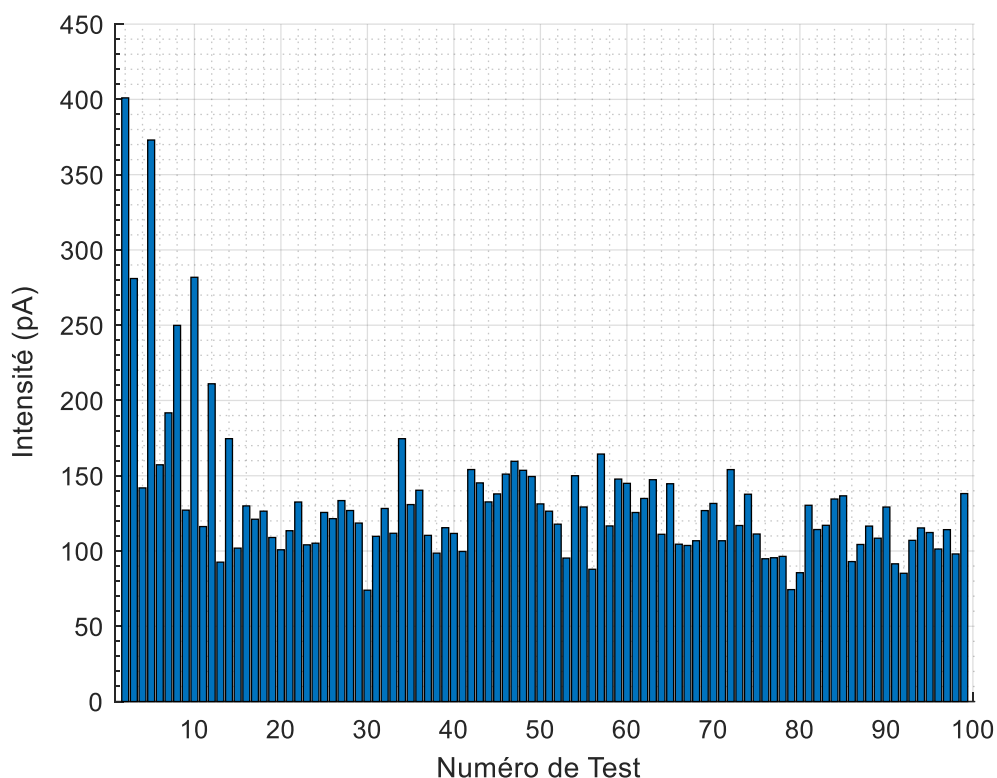


Figure II- 21- $\overline{\text{IntegI}}$ pour chaque transitoire

Celui-ci étant proportionnel aux émissions de particules. Les dix premiers transitoires présentent des variations d'amplitudes très importantes par rapport aux autres tests. Il a été vu précédemment qu'une deuxième stabilité thermique était atteinte consécutivement à la redondance des transitoires, et ce malgré un temps de mise en température moteur supérieure à $\frac{3}{4}$ d'heure (voir figure II-14). Afin d'analyser des essais à iso-conditions, il est opportun d'exclure les 20 premiers transitoires. Malgré cela, la variation maxi du courant mesuré par le PPS atteint 80 % par rapport à la moyenne, avec un écart type qui s'élève à 18 % pour une Intégrale moyenne $\overline{\text{IntegI}} = 121 \text{ pA}$.

L'intérêt de ce type d'essais est de pouvoir comparer un nombre important de tests réalisés strictement dans les mêmes conditions.

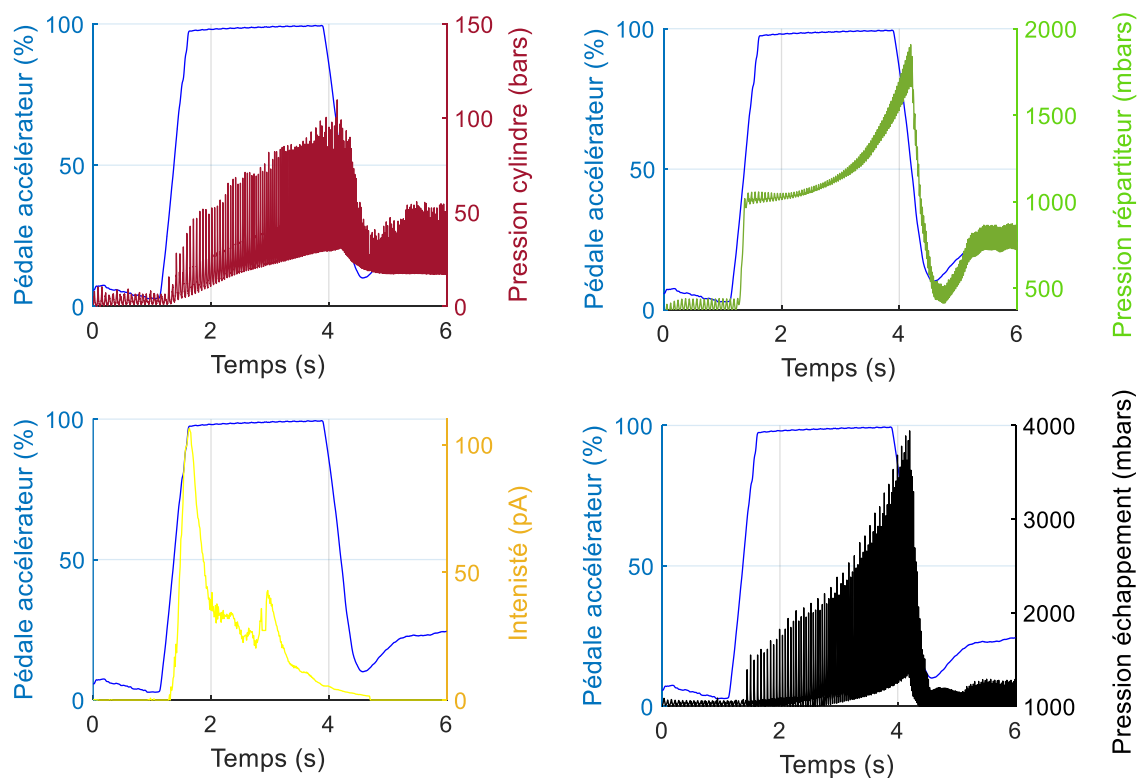


Figure II- 22-Analyse d'un transitoire

L'analyse du couple dynamique est une source intéressante mais il est difficile d'obtenir une vision fine des évènements. En effet, si pour une quelconque cause, une pression cylindre est plus faible que la normale, les autres pressions cylindres auront tendance à atténuer cette anomalie ce qui aura pour conséquence de lisser le signal du couple dynamique. Ce type d'information ne sera donc pas utilisé. La figure II-22 détaille les évolutions des signaux de pressions cylindres, pression dans le répartiteur d'admission, pression dans le collecteur d'échappement et du courant mesuré par le PPS. Un offset a été appliqué sur le courant du PPS (graphique jaune).

En effet, celui-ci mesure en continu le courant porté par les particules, mais il y a un délai entre un fait générateur de particules et la mesure de celui-ci par l'appareil : remplissage cylindre, combustion, échappement, aspiration d'un échantillon par le PPS, mesure puis refoulement. Après divers essais, l'offset a été estimé à 1.2 s pour ce transitoire. Le courant mesuré par le PPS augmente fortement au début de l'accélération. En effet, pour obtenir une accélération rapide, il est nécessaire d'enrichir le mélange air/essence pour contrer les frottements et surtout les effets inertiels. Ces variations rapides de richesse génèrent beaucoup de particules. Puis, l'accélération ralentit, ce qui favorise les conditions stoechiométriques et donc génère moins de particules : le courant mesuré par le PPS décroît. A la décélération, la quantité du carburant injecté diminue fortement tandis que le papillon d'air se referme et crée une rupture brutale du débit d'air. Il y a donc une variation rapide de la richesse mais qui a des conséquences infimes en terme d'émissions de particules.

L'étude des signaux de pression à l'admission est intéressante car elle permet de déterminer par exemple le temps d'ouverture du papillon lors d'un transitoire. La figure II-23 représente les évolutions des pressions dans le répartiteur et dans les cylindres lors d'un transitoire. Le temps d'ouverture du papillon correspond au temps nécessaire à la pression dans le répartiteur d'évoluer de 400 mbars environ à la pression atmosphérique, c'est à dire environ 1020 mbars. Graphiquement, ce temps oscille entre 2 et 3 cycles et diffère à chaque test . L'analyse des pressions cylindres est très importante car elle fournit des informations très précises à chaque cycle.

La figure II-24 décrit précisément l'évolution des pressions cylindres de deux tests : le test 27 et le test 33. A partir des résultats présentés sur la figure II-21, il s'avère que $\text{IntegI}(27) = 134 \text{ pA}$ et $\text{IntegI}(33) = 112 \text{ pA}$, soit un écart d'environ 20%. Il est intéressant de constater que les signaux de pression de ces deux tests ont des disparités importantes. Au début du transitoire, il n'y a quasiment pas de variations. A environ $t=1.16 \text{ s}$, le pic de pression du test 27 atteint 27 bars tandis que celui du test 33 atteint péniblement les 15 bars. Des variations similaires sont perceptibles à $t=1.21 \text{ s}$ et $t=1.26 \text{ s}$. Ces disparités peuvent être dues à la quantité de carburant réellement injecté, mais aussi aux variations cycle à cycle importantes sur les moteurs à allumage commandé [133,134]. Lors de tests stabilisés, les variations maximales cycle à cycle de la pression cylindre oscillaient entre 30 % et 40 %. Lors d'un transitoire, ce phénomène peut être accentué par la soudaine accélération de la veine d'air qui affecte le tumble [135].

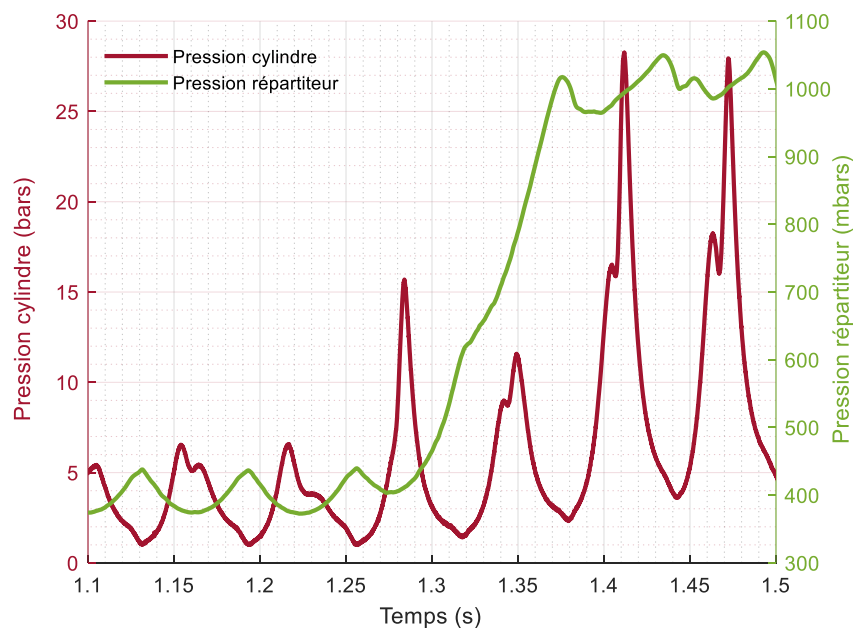


Figure II- 23-Evolution des pressions cylindres et de la pression d'admission en transitoire

Bien évidemment tout le long du transitoire subsiste des variations de pression cylindre comparables à celles présentées ci-dessus. Graphiquement, il est possible de constater des variations non négligeables de la durée de combustion. Le délai entre le pic de pression qui correspond au PMH et le pic de combustion est perceptible sur plusieurs cycles. Ces différences peuvent s'expliquer soit par l'instabilité de l'avance à l'allumage soit par des variations significatives de la quantité air/carburant emprisonnée dans le cylindre durant la combustion ce qui impacte la vitesse de combustion. Cette seconde hypothèse est à privilégier puisque

l'analyse des données du calculateur via Inca ne présente pas de différences significatives d'un test à l'autre.

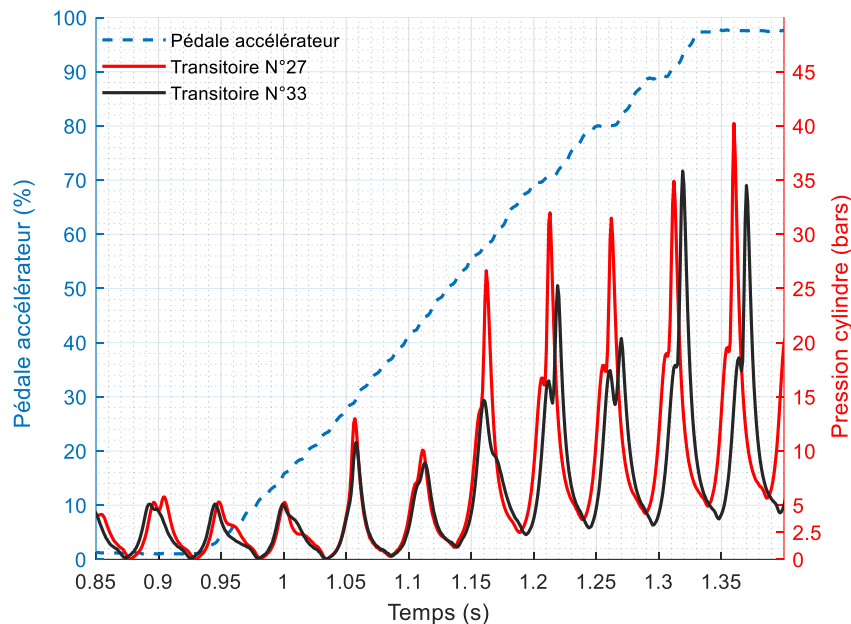


Figure II- 24-Evolution des pressions cylindres lors d'un transitoire

Par contre, à partir de 1.3 s, les disparités entre les signaux de pression cylindre deviennent plus faibles. Cette synthèse ne se résume pas à ces deux tests, puisque l'analyse des pressions cylindres des cent transitoires présente, sauf quelques rares exceptions, des différences notables. Il apparaît donc clairement qu'au début de chaque transitoire, divers facteurs, tels que, la position du vilebrequin, le remplissage et les variations cycle à cycle viennent influencer la richesse du mélange air/carburant et donc le taux d'émission de particules.

***Emissions de NOx**

La figure II-25 ci-dessous représente le niveau des émissions de NOx pour chaque transitoire. La masse moyenne des émissions de NOx pour les 100 transitoires s'élève à $\overline{M_{NOx}} = 237$ mg. Les variations maximales par rapport à la moyenne sont proches des 6 % avec un écart type proche des 2 %. En raison des hautes températures régnant à l'intérieur du cylindre, l'azote contenu dans l'air réagit avec l'oxygène pour créer des oxydes d'azote.

Les oxydes d'azote sont principalement constitués d'une importante quantité de NO et d'une faible quantité de NO₂ [136–138]. Les émissions de NOx soulignent la présence d'oxygène dans le mélange air/carburant lors de la combustion. Si les variations des émissions de NOx sont minimales entre chaque test, cela sous-entend que l'évolution de la richesse lors des transitoires est quasi-identique. Par conséquent, les variations de richesse sont minimales entre chaque test.

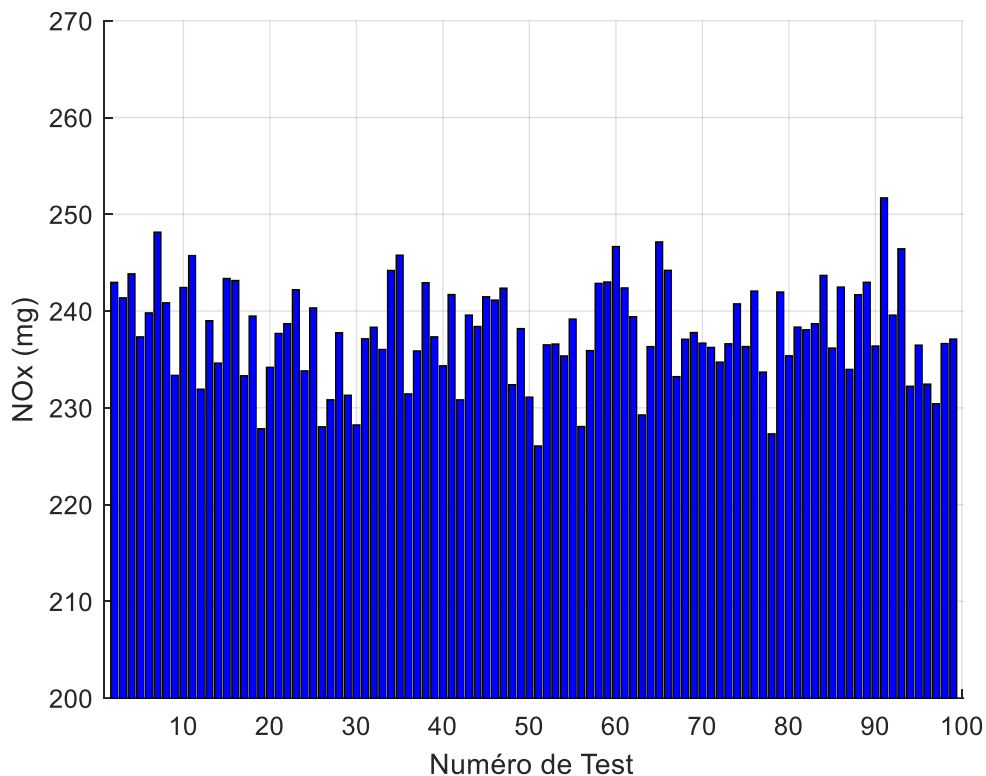


Figure II- 25-Emission des NOx pour chaque transitoire

Enfin, il s'avère que les différents tests en transitoires présentent de grandes disparités en terme d'émission de particules. Il est nécessaire de définir si les résultats obtenus sont spécifiques à ces transitoires ou bien s'ils sont identiques pour les cycles.

2.4 Cycles et Mini-Cycles

2.4.1 Cycle normalisé WLTP

Pour configurer un Cycle, il est nécessaire de définir un véhicule. Le moteur EB2dts équipe entre autre le véhicule Peugeot 308. Nous avons donc utilisé ses caractéristiques techniques telles que les rapports de boîtes de vitesses, de pont, l'embrayage, le poids, la résistance aérodynamique, masse, etc...pour configurer ce véhicule sur STARS. Le cycle WLTP pour « **W**orldwide **H**armonized **L**ight-Duty **V**ehicules **T**est **P**rocédure **C**ycle», définis par le conseil européen, impose les rapports de vitesse engagés en fonction de la vitesse du véhicule [139][140]. Ces changements de vitesses sont donc propres à chaque véhicule. La figure II-26 représente l'intégrale du courant mesuré par le PPS durant un cycle WLTP. Pour une meilleure lisibilité, seulement cinq cycles ont été représentés. La vitesse du véhicule est aussi représentée sur le graphique afin de comparer les fortes accélérations avec les augmentations brutales du

courant mesuré par le PPS. Comme il a été précisé précédemment, le courant est bien évidemment proportionnel aux émissions de particules.

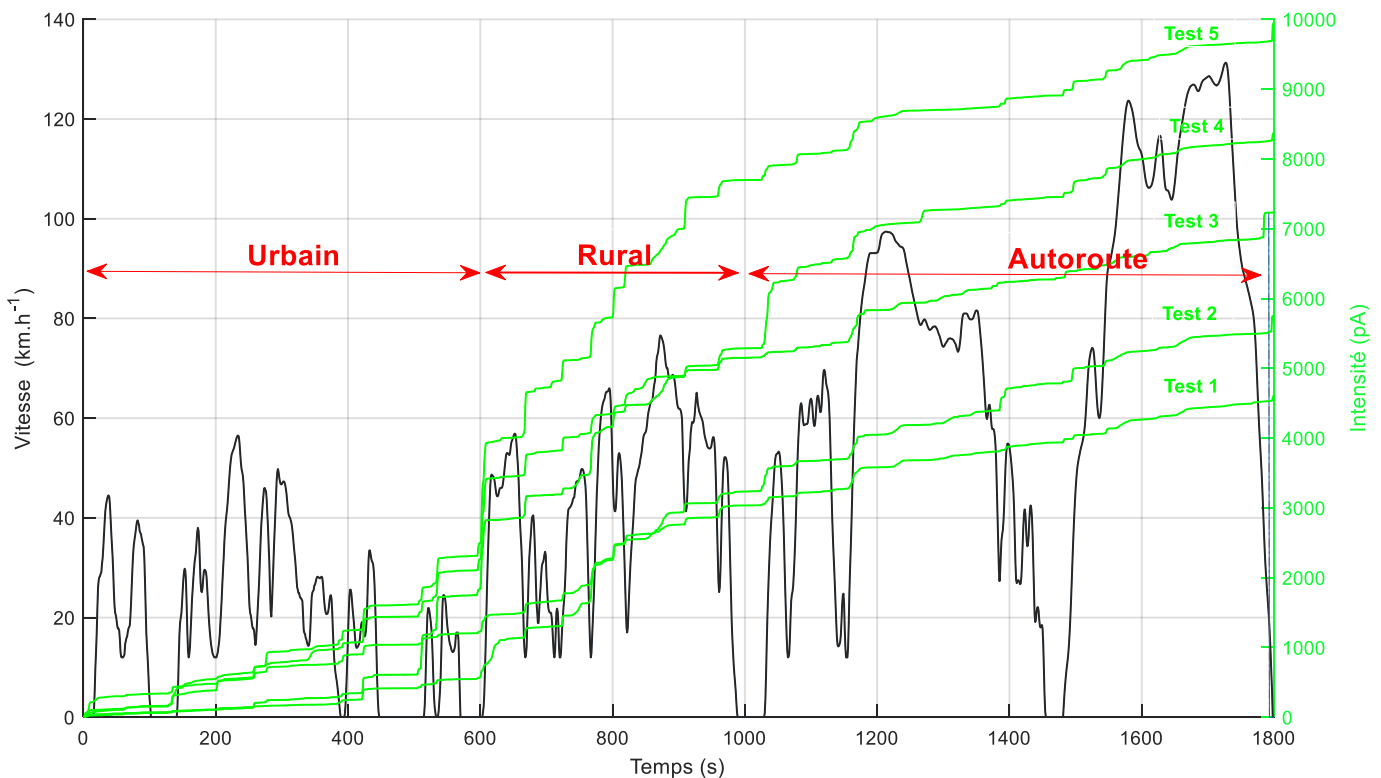


Figure II- 26-Courant mesuré par le PPS lors d'un cycle WLTP

Ces cinq tests ont été effectués dans les mêmes conditions, c'est-à-dire que pour chacun d'entre eux, le moteur avait atteint sa stabilité thermique : 92°C pour la température de refroidissement et 91°C pour la température d'huile. Les conditions de température d'air dans le répartiteur, de pression atmosphérique, de pression d'alimentation et de température du PPS étaient maîtrisées, comme pour les tests en transitoires. Il est intéressant de constater que de grandes disparités se manifestent lors de fortes accélérations qui contiennent les phases « Low » et « Medium » du cycle WLTP comme par exemple à 500 secondes, 600 secondes et 1000 secondes. Ces dernières sont nettement plus faibles dans la phase « High » car il y a peu de fortes accélérations. Par exemple, l'intégrale du courant mesuré du Test 5 est deux fois plus importante que celle du Test 1. Ce qui sous-entend que le test 5 émet 2 fois plus de particules que le test 1. Finalement, l'écart maxi entre les cinq tests et la moyenne atteint les 75 % avec un écart type qui s'élève à 30 % pour une intégrale moyenne $\overline{\text{Integi(WLTC)}} = 7200 \text{ pA}$ environ.

2.4.2 Cycle Normalisé RDE

Un autre cycle a été expérimenté dans les mêmes conditions d'essai moteur. Il s'agit du cycle RDE. Ce dernier a pour ambition de créer des conditions routières proches de la réalité en imposant des vitesses moyennes et des distances mini et maxi pour les phases urbaines, rurales

et autoroutières que constitue ce cycle [139,141,142]. La phase urbaine doit être comprise entre 29 % et 34 % de la distance totale du cycle avec une vitesse moyenne comprise entre 15 km.h⁻¹ et 40 km.h⁻¹. La phase rurale doit être comprise aux alentours de 33% de la distance totale avec une vitesse comprise entre 60 km.h⁻¹ et 90 km.h⁻¹. La phase autoroutière doit être aux alentours de 33 % de la distance totale avec une vitesse comprise entre 90 km.h⁻¹ et 140 km.h⁻¹. La durée totale du cycle ne doit pas excéder 120 minutes, la durée d’immobilisation en cycle urbain doit être comprise entre 6 % et 30 % de la durée de cette séquence, et contrairement au Cycle WLTP, les rapports de vitesses ne sont pas imposés.

	Urbain	Rural	Autoroute
Durée (s)	3526,47	2013,1	950,81
Vmoy (km.h⁻¹)	29,77	68,44	113,08
Distance (km)	29,16	38,27	29,87
Distance (%)	29,97	39,33	30,70

Tableau II- 4- Caractéristiques du Cycle RDE

Dans un premier temps, un circuit routier répondant aux conditions définies par la réglementation via un GPS a été créé et testé en conditions réelles avec une Peugeot 308 équipé du moteur EB2DTS.

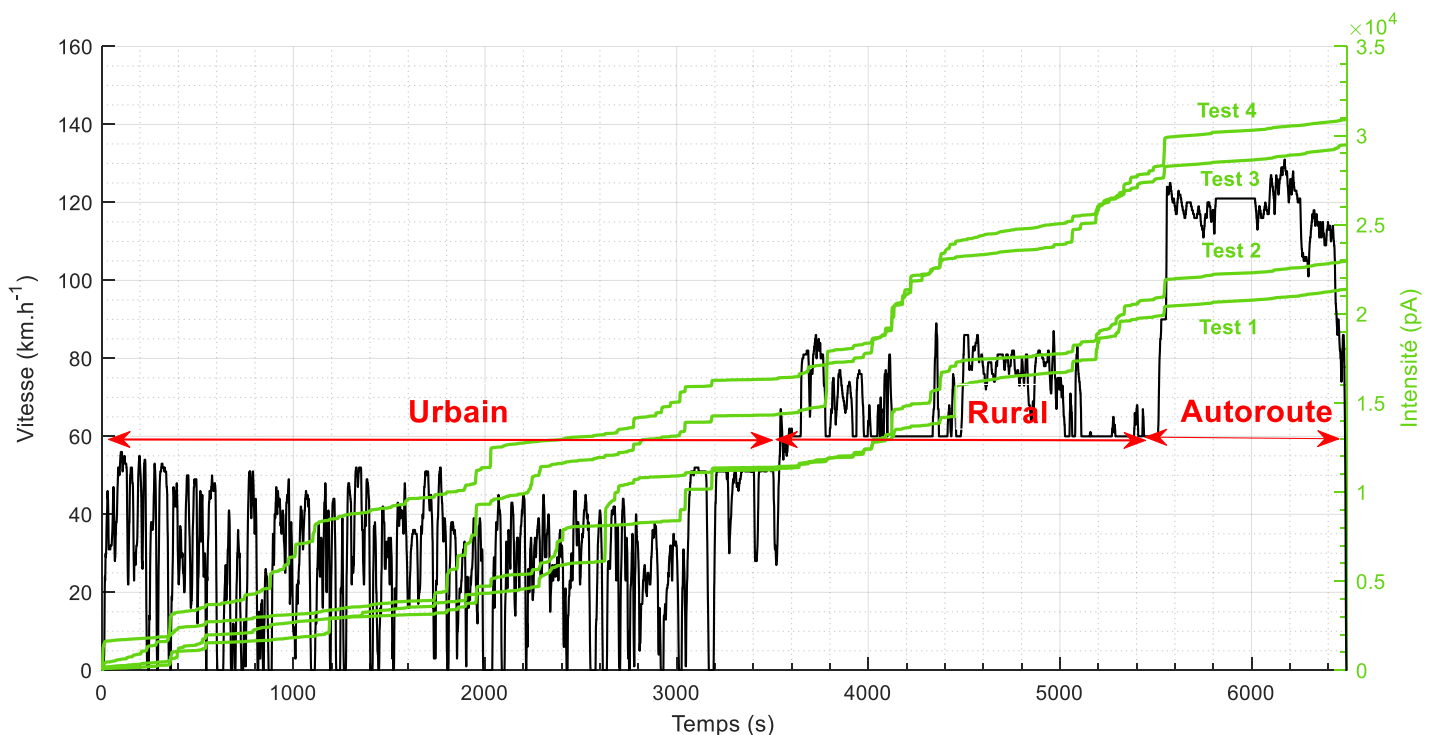


Figure II- 27- Courant mesuré par le PPS lors d'un cycle RDE

L'enregistrement des vitesses de véhicule, régime moteur et rapports de vitesses ont permis de recréer ce Cycle RDE sur le banc moteur dynamique à partir du logiciel STARS. Les caractéristiques du cycle créé en accord avec la législation sont détaillées dans le Tableau II-4 ci-dessus. Sur la figure II-27 qui représente l'évolution du courant émis par les particules durant le cycle, on constate là encore de fortes dispersions entre les tests. Le test 1 émet 1.5 fois plus de particules que le test 2 à iso conditions d'essais. Comme pour les cycles WLTP, les cycles étaient lancés après avoir atteint la stabilité thermique. L'écart maxi entre les 4 tests atteint 36 % avec un écart type que s'élève à 18 % pour une intégrale moyenne $\text{IntegI(RDE)} = 26200 \text{ pA}$ environ.

Ces résultats démontrent qu'il est difficile d'obtenir une répétabilité en termes d'émissions de particules sur les cycles WLTP et RDE avec des écarts maxi suffisamment faibles pour définir des facteurs impactant ces émissions et ce malgré des conditions de température et de pression maîtrisées.

2.4.3 Mini-Cycles

Compte tenu des disparités importantes obtenues sur différents cycles malgré la rigueur de tests, il s'avère primordial de déterminer quelles en sont les raisons. Pour ce faire il est nécessaire de « générer » suffisamment de données afin d'en comprendre la raison. Or, la durée des cycles est trop importante pour obtenir suffisamment de données sans modifier les conditions atmosphériques tels que la pression, la température de la cellule moteur etc.... En effet, un Cycle WLTP dure 30 minutes tandis qu'un Cycle RDE dure à peine deux heures.

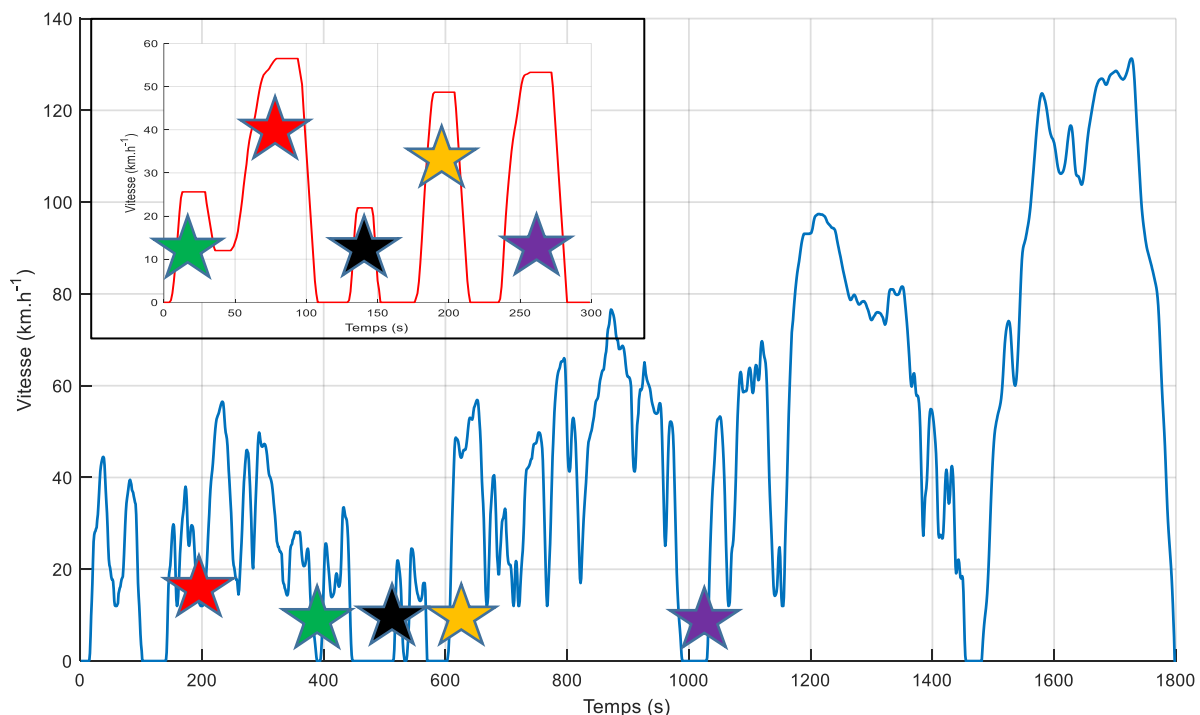


Figure II- 28-Construction du Mini-Cycle à partir du Cycle WLTP

L'idée est donc venue de créer un Mini-cycle d'une durée de 300 secondes représentatif du cycle WLTP. Ce Mini-Cycle, visible sur la figure II-29, est constitué des cinq plus importantes accélérations visibles sur la figure II-28 (étoiles de couleurs sur le graphique) responsables des plus grands pics d'émission de particules du cycle WLTP. C'est à dire à $t = 200$ s, $t = 400$ s, $t = 500$ s, $t = 600$ s et $t = 1050$ s. Ce Cycle peut être généré des dizaines de fois et l'analyse des données devient plus précise.

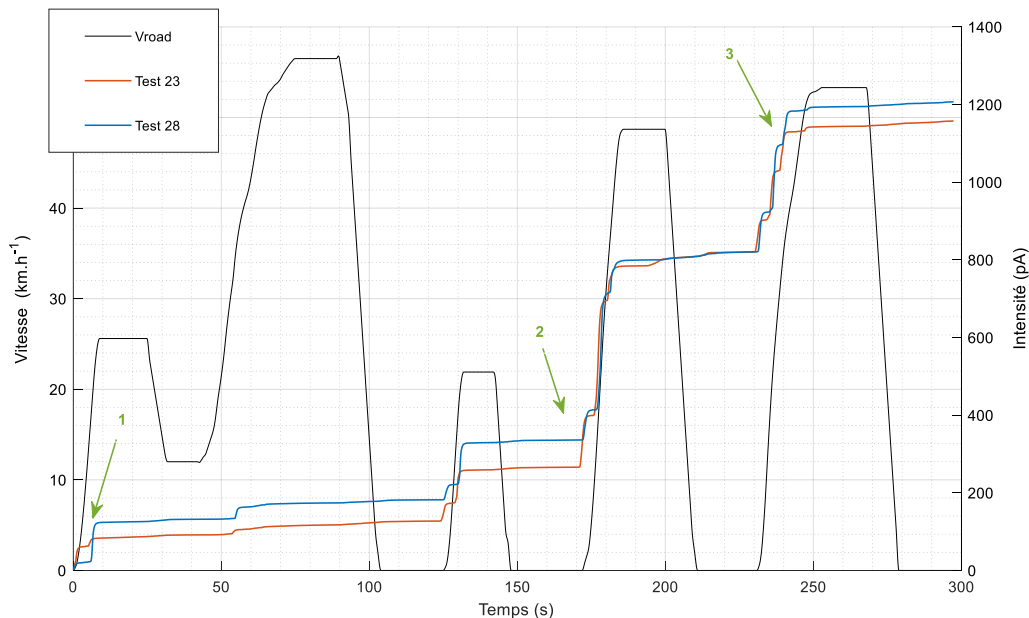


Figure II- 29-Emissions de particules en pA lors d'un Mini-Cycle

Un temps de ralenti de 30 secondes est imposé entre chaque Mini-cycle afin d'obtenir les mêmes conditions de transition. Le début du test démarre lorsque la stabilité thermique est atteinte. L'avantage de ce procédé est de s'affranchir des éventuels écarts de pression atmosphérique et de température à l'admission du moteur puisque les Mini-Cycles sont effectués consécutivement le même jour. Les autres paramètres tels que la température de refroidissement moteur, d'huile moteur et de PPS sont parfaitement maîtrisés avec des écarts inférieurs à 5 %, comme pour les tests en transitoires. La figure II-30 représente l'intégrale du courant mesuré par le PPS pour chaque Mini-Cycle. Les écarts maxi s'élèvent à 70 % par rapport à la moyenne avec un écart type égal à 260 pA. On retrouve donc à peu près les mêmes écarts que pour des Cycles WLTP et RDE.

Il est possible de ressortir une tendance qui pour cette série se situe aux alentours :

$$\overline{\text{Integi}(\text{Mini} - \text{Cycle})} = 1550 \text{ pA} \text{ et } \sigma = 17\%$$

Cependant, le résultat peut-être trompeur puisque si l'on effectue une analyse plus précise, certains mini-cycles peuvent avoir une valeur de l'intégrale du courant très proche alors que leurs comportements en terme d'émissions de particules sont très différents. Prenons, par exemple, les Mini-Cycle 23 et 28, visibles sur les figure II-29 et II-30. La valeur de l'intégrale du courant mesuré par le PPS pour le test 23 s'élève à $\text{Integi}(23) = 1157 \text{ pA}$ et $\text{Integi}(28) = 1206 \text{ pA}$, soit un écart inférieur à 5 %.

A la première accélération (flèche verte 1), le test 28 émet environ 40 pA de plus que le test 23, alors que c'est l'inverse lors de la 4^{ème} accélération (flèche verte 2), le test 23 émet 70 pA de plus que le test 28 et finalement, lors de la dernière accélération (flèche verte 3), le test 28 émet 50 pA de plus que le test 23.

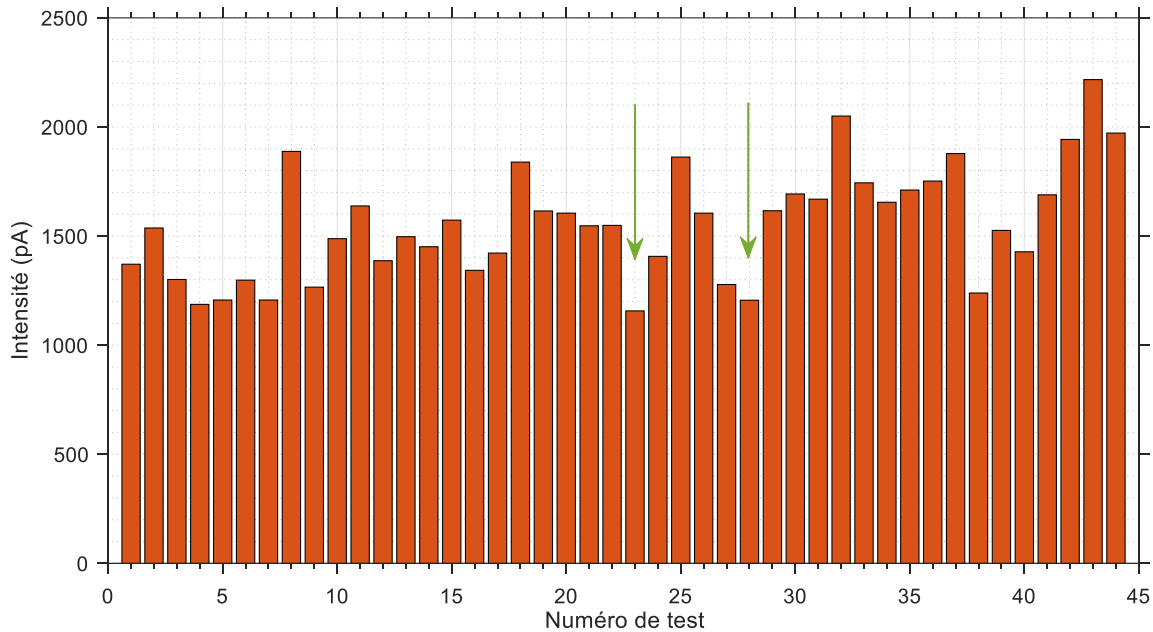


Figure II- 30-Intégrale du courant mesuré par le PPS lors de Mini-Cycles

Si l'on devait analyser chaque accélération, nous constaterions que les écarts sont plus importants comparés à l'intégrale totale du Mini-cycle. De ce qui précède, il apparaît donc que les Cycles et Mini-cycles ont tendance à estomper les écarts qui sont pourtant importants. Comme pour les transitoires, ces résultats démontrent qu'il est difficile d'obtenir une bonne répétabilité en terme d'émissions de particules sur les cycles WLTP, RDE et Mini-Cycles. Ceci est due au fait que de petites variations de richesse durant les accélérations d'un moteur à allumage commandé ont une grande influence en terme d'émission de particules[143].

2.5 Caractérisation des émissions de particules

Il est possible de caractériser les émissions de particules à partir des paramètres moteurs. La concentration en nombre et ces paramètres peut être normalisée à partir de l'équation suivante:

$$\tilde{X} = \frac{X - \bar{X}}{\sigma_X} \quad (\text{II-2})$$

Où \bar{X} et σ_X sont respectivement la moyenne et l'écart type de la variable X. La concentration en nombre normalisée \tilde{N} , peut alors s'écrire comme une fonction linéaire des paramètres moteurs [45,131]

$$\tilde{N} \approx a_0 + a_1 \tilde{v} + a_2 \frac{\tilde{d}v}{dt} + a_3 \tilde{T}q + a_4 \frac{\tilde{d}Tq}{dt} \quad (\text{II-3})$$

Avec, $a_i(i=0-4)$ coefficients, \tilde{v} et $\frac{d\tilde{v}}{dt}$ respectivement la vitesse et l'accélération du moteur. \tilde{Tq} et $\frac{d\tilde{Tq}}{dt}$ sont respectivement la vitesse et l'accélération du couple moteur.

A partir des vitesses et accélérations du couple et du régime moteur, il est possible de prédire la concentration en nombre des particules. Cependant, au regard de nos résultats et compte tenu de la répétabilité de nos essais via l'unité de contrôle SPARC, avec des écarts maxi en couple, régimes et actuateurs inférieurs à 5 % lors des transitoires, cette fonction n'est pas suffisante. Celle-ci est l'image de la richesse moyennée lors d'un transitoire. Seulement, en réalité, cette richesse n'évolue pas de manière linéaire, mais subit des variations dynamiques. A iso-conditions d'essais, les écarts de richesse sont plutôt minimes en transitoires.

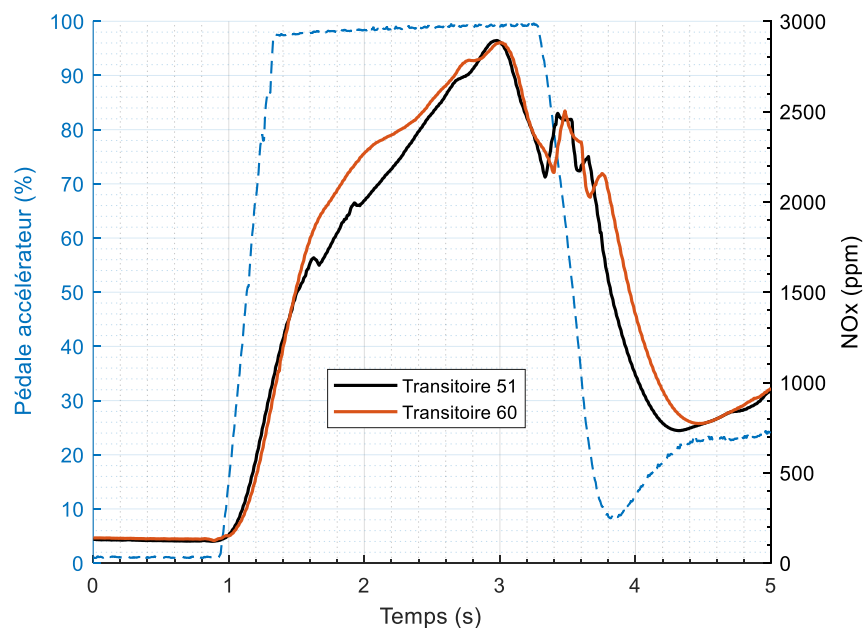


Figure II- 31-Evolution des émissions de NOx durant deux transitoires

Ceci se confirme par les écarts mesurés sur les actuateurs tels que les injecteurs et par les faibles écarts relevés sur les émissions de NOx, qui soulignent la présence d'oxygène dans le mélange air/carburant durant la combustion [136–138]. Par exemple, sur la figure II-31 est représenté l'évolution des émissions de NOx durant un transitoire pour le test 51 et le test 60. Le résultat en terme d'émissions de particules est visible aussi sur le figure II-25. Ces deux tests présentent des niveaux d'émissions de NOx proches, avec $M_{NOx} (51) = 226 \text{ mg}$ et $M_{NOx} (60) = 246 \text{ mg}$. Même en tenant compte du taux de précision du capteur qui s'élève à $\pm 2 \%$, le test 60 émet plus de NOx que le test 51.

Le pic d'émissions des NOx d'un moteur à allumage commandé conventionnel est atteint lorsque le mélange est en excès d'air et lorsque la température de combustion est élevée, c'est à dire pour une richesse qui se situe aux alentours de 0,9 [24,144,145]. Or, durant le transitoire, le moteur est en pleine puissance, sa richesse est donc supérieure ou égale à 1, donc les émissions de NOx se situent dans la partie décroissante de la courbe de NOx vs richesse, visible sur le figure I-8. En conséquence, la richesse du test 60 est inférieure à la richesse du test 51. Cependant la mesure des particules via le PPS révèle que $IntegI (51) = 126 \text{ pA}$ et $IntegI (60)$

= **146 pA**. Le niveau de particule est plus faible pour le test 51 vis-à-vis du test 60 alors que sa richesse est supérieure. Cela va à l'encontre de l'hypothèse qui stipule que la formation des particules ne dépend que de la richesse du moteur. La même conclusion peut être faite à partir des cycles et Mini-Cycles. Par conséquent, il apparaît que les variations d'émission de particules ne relèvent pas seulement des variations de la richesse du mélange δ_ϕ mais d'un autre paramètre qui n'est pas en lien avec la quantité de carburant ou la quantité d'air. Il s'agit d'une autre source de particules.

Pour un moteur à allumage commandé, hormis la richesse du mélange, la seule importante source de particules est la consommation d'huile moteur [35]. Par conséquent, il est nécessaire d'ajouter une nouvelle fonction δ_{OC} , laquelle est principalement liée à la consommation d'huile. Finalement, la concentration totale en nombre de particules émises par un moteur, N_{Total} , peut s'écrire comme la somme de deux fonctions :

$$N_{Total} = \bar{N} + \delta N \quad (II-4)$$

$$\text{Avec } \bar{N} = a_0 + a_1 \tilde{v} + a_2 \frac{\tilde{dv}}{dt} + a_3 \tilde{Tq} + a_4 \frac{\tilde{dTq}}{dt}$$

Et

$$\delta N = \delta_\phi + \delta_{OC} \quad (II-5)$$

Afin de caractériser les émissions de particules, il est nécessaire de définir la fonction δ_{OC} . C'est l'objectif des chapitres suivants.

La mise en place des essais expérimentaux s'est réalisée grâce à l'optimisation du banc moteur. La création d'un protocole de contrôle des conditions thermiques, atmosphériques ainsi que celui des actuateurs moteur a permis d'obtenir des essais parfaitement similaires et répétables.

Cependant, malgré cet encadrement rigoureux, les résultats de mesure des émissions de particules présentent des variations importantes. La valeur des écarts-types oscille entre 17 % et 30 % avec des écarts maxi d'un test à l'autre dépassant les 80 % et ce malgré des tests parfaitement identiques.

Après analyse, il apparaît que les émissions de particules ne peuvent pas être caractérisées seulement par la variation de richesse. Il existe d'autres phénomènes générant des émissions de particules qui sont à rajouter dans la fonction de caractérisation des émissions de particules.

Chapitre 3 :

Impact des gaz du blowby sur les émissions de particules

Les essais décrits dans le chapitre précédent présentent des variations importantes d'émissions de particules d'un test à l'autre malgré des conditions expérimentales strictement identiques.

Ces fluctuations ne sont pas imputables à la variation de richesse du mélange air/carburant durant un transitoire, mais incombent à une autre source de production de particules. Pour un moteur à allumage commandé, la seule importante source de production de particules autre que la richesse semble être la consommation de l'huile moteur.

L'objectif de ce chapitre est donc d'étudier l'impact des gaz du blowby sur les émissions en terme de niveau et de variabilité. Dans un premier temps, des modifications sont apportées au niveau du décanteur d'huile du moteur pour effectuer des essais avec et sans gaz de blowby. Puis les résultats sont analysés et extrapolés en vue d'optimiser la fonction de caractérisation des émissions de particules.

3.1 Description des moyens expérimentaux

3.1.1 La circulation des gaz du blowby

L'origine des gaz du blowby est décrite avec précision dans la partie (1.3.1.3). Il s'agit de gaz qui profitent du défaut d'étanchéité entre le piston et le cylindre en traversant les labyrinthes gorges du piston/segments/cylindre pour se diriger vers le carter inférieur. Ces gaz chauds issus de la combustion se chargent en fines gouttelettes d'huile lors de leur passage le long du cylindre. La plupart des moteurs est composé de carters dits humides. C'est-à-dire que l'huile retombe par gravité dans le carter après avoir lubrifié les organes tels que les paliers de vilebrequin, d'arbres à cames, de soupapes, de turbocompresseur etc... Une pompe immergée dans ce carter aspire l'huile et la refoule vers les organes à lubrifier après avoir traversé le filtre à huile. Avec cette huile qui retombe par gravité et l'action du vilebrequin en mouvement qui projette l'huile sur les parois des cylindres, il se crée un brouillard d'huile que les gaz chauds du blowby absorbent partiellement. Si rien n'est fait, la pression dans le carter inférieur augmente et peut engendrer des problèmes d'étanchéité, de graissage etc... Il est donc nécessaire d'évacuer ces gaz pour le bon fonctionnement du moteur. Depuis la mise en place des normes antipollution, ces gaz ne sont plus rejetés à l'atmosphère mais sont réinjectés à l'admission. Pour ne pas dégrader la combustion et augmenter les émissions de polluants, il est nécessaire de déshuiler ces gaz [146]. Une des solutions utilisée dans l'automobile est la décantation. Il s'agit de faire circuler ces gaz dans un décanteur multi-chicanes. Les chocs contre les chicanes vont libérer l'huile contenu le blowby. Ces chicanes sont conçues pour accélérer ce dernier afin de créer un impact plus important et donc plus efficace en terme de déshuilage mais au détriment des pertes de charges. Jues *et al* [78] précisent que l'efficacité d'un décanteur est fonction des pertes générées par la vitesse d'impact des gaz contre les chicanes. Il s'agit donc de trouver un compromis entre efficacité de déshuilage et circulation fluide de ces gaz à l'admission. Ensuite, l'huile recueillie est renvoyée dans le carter inférieur au moyen de canules dont l'orifice de refoulement est placé au fond du décanteur.

3.1.2 Principe de fonctionnement en configuration série

Le moteur utilisé pour les essais est équipé d'un décanteur posé sur la culasse, visible sur la figure III-1. Les gaz du blowby remontent du carter d'huile le long de deux cheminées traversant le bloc moteur de bas en haut et débouchant sur les entrées du décanteur (1). Ces gaz traversent des chicanes (2) qui sont conçues pour accélérer les gaz et les propulser contre les parois afin de se décharger de l'huile qu'ils contiennent. L'huile perdue retombe par gravité directement dans le carter d'huile. Puis, ces gaz sont dirigés vers la partie supérieure du décanteur pour à nouveau être déshuilés en traversant une deuxième série de chicanes (3). L'huile perdue par les gaz retourne par gravité via la canule (4) dans le carter moteur.

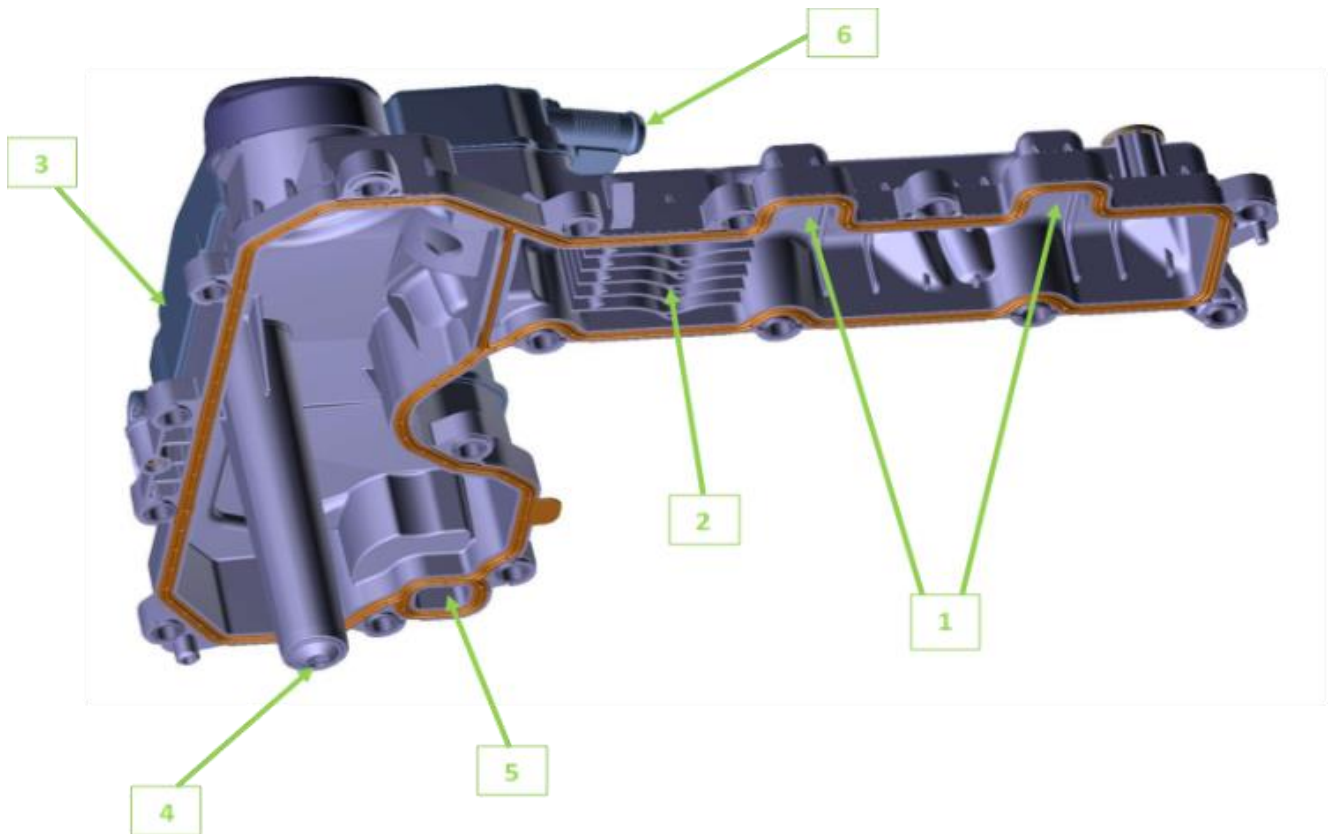


Figure III- 1-Décanteur EB2dts

Les gaz ainsi déshuilés pourront être réadmis à l'admission soit par le conduit (5) lorsque le moteur est en fonctionnement atmosphérique, soit par le conduit (6) si le moteur est en fonctionnement turbocompressé.

En effet, lorsque la pression dans le répartiteur est inférieure à la pression atmosphérique, les gaz sont dirigés via le conduit (5) dans le répartiteur d'admission, sinon les gaz sont dirigés en amont du compresseur via le conduit (6). C'est bien la pression régnant dans le carter d'huile qui va piloter les branches (5) et (6) du décanteur. Les essais ont démontré que la pression dans ce carter oscillait entre 980 mbars et 1025 mbars en fonction des modes atmosphérique ou turbocompressé. Comme le stipule Clos [146], le carter moteur est nécessairement en légère dépression d'environ 20 mbars par rapport à la pression atmosphérique afin de générer un flux se déplaçant du carter inférieure vers le décanteur pour ressortir par les branches (5) et (6) visibles sur la figure III-1 et surtout pour ne pas créer de fuites de ces gaz vers l'extérieur. En mode atmosphérique, la pression dans le répartiteur est comprise entre 300 mbars et 950 mbars. De ce fait les gaz du blowby sont donc soufflés vers le répartiteur. En mode turbocompressé, la pression dans le répartiteur est supérieure à la pression atmosphérique et par conséquent il est nécessaire d'utiliser une autre branche. La pression des gaz en amont du compresseur est égale à la pression atmosphérique or la pression des gaz du blowby est supérieure à la pression atmosphérique il est donc possible d'utiliser ce circuit pour évacuer les gaz du blowby en mode turbocompressé. Sur la figure III-2 est représenté un schéma simplifié de ce décanteur et du conduit d'admission permettant de mieux appréhender les différents circuits empruntés par les

gaz du blowby. Il est important de préciser que le boîtier est équipé d'un régulateur de débit dans la branche atmosphérique (5), visible sur la figure III-1 et la figure III-2, afin de ne pas insuffler trop de gaz au ralenti, là où la dépression est la plus importante, ce qui pourrait fortement affecter sa régulation.

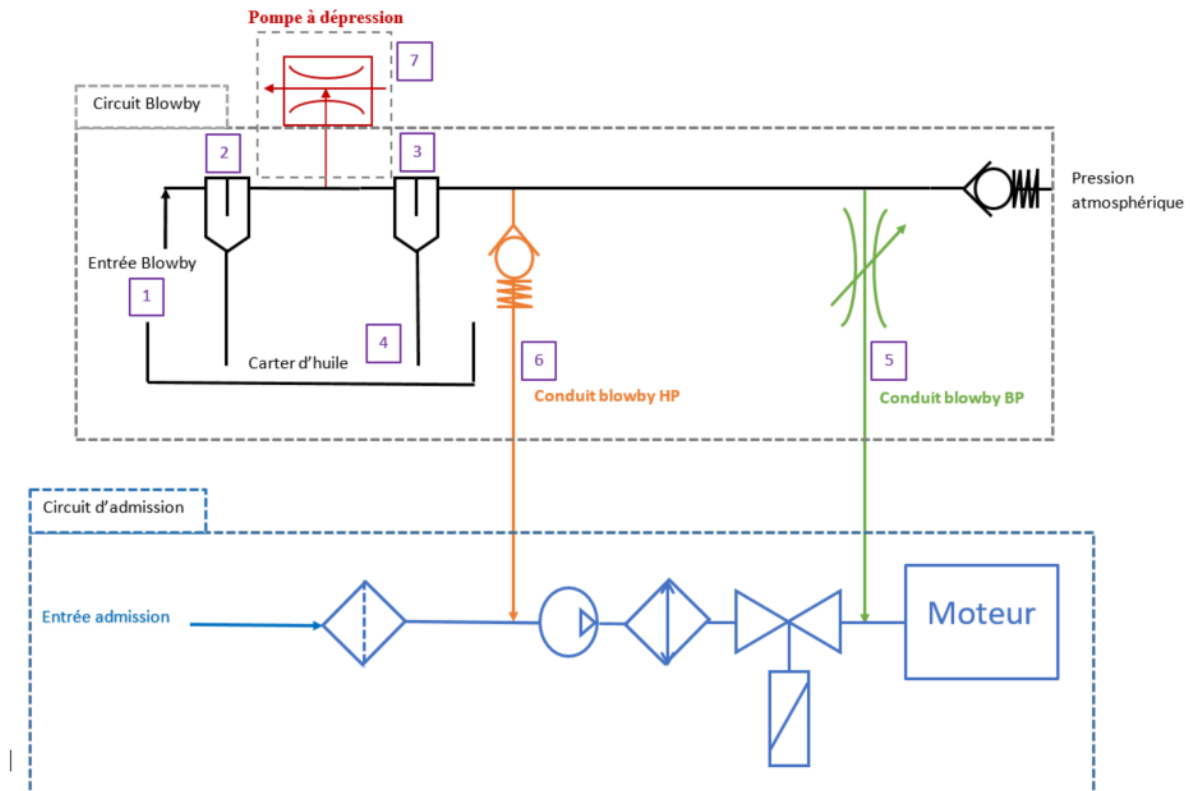


Figure III- 2-Schéma simplifié du décanteur EB2dts

3.1.3 Description des essais

Comme présenté dans le chapitre 2, il est possible de programmer des « transitoires » sur le banc moteur dynamique à partir du logiciel STARS. Malgré les écarts maxi importants constatés qui s'élèvent à 85 %, il est possible de déterminer l'impact d'une variable sur les émissions de particules grâce au nombre de tests importants effectués consécutivement. Le même type de transitoires est utilisé, à savoir un départ du ralenti pour atteindre le régime de 2000 tr.min^{-1} et 60 Nm en 5 secondes. La figure III-3 présente l'évolution du régime moteur, du couple effectif, des pressions cylindre et de la pression dans le répartiteur d'admission en fonction de la position de l'accélérateur durant ce transitoire. Le signal « position accélérateur » est l'image du papillon moteur, ce qui sous-entend que ce dernier est en position pleine ouverture pendant environ 2 secondes afin d'atteindre le couple et le régime moteur désiré.

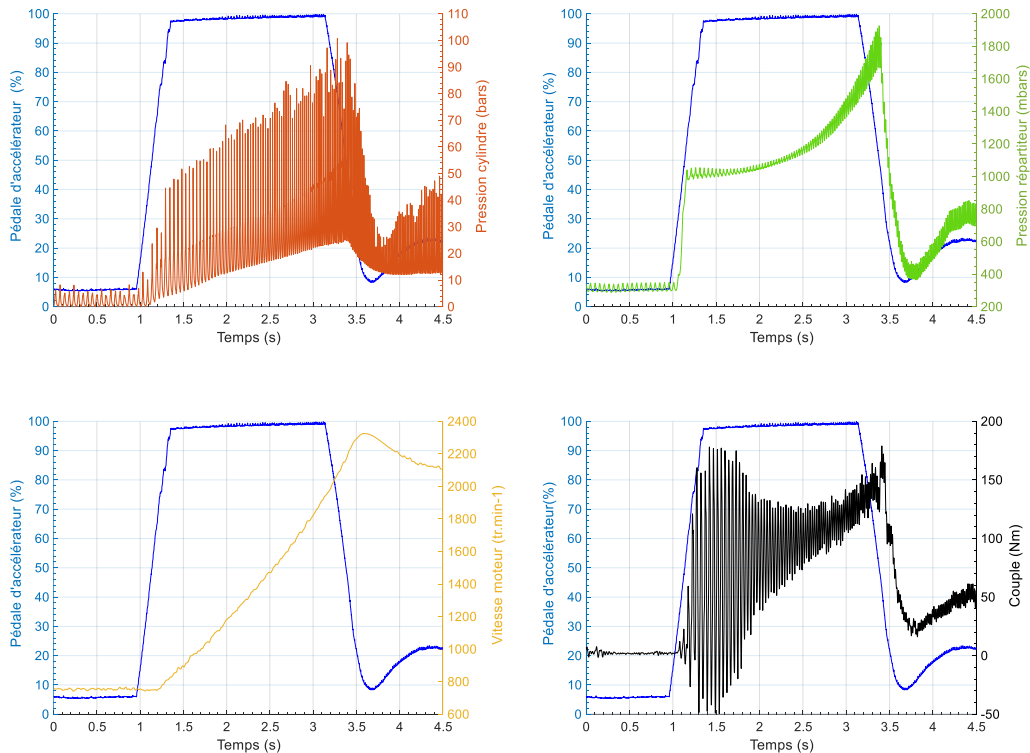


Figure III- 3-Evolution des paramètres moteurs durant le transitoire

Ces transitoires sont répétés une centaine de fois après avoir atteint la stabilité thermique. Un temps de 20 s de ralenti est imposé entre chaque test.

Dans ce chapitre, trois configurations de décanteur sont testées. La première dénommée configuration 1, correspond au montage en configuration d'origine série. Les branches (5) et (6) de la figure III-2 restent ouvertes, fonctionnelles et aucune modification n'est apportée au décanteur. Dans la seconde configuration dénommée configuration 2, les branches (5) et (6) du décanteur (figure III-2) sont obstruées. Les gaz du blowby ne sont donc pas réinjectés à l'admission. Cependant, pour éviter une surpression dans le carter inférieure, une mise à l'air libre est effectuée sur le décanteur. Celle-ci est reliée à l'extracteur d'échappement afin d'éviter la contamination du banc moteur. La pression dans le carter inférieure est maintenue 10 mbars en dessous de la pression atmosphérique. Enfin, pour la dernière configuration dénommée configuration 3, les branches (5) et (6) restent ouvertes mais une pompe à dépression (7) est introduite en aval de la prise d'air du décanteur afin d'aspirer directement les gaz du blowby et de les refouler vers l'extracteur échappement, Voir figure III-2. Le détail des configurations est résumé dans le tableau III-1.

N° Configuration	Branche 5	Branche 6	Aspiration des gaz
1	ouverte	ouverte	non
2	fermée	fermée	non
3	ouverte	ouverte	oui

Tableau III- 1-Description des différentes configurations

La figure III-4 représente l'évolution de la pression dans le carter d'huile en fonction de la pression du répartiteur en configuration 1 (courbe bleue), c'est-à-dire avec les gaz du blowby réinjectés à l'admission. Au ralenti, la pression dans le carter est égale à 987 mbars. Puis celle-ci s'élève à 1025 mbars durant le transitoire pour se stabiliser aux alentours de 990 mbars à 2000 tr.min-1 et 60 Nm. Lors de cet essai, la pression atmosphérique était égale à 1021 mbars et il apparaît que le décanteur subit une légère surpression avant de réguler vers les 3 secondes, là où la courbe présente une légère ondulation (flèche noire). Celle-ci se distinguerait mieux si la durée « pleine charge » était plus importante. Les gaz du blowby ont donc parcouru la branche basse pression (BP) du décanteur durant la première seconde du transitoire, pour ensuite traverser la branche haute pression (HP) pendant 1.8 s pour finalement revenir à la branche (BP) pour le reste du transitoire. Le pic de pression dans le carter émerge lorsque la pression dans le répartiteur d'admission est égale à 1100 mbars environ soit 80 mbars de plus que la pression atmosphérique (voir courbe verte). Ces résultats permettent de mieux appréhender le fonctionnement du décanteur en dynamique.

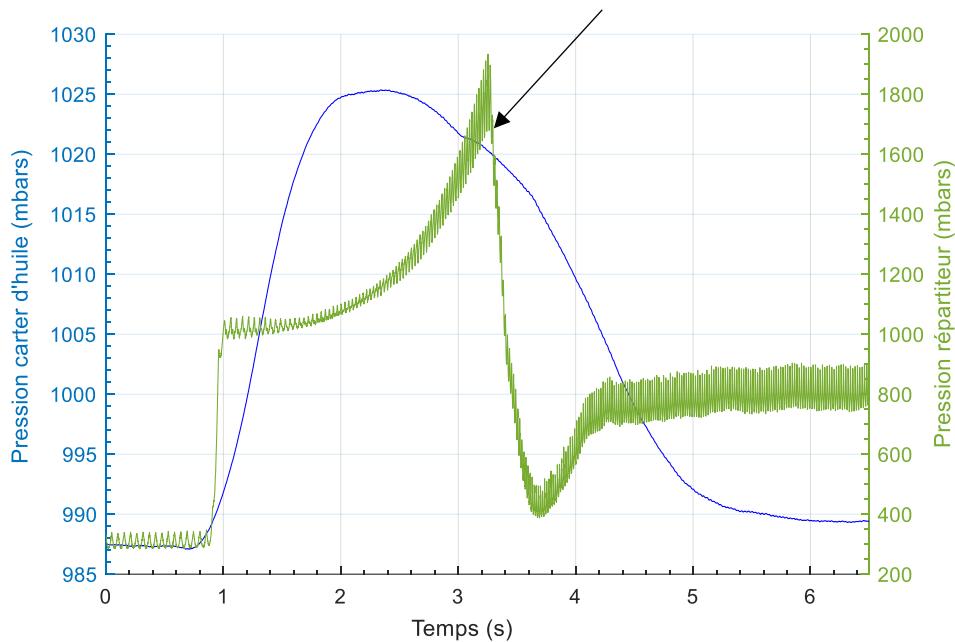


Figure III- 4-Evolution de la pression du carter d'huile en fonction de la pression du répartiteur configuration 1

L'évolution des émissions de particules pendant ce transitoire est visible sur la figure III-5 (courbe rouge). Il est important de préciser que le PPS mesure en continu le courant porté par les particules, mais qu'il y a un délai entre le fait de générer des particules et la mesure de celles-ci par le PPS (remplissage cylindre, combustion, échappement, aspiration dans le PPS, mesure puis refoulement).

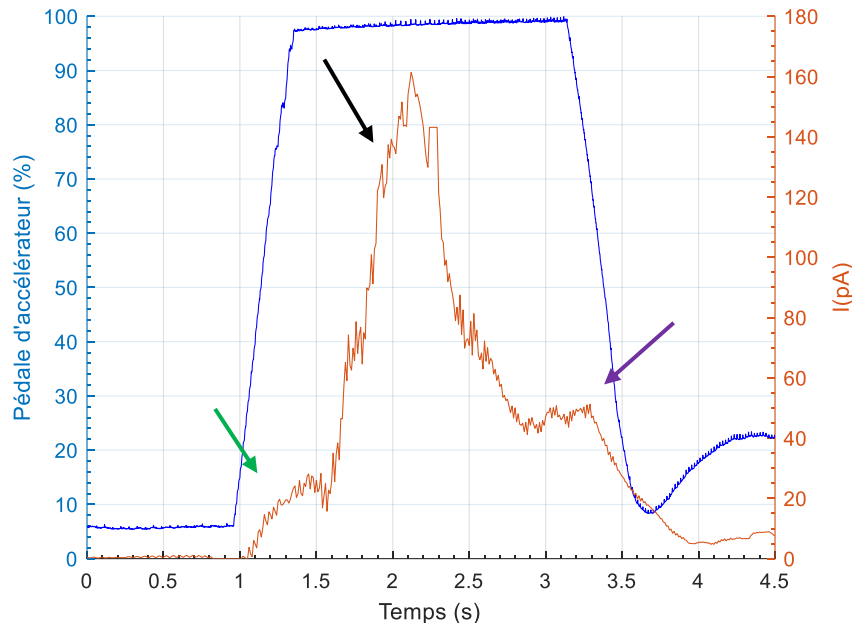


Figure III- 5-Evolution des émissions de particules pendant le transitoire en configuration 1

Après divers essais et analyses, l'offset a pu être déterminé et est égal à 1.2 secondes pour ce transitoire. Néanmoins, il est possible de distinguer 3 zones distinctes. La première, flèche verte, correspond au changement de stratégie du moteur. Le moteur est en cycle Atkinson au ralenti et les arbres à cames sont décalés de manière à renfermer un volume d'air dans le cylindre moins important que pour le Cycle Beau de Rochas. Ce changement rapide de position (quelques millisecondes pour environ 40° de position d'arbre à cames admission et 25° de position d'arbre à cames échappement) est à l'origine du petit pic de particules. La deuxième zone, flèche noire, est la plus importante et correspond, entre autres, à la variation rapide de la richesse nécessaire eu égard à la demande de puissance. En effet, lors de cette phase, le calculateur moteur augmente très rapidement le temps d'injection et la pression d'injection pour atteindre la pleine puissance. La troisième zone, flèche violette, est dû à la fermeture du papillon qui va générer une variation de richesse très rapide et donc créer des particules. Le nombre de particules émises par le moteur durant ce transitoire est égale à la somme du courant mesuré par le PPS. En configuration série, le courant moyen mesuré pour 100 transitoires s'élève à :

$$\overline{\text{IntegI}} = 165 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 12 \%$$

Par comparaison avec les essais réalisés précédemment en régime transitoire, la moyenne des émissions de particules est plus élevée alors que l'écart type est plus faible. Pour rappels, le

résultat était : $\overline{\text{IntegI}} = 121 \text{ pA}$ avec $\sigma = 18 \%$. Ces essais se sont déroulés à 4 mois d'intervalle avec exactement la même huile moteur à savoir de l'huile MINERVA TSP 0W30 et le même filtre à huile d'origine constructeur. Dans le premier cas ($\overline{\text{IntegI}} = 121 \text{ pA}$) l'huile et le filtre avaient 3 heures d'utilisation et dans le second cas ($\overline{\text{IntegI}} = 165 \text{ pA}$) 25 heures d'utilisation. Ces écarts semblent donc être due aux conditions expérimentales en température et pression différentes entre ces deux essais. C'est pour cela qu'il est nécessaire de réaliser des tests successivement et dans la même journée afin de ne pas dépendre de ces conditions. C'est à ce titre que les 100 transitoires prennent sens.

3.2 Configuration 2: gaz du blowby non refoulés et aspiration naturelle :

3.2.1 Pression carter inférieur

Dans cette configuration, le décanteur est modifié afin que les gaz du blowby ne soient pas réinjectés à l'admission. Les branches haute pression et basse pression de la figure III-2 sont obstruées.

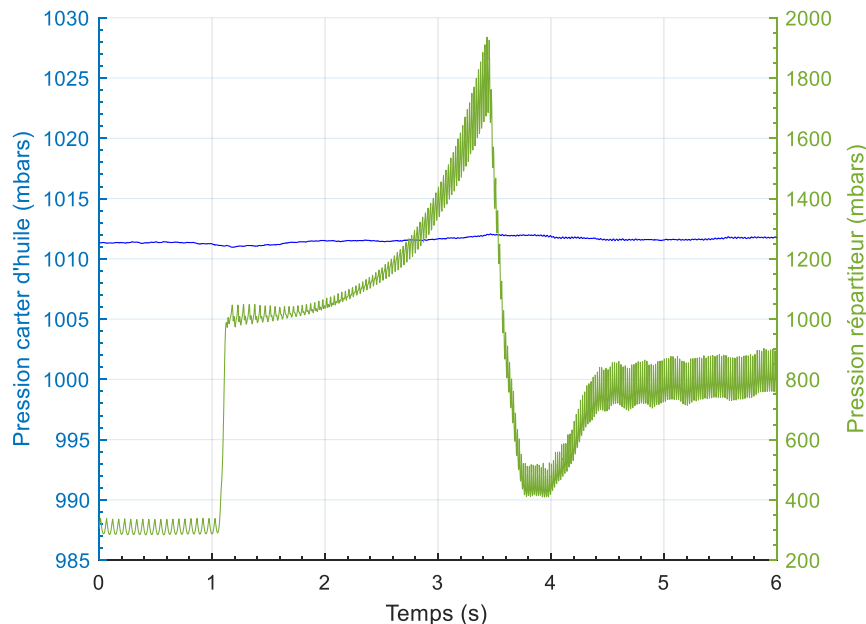


Figure III- 6-Evolution de la pression du carter d'huile en fonction de la pression répartiteur en configuration 2

Une mise à l'air libre est effectuée sur la partie supérieure du décanteur et est raccordée au conduit d'extraction des gaz d'échappement du banc moteur de manière à ne pas polluer la cellule et perturber les essais et surtout éviter que le carter d'huile soit en surpression. Le but de ce test est de déterminer ce qui se passe en terme d'émissions de particules si les gaz du

blowby ne sont pas évacués mais restent dans le carter d'huile tout en maintenant une pression dans celui-ci inférieure à la pression atmosphérique. Durant ce test, la pression dans le carter visible sur la figure III-6 ne varie plus en fonction de la pression du répartiteur mais reste constante. La mise en place d'un filtre sur la ligne de dépression permet de visualiser la faible quantité d'huile qui est expulsée du décanteur. Ici, la pression du carter d'huile est égale à 1011 mbars pour une pression atmosphérique égale à 1018 mbars lors des essais. Le carter est donc en légère dépression, comme en configuration série.

3.2.2 Détermination de la similarité des essais en configurations 1 et 2

La partie 2.3.1 présentait les moyens de contrôler la répétabilité des 100 transitoires effectués successivement. Ici, il s'agit de contrôler la similarité entre deux séries de 100 transitoires effectués pendant la même journée. Pour ce faire, il est impératif de comparer les conditions d'essais, les actionneurs et les paramètres moteur.

1- Comparaison des conditions thermiques et atmosphériques

Afin d'effectuer une comparaison pertinente avec la configuration 1, il est nécessaire de comparer les conditions thermiques et atmosphériques. Sur le tableau III-2, il apparaît que celles-ci sont parfaitement maîtrisées. Les différences les plus importantes concernent la température d'admission et la température d'huile moteur. Les écarts s'élèvent respectivement à 2.2° C et 2.3° C mais, les précédents essais ont démontré que ceux-ci sont trop faibles pour avoir un quelconque impact sur les émissions de particules.

Configurations	Températures (°C)						Pressions (mbars)	
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Echappement	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
1	92.49	96.30	24.61	20.12	356.62	195.73	1531.73	1020.94
2	93.81	94.61	22.39	19.63	355.04	196.87	1532.22	1018.06

Tableau III- 2-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 2

2- Comparaison des actionneurs moteur

Il est aussi très important de comparer les actionneurs moteur déjà décrits dans le chapitre 2, mais cette fois-ci afin de vérifier que les essais en configuration 1 sont strictement les mêmes que ceux en configuration 2.

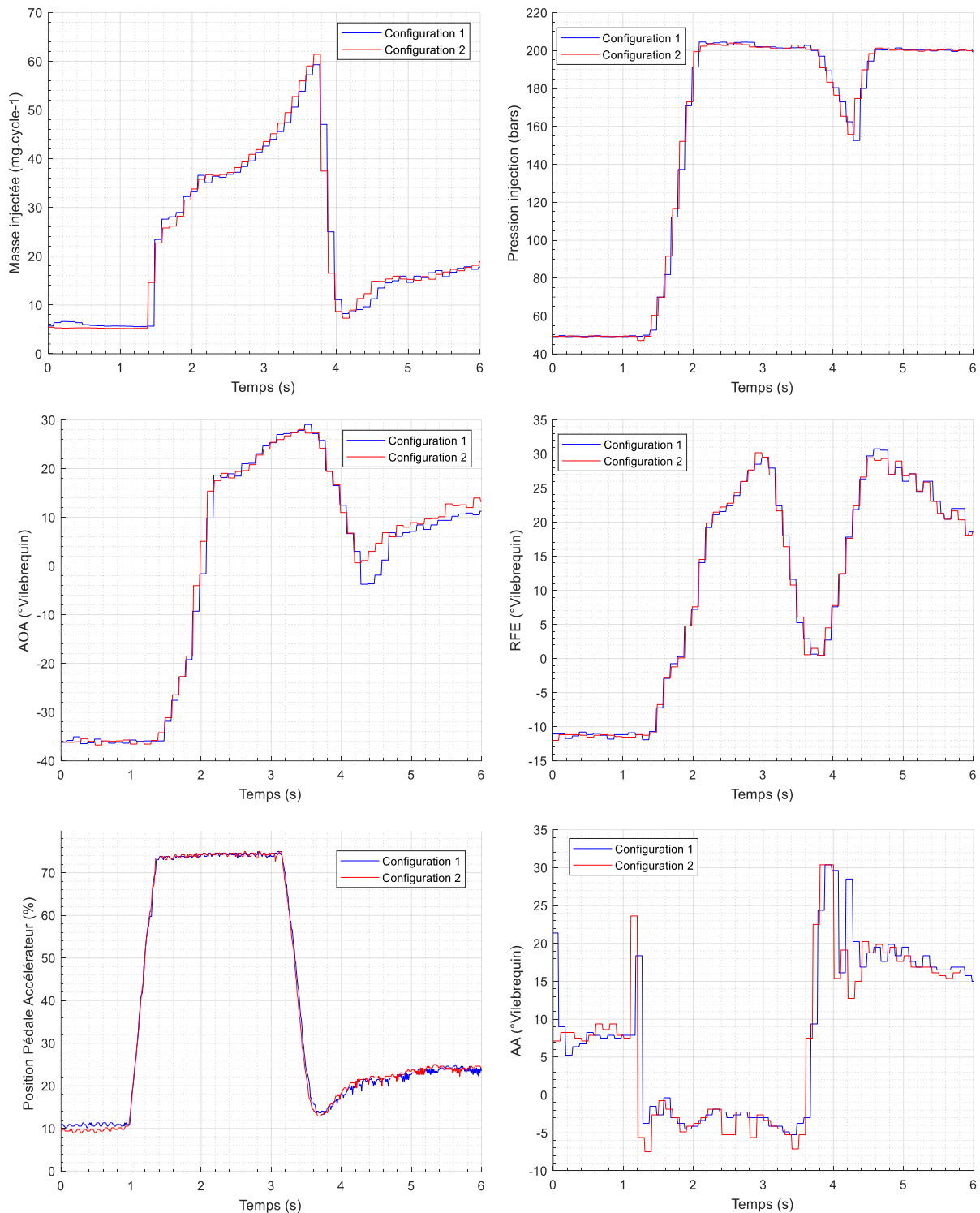


Figure III- 7-Comparaison des actionneurs moteur en configurations 1 et 2

La figure III-7 représente l'évolution des huit principaux actionneurs moteur enregistrés sous Inca en configurations 1 et 2 sur trois niveaux. Le niveau supérieur représente la quantité de carburant injectée par cycle (à gauche) et la pression d'injection (à droite). Le niveau central représente l'évolution de la position en degrés vilebrequin par rapport au PMH de l'arbre à cames admission (à gauche) et de l'arbre à cames échappement (à droite). La position de l'arbre à cames admission affiche un écart maxi plus important compris entre 4° à 6° vers les 4.4 s du transitoire. Mais cela n'a pas d'influence notable sur les émissions de particules au regard de la figure III-5. En effet, à cet instant le moteur n'est plus en pleine charge et par conséquent le dosage air/carburant est mieux maîtrisé et la richesse est inférieure à 1. Le niveau inférieur de la figure III-8 retrace la position de la pédale d'accélérateur (à gauche) et l'avance à l'allumage en degrés vilebrequin par rapport au PMH (à droite). Que ce soit pour la configuration 1 ou la configuration 2, les évolutions de la position de la pédale d'accélérateur sont identiques. Il apparaît de très légères différences au ralenti liées à l'instabilité de ce dernier, mais sans conséquences sur les émissions. A partir de 1 seconde, les évolutions sont strictement les mêmes. Au niveau de l'avance à l'allumage, les écarts les plus importants s'élèvent à 6° au ralenti et 12° à 4.4 s lors du transitoire. Comme indiqué précédemment, ce n'est ni au ralenti, ni au moment de la stabilisation du régime et du couple moteur qu'il y a une production importante de particules. C'est seulement lorsque le moteur est en transitoire et en pleine charge. Il est aussi utile de préciser que la fréquence d'acquisition trop faible de ces représentations graphiques est limitée par le logiciel Inca qui communique avec le calculateur moteur. Par conséquent, certains écarts apparaissent sur la figure III-7 alors qu'ils n'existent pas réellement.

D'une manière générale, les écarts entre les principaux actionneurs moteur des configurations 1 et 2 sont tellement faibles qu'il est possible de conclure que leurs évolutions sont identiques.

3- Comparaison des paramètres moteurs

Enfin, il est important de vérifier si les paramètres moteurs qui réagissent à la commande des actionneurs, évoluent de manière identiques d'une configuration à l'autre. La figure III-8 caractérise sur deux niveaux les principaux paramètres moteur. L'évolution du régime de rotation et du couple sont visibles sur le niveau supérieur de la figure respectivement à gauche et à droite. Sur le niveau inférieur apparaît l'évolution de la pression dans le répartiteur d'admission à gauche et du débit d'air à droite. Les écarts sont minimes et difficiles à déceler ou bien lorsqu'ils existent, ils sont sans conséquences sur les émissions de particules puisqu'ils se situent en dehors de la fenêtre de temps où il y a une production importante de particules.

De ce qui précède, il apparaît que les tests effectués en configuration 1 et 2 présentent des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui permettent de conclure que les tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées. Cette validation est nécessaire pour permettre l'identification d'un ou des facteurs impactant les émissions de particules.

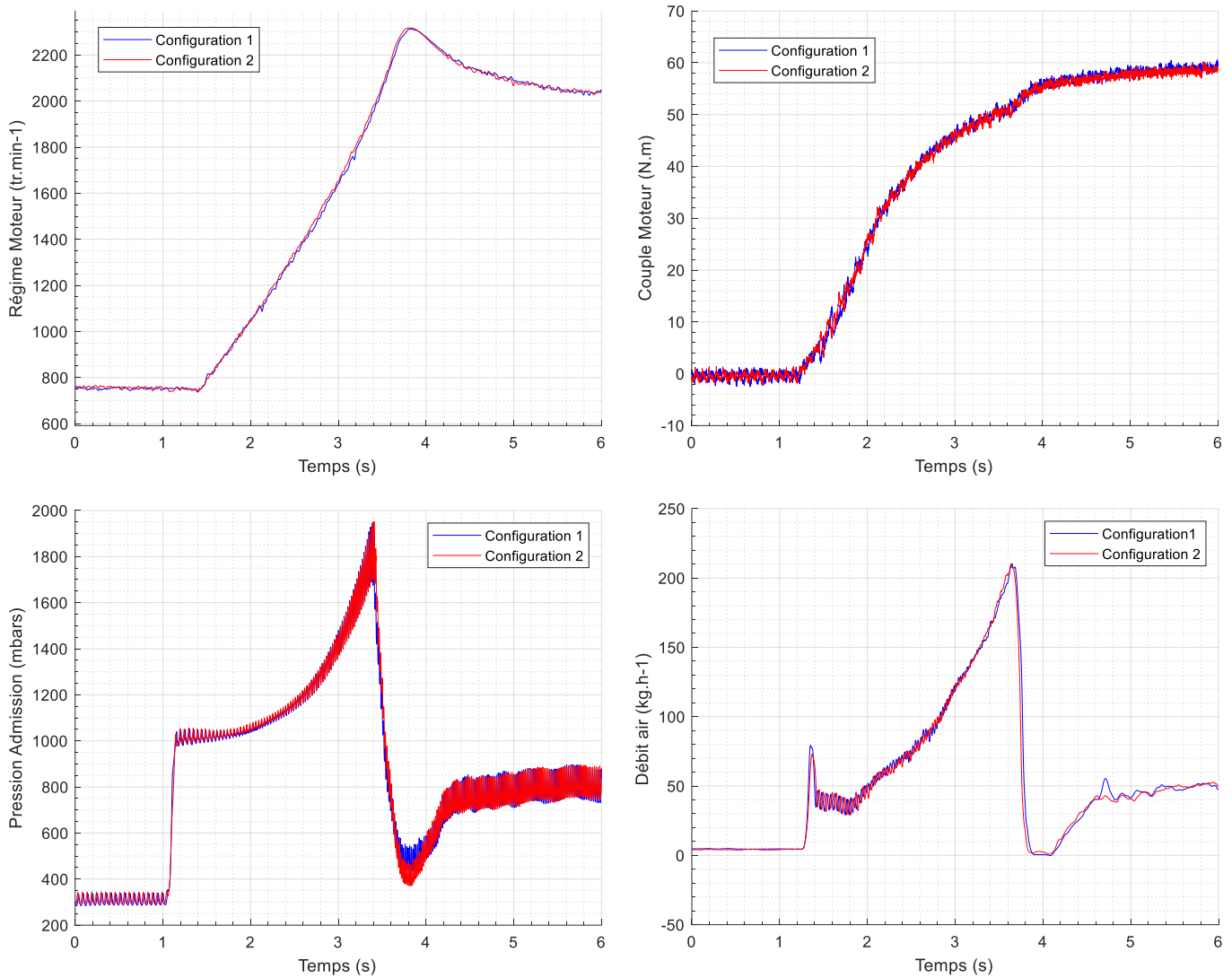


Figure III- 8-Comparaison des paramètres moteur en configurations 1 et 2

3.2.3 Résultats configuration 2

1-Emissions de particules

La courbe représentative des émissions de particules dans cette configuration est visible sur la figure III-9. Comme pour la configuration série, il se dévoile trois zones distinctes. La première zone à $1 \text{ s} < t < 2 \text{ s}$, la courbe se comporte de la même manière que la configuration série, puis à partir de 2 s les émissions se stabilisent pour accroître à nouveau vers $t = 3.5 \text{ s}$. Ensuite, la courbe décroît pour rejoindre la courbe de configuration 1. Au final, le courant moyen mesuré pour 100 transitoires s'élève à :

$$\overline{\text{IntegI}} = 315 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 37\%$$

Dans cette configuration, le moteur émet environ deux fois plus de particules et les variations sont beaucoup plus importantes puisque l'écart type s'élève à 116 pA et l'écart maximal s'élève à 172 %.

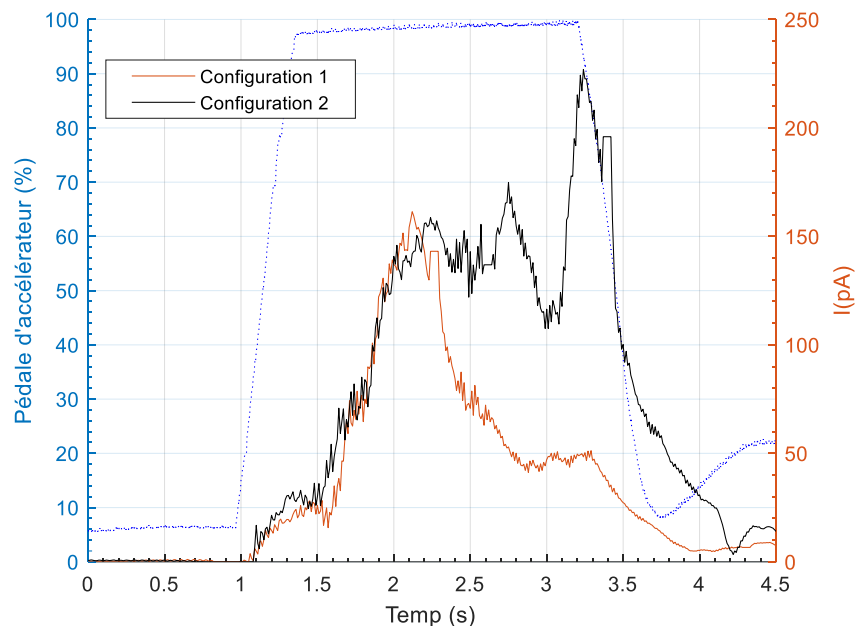


Figure III- 9-Evolution des émissions de particules pendant le transitoire en configurations 1 et 2

Le résultat est surprenant, car en créant une mise à l'air libre, il était envisagé qu'une partie importante des gaz du blowby soit expulsée du décanteur par celle-ci. Mais finalement, au regard de la couleur du conduit transparent où les gaz peuvent s'échapper, il s'avère que cette quantité est minimale. Si une partie de ces gaz est effectivement évacuée, une quantité non négligeable est alors réintroduite dans le cylindre. En effet, le conduit basse pression qui réintroduit les gaz du blowby dans le répartiteur est obstrué, ainsi que celui de haute pression qui réintroduit les gaz en amont du compresseur. Ce n'est pas la pression régnant dans le carter qui est l'origine de cette augmentation car le pic de particules apparaît seulement durant le transitoire, là où la pression en configuration série est supérieure ou égale la pression du carter dans la configuration sans gaz de blowby avec aspiration naturelle (voir figures III-4 et III-6). De plus, au ralenti, les pressions cylindres oscillent aux alentours de 5 bars et le débit d'air aux alentours de 4 kg.h^{-1} : ce ne sont pas des conditions favorables à une production importante de blowby, à comparer avec le débit d'air maximal durant le transitoire qui est supérieur à 200 kg.h^{-1} et aux pressions cylindres maxi supérieure à 80 bars. En faisant l'hypothèse qu'il n'y a pas de fuites dans la ligne d'admission suite à nos différents contrôles et qu'il n'y a pas plus de passage des gaz du blowby via les guides de soupapes puisque la pression carter est sensiblement égale dans ces deux configurations, il apparaît que les gaz renfermés dans le carter d'huile ne peuvent être réintroduits dans le cylindre que par le chemin inverse d'où ils viennent, c'est-à-dire en repassant par les « volumes morts » entre le piston et le cylindre. Il y a manifestement un phénomène naturel qui réintroduit une petite partie des gaz du carter d'huile dans le cylindre en passant par « volumes morts » entre le piston et le cylindre. Cheng *et al* [42] précisent qu'entre 5 % et 10 % de gaz non brûlés sont absorbés par ces volumes morts et que 90 % de ces gaz sont réintroduits dans le cylindre pour le cycle suivant. Ce phénomène est

dénoté « backflow ». Il est donc tout à fait envisageable que le même phénomène puisse se produire au niveau des gaz du carter d'huile. Wolff [143], Liu *et al* [144] ont présenté des analyses numériques des débits traversant les gorges et les segments de piston et ils ont aussi déterminé les variations de positions des segments axialement durant un cycle. A l'examen de ces résultats, il est tout à fait possible que des gaz issus du carter d'huile soient réinjectés dans le cylindre via le labyrinthe des gorges/segments/piston. Or ces gaz réintroduits dans le cylindre se sont auparavant chargés de vapeurs d'huile lors de leurs passages dans le carter. Mais comme ils n'ont pas pu être déhuilés, ces gaz riches en huile et carburant vont être oxydés lors du prochain cycle et donc créer une importante quantité de particules. Il est important de préciser que ce phénomène se déroule lorsque la pression dans le cylindre est suffisamment importante pour créer des débits non négligeables de blowby et de backflow, c'est-à-dire lorsque le moteur est en pleine charge. Si l'enfoncé de pédale n'avait duré que 2 s, il est très probable que l'évolution des émissions de particules de la configuration 2 serait indentique à celle de la configuration 1.

2-Emissions de NOx

Les émissions de NOx entre les deux configurations, visibles sur la figure III-10, sont très semblables avec un écart inférieur à 10 %. L'influence des gaz du blowby sur les émissions de NOx semble donc limité.

Pour la configuration 1 : $\overline{M}_{NOx} = 225 \text{ mg}$ avec un écart type $\sigma = 2,35\%$

Pour la configuration 2 : $\overline{M}_{NOx} = 246 \text{ mg}$ avec un écart type $\sigma = 2,17\%$

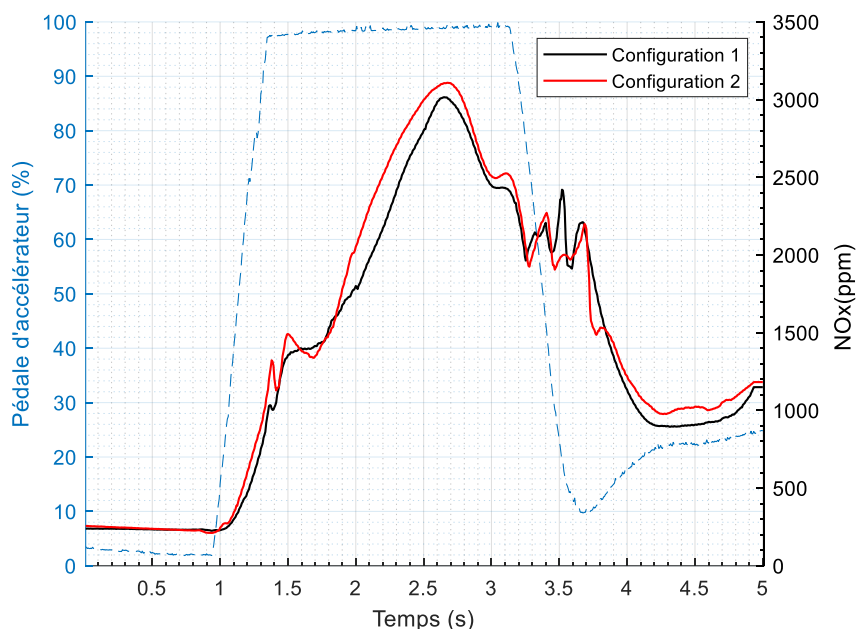


Figure III- 10-Evolution des émissions de NOx en Configuration 1 et 2

Là encore, la comparaison des émissions de NOx entre les deux configurations permet de confirmer que ce n'est pas la variation de richesse qui est à l'origine du niveau important d'émissions de particules (voir partie 2.5). En effet, les émissions de NOx sont très proches, alors que le courant moyen mesuré pour 100 transitoires en configuration 2 est presque deux

fois plus important que celui mesuré en configuration. Ceci souligne l'impact des gaz du blowby et sa concentration en huile sur les émissions de particules.

3.3 Configuration 3: gaz du blowby refoulés et aspiration forcée

3.3.1 Pression carter inférieur

Le décanteur a été modifié afin de raccorder une pompe à dépression entre les deux entrées des gaz du blowby dans le décanteur, voies (1) de la figure III-1. Les gaz du blowby sont donc aspirés par cette pompe et renvoyés vers l'extracteur des gaz d'échappement de la cabine d'essais. Pour une facilité d'intervention et d'exécution et aussi afin de se rapprocher des conditions « série », les branches basse pression et haute pression n'ont pas été modifiées. Par conséquent, les gaz du blowby qui n'ont pas été expulsés par la pompe sont donc réintroduits à l'admission du moteur. Cependant, compte tenu de la forte dépression appliquée par la pompe, ces gaz résiduels sont minimes. Sur la figure III-11, l'évolution de la pression dans le carter d'huile est similaire à la configuration série sans aspiration avec une dépression plus importante au ralenti qui est égale à 972 mbars, à comparer aux 987 mbars en configuration série et une dépression égale 978 mbars à 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm, à comparer aux 989 mbars en configuration série. La pression maximale dans le carter moteur est sensiblement la même avec 1024 mbars, à comparer aux 1025 mbars en configuration série (configuration 1) visible sur le figure III-4.

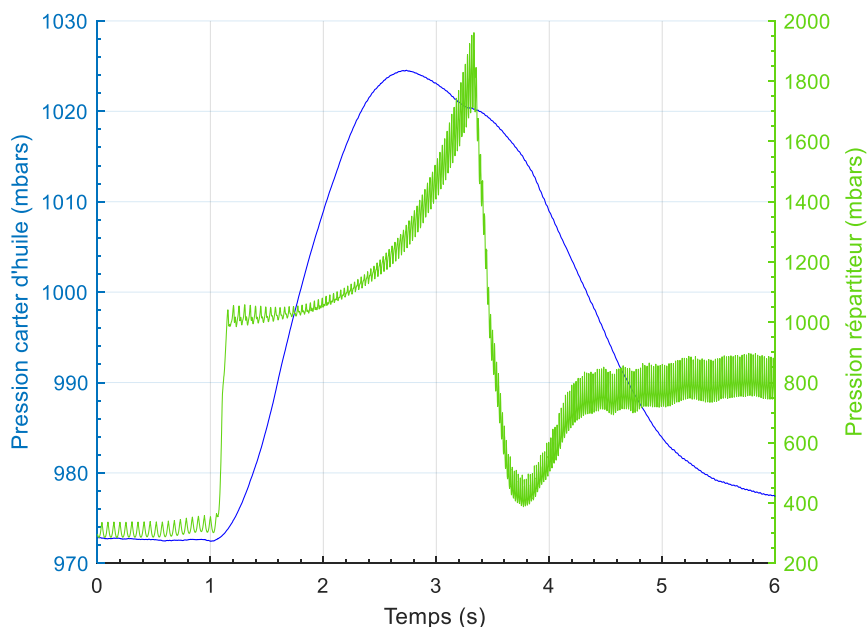


Figure III- 11-Evolution de la pression du carter d'huile en fonction de la pression du répartiteur en configuration 3

3.3.2 Détermination de la similarité des essais en configurations 1 et 3

Comme pour la partie 3.22, il s'agit de contrôler la similarité entre deux séries de 100 transitoires effectués cette fois-ci dans la même journée, compte tenu de la facilité à passer de la configuration 1 à la configuration 3. Pour ce faire, il est impératif de comparer les conditions d'essais, les actionneurs et les paramètres moteur.

1- Comparaison des conditions thermiques et atmosphériques

Afin d'effectuer une comparaison pertinente avec la configuration 1, il est nécessaire de comparer les conditions thermiques et atmosphériques.

Configurations	Températures (°C)					Pressions (mbars)		
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Echappement	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
1	92.49	96.30	24.61	20.12	356.62	195.73	1531.73	1020.94
3	92.67	96.90	24.70	20.37	356.60	196.09	1529.12	1021.39

Tableau III- 3-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 3

A la lecture du tableau III-3 ci-dessous, il apparait très clairement l'intérêt de ce genre de tests. En effet, il est possible d'obtenir un nombre important de tests pour chaque configuration et comme celles-ci sont effectuées le même jour, les conditions thermiques et atmosphériques restent identiques ou très proches.

2-Comparaison des actionneurs moteur

Il est aussi très important de comparer les actionneurs moteur déjà décrits pour la configuration 2, mais cette fois-ci afin de vérifier que les essais en configuration 1 sont strictement les mêmes que ceux en configuration 3.

La figure III-12 représente l'évolution des huit principaux actionneurs moteur enregistrés sous Inca en configurations 1 et 3 sur trois niveaux. Le niveau supérieur représente la quantité de carburant injectée par cycle (à gauche) et la pression d'injection (à droite). Les écarts en quantité de carburant injecté et de pression d'alimentation sont très faibles et restent inférieures à 5 %. Le niveau central représente l'évolution de la position en degrés vilebrequin par rapport au PMH de l'arbre à cames admission (à gauche) et de l'arbre à cames échappement (à droite). La position de l'arbre à cames admission affiche un écart maxi qui s'élève à 2° de vilebrequin entre les deux configurations alors qu'il s'élève 4° vilebrequin pour l'arbre à cames échappement. Le niveau inférieur de la figure III-12 retrace la position de la pédale d'accélérateur (à gauche) et l'avance à l'allumage en degrés vilebrequin par rapport au PMH (à droite). Que ce soit pour la

configuration 1 ou la configuration 3, les évolutions de la position de la pédale d'accélérateur restent identiques.

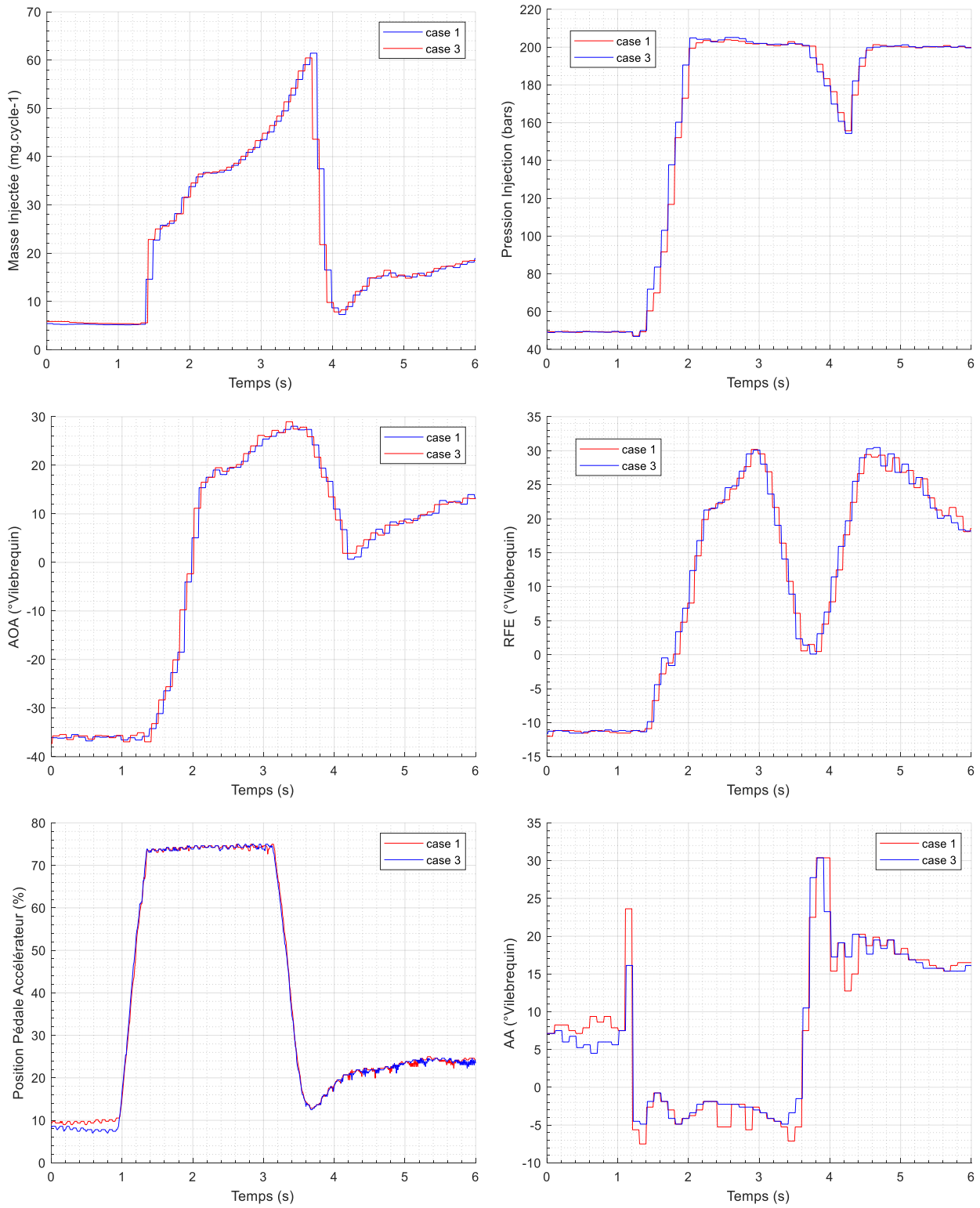


Figure III- 12-Comparaison des actionneurs moteur en configurations 1 et 3

Il apparait de très légères différences au ralenti liées à l'instabilité de ce dernier, mais sans conséquences sur les émissions. A partir de 1 seconde, les évolutions sont strictement les mêmes. Au niveau de l'avance à l'allumage, les écarts les plus importants s'élèvent à 8° au ralenti et 6° à la fin du transitoire. Comme indiqué précédemment pour la configuration 2, ce n'est ni au ralenti, ni au moment de la stabilisation du régime et du couple moteur qu'il y a un pic important d'émission de particules. C'est seulement lorsque le moteur est en transitoire et pleine charge. D'ailleurs l'écart de l'avance à l'allumage entre les configurations 1 et 3 durant la pleine charge du transitoire s'élèvent à seulement 3° au maximum.

Même si de faibles écarts apparaissent entre des tests, il importe que les actionneurs aient les mêmes accélérations aux mêmes instants.

De plus, il est là aussi utile de préciser que la fréquence d'acquisition trop faible de ces représentations graphiques est limitée par le logiciel Inca qui communique avec le calculateur moteur. Par conséquent, certains écarts apparaissent sur la figure III-12 alors qu'ils n'existent pas réellement.

D'une manière générale, les écarts entre les principaux actionneurs moteur des configurations 1 et 3 sont tellement faibles qu'il est possible de conclure que leurs évolutions sont identiques.

3-Comparaison des paramètres moteurs

Là aussi, il est important de vérifier si les paramètres moteur qui réagissent à la commande des actionneurs, évoluent de manière identique d'une configuration à l'autre. La figure III-13 caractérise sur deux niveaux les principaux paramètres moteur. Les évolutions du régime moteur et du couple sont visibles sur le niveau supérieur de la figure respectivement à gauche et à droite. Sur le niveau inférieur apparait l'évolution de la pression dans le répartiteur d'admission à gauche et du débit d'air à droite. Les écarts sont minimes et difficiles à déceler ou bien, lorsqu'ils existent, ils sont sans conséquence sur les émissions de particules puisqu'ils se situent en dehors de la fenêtre de temps où il y a une production importante de particules.

De ce qui précède, il apparait que les tests effectués en configuration 1 et 3 présentent des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui permettent de conclure que ces tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées. Cette validation est essentielle pour permettre l'identification d'un ou des facteurs impactant les émissions de particules.

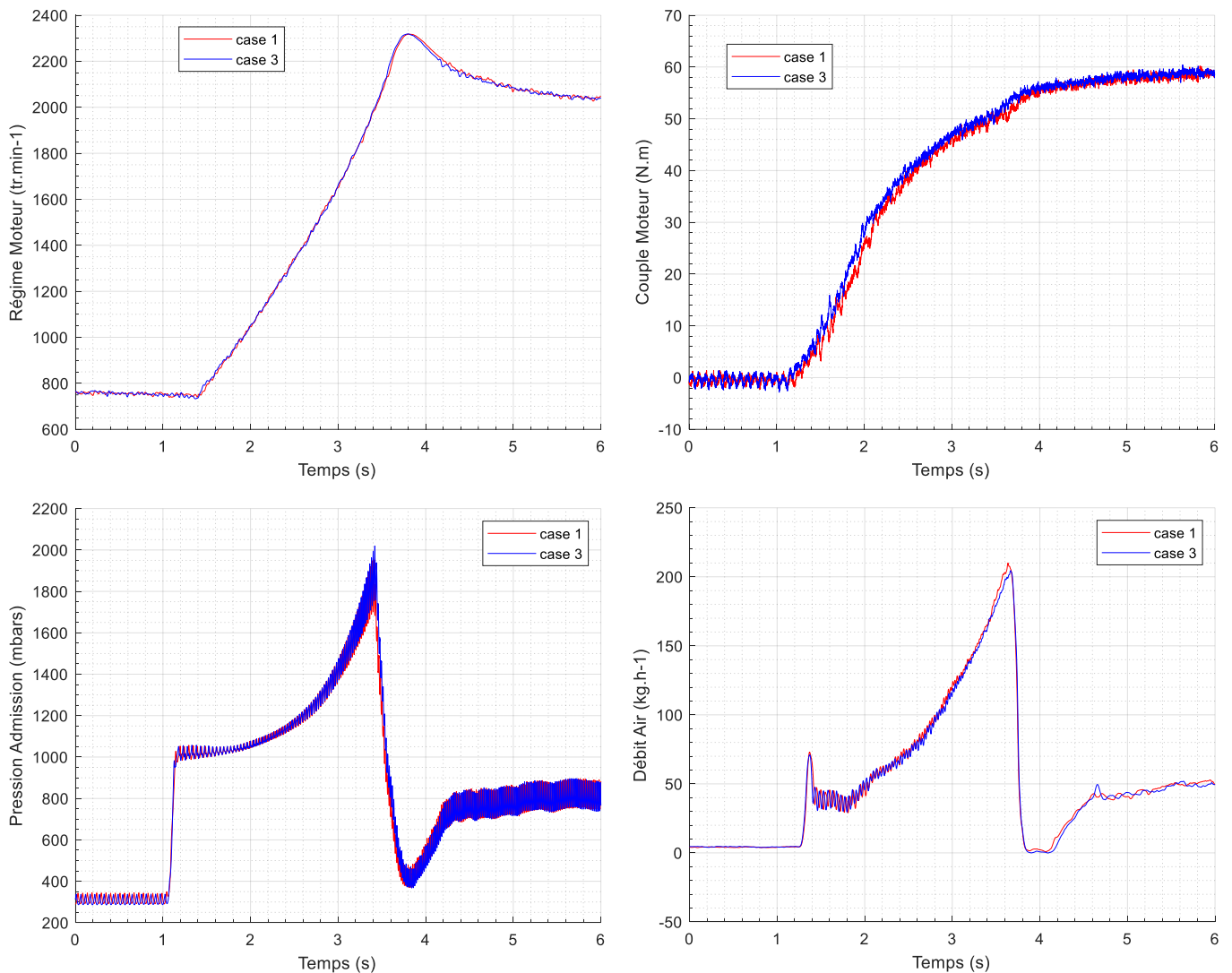


Figure III- 13-Comparaison des paramètres moteur en configurations 1 et 3

3.3.3 Résultats configuration 3

1-Emissions de particules

La courbe représentative des émissions de particules, visible sur la figure III-14, a la forme identique à celle de la configuration série (voir figure III-5) avec cependant un pic dans la deuxième zone, c'est-à-dire à 2 s, nettement inférieur. Celui-ci décroissent de 160 pA pour la configuration 1 à 80 pA pour la configuration 3. Le courant moyen pour 100 transitoires s'élève à :

$$\overline{\text{IntegI}} = 113 \text{ pA avec un écart type } \sigma = 8\%$$

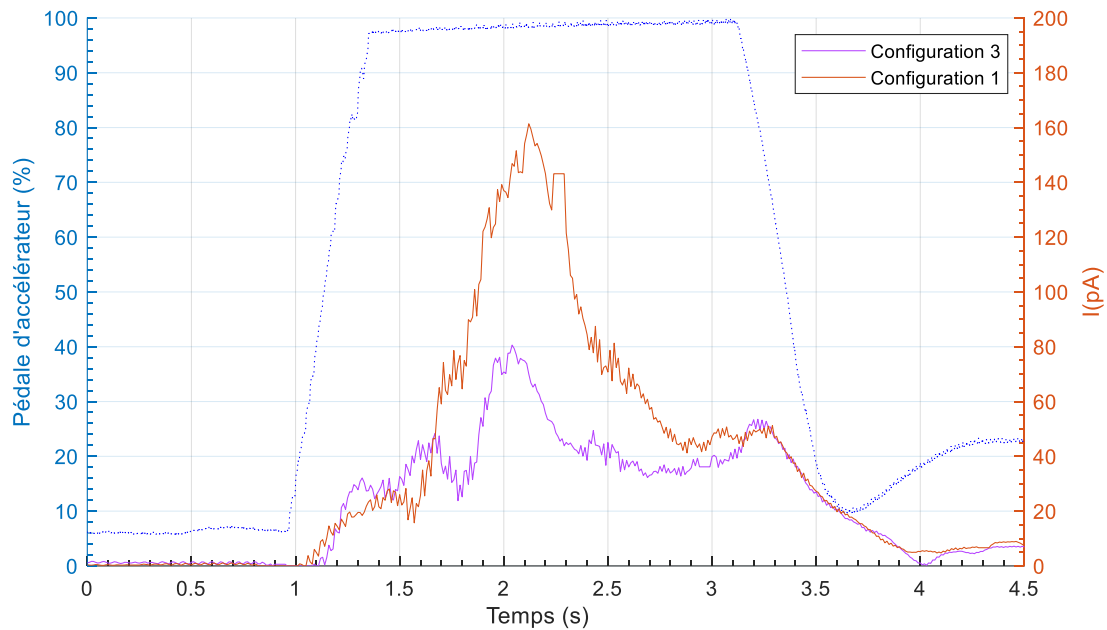


Figure III- 14-Evolution des émissions de particules pendant le transitoire en configurations 1 et 3

L'écart maxi s'élève à 37 %. Le niveau d'émission est donc 1.5 fois moins important sans gaz de blowby par rapport à la configuration série avec un écart type réduit de plus de 30 %. De ces résultats, il apparaît que les gaz du blowby ont donc un impact très important sur les émissions de particules et sur la répétabilité des tests. Ce dernier point est crucial car il est plus aisé de déterminer le poids d'une variable impactant les émissions de particules lorsque les gaz du blowby sont rejetés à l'extérieur puisque l'écart type devient faible. La question qui se pose est pourquoi un tel résultat ?

Lors de la mise en place des diverses configurations, il s'est avéré nécessaire de démonter le répartiteur d'admission. Or, nous avons relevé la présence d'huile moteur dans les conduits basse pression. Sur la figure III-15 qui représente le répartiteur (en noir) et la culasse (en gris) est entouré en rouge les sorties des gaz du blowby déshuilés qui en suivant les canaux incrustés dans le répartiteur (flèches rouges) vont pouvoir être réintroduits dans le cylindre. Lorsque les gaz, s'échappent du décanteur, ils percutent les parois rugueuses des conduits de la culasse menant au répartiteur et se déshuilent à nouveau. Finalement, l'huile s'agrège le long des parois pour venir s'écouler directement dans les conduits primaires d'admission de la culasse. L'huile entrant dans les cylindres va ainsi générer des particules lors de la combustion. Sans pouvoir généraliser sur tous les moteurs de manière globale, il apparaît que le décanteur installé sur le moteur utilisé dans cette étude n'est pas suffisamment efficace pour déshuiler totalement les gaz du blowby.

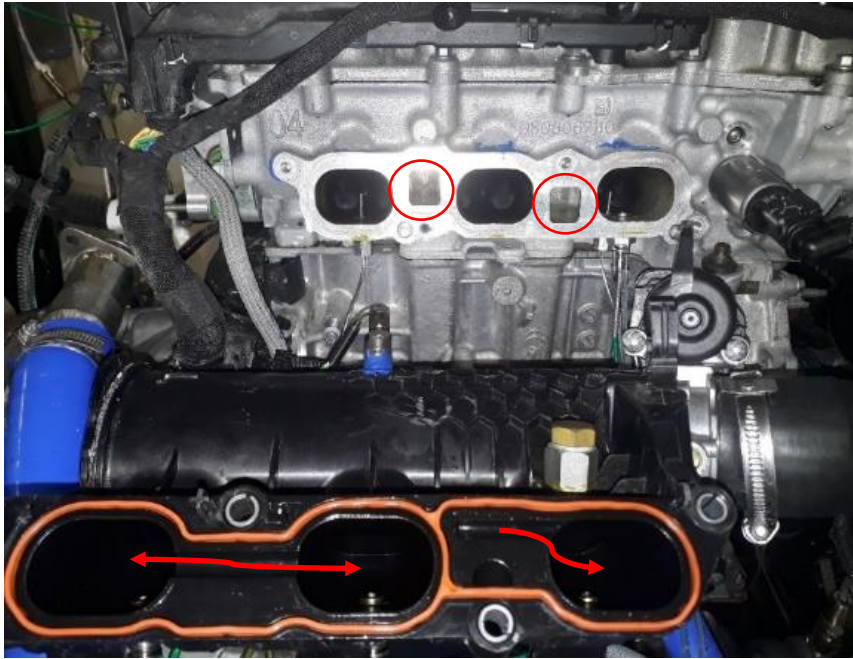


Figure III- 15-Vue du répartiteur et des conduits basse pression dans la culasse du moteur EB2dts

Ce phénomène a aussi un autre impact inattendu : il est à l'origine des différents niveaux d'émission de particules lors de nos différentes séries de tests. Là encore, après divers démontages du répartiteur d'admission, il s'avère que la manière de mise en température du moteur a un impact sur les émissions de particules.

Si lors de la mise en température du moteur, celui-ci est en mode turbocompressé, par exemple 3000 tr.min⁻¹ et 130 Nm, seul le conduit HP des gaz du blowby sera ouvert. Si la mise en température est suffisamment longue (> 20 minutes), le conduit fermé des gaz du blowby BP, c'est-à-dire le conduit situé entre la partie aval de la soupape BP, branche (5) de la figure III-2 et l'entrée du répartiteur, va se vider de toute son huile, laquelle sera brûlée. Lorsque les tests débiteront, le conduit sera propre et il faudra environ une heure de test pour le remplir à nouveau, ce qui aura comme conséquence de ne pas être représentatif du niveau réel des émissions durant cette heure de test puisque ce conduit secondaire agit comme un déshuileur supplémentaire sur une courte période.

A l'inverse, si lors de la mise en température du moteur celui-ci est en mode atmosphérique, par exemple, 2500 tr.min⁻¹ 50 Nm, le conduit BP sera ouvert et il n'y aura pas de phénomène de nettoyage. Par conséquent de l'huile sera introduite dans le moteur ce qui génèrera des émissions importantes de particules. Ces interventions nous montrent bien à quel point il est important de maîtriser ce phénomène avant toute interprétation.

2-Emissions de NOx

Les émissions de NOx entre les deux configurations, visibles sur la figure III-16, sont très semblables avec un écart là aussi inférieur à 10 %. L'influence des gaz du blowby sur les émissions de NOx semble donc limité.

Pour la configuration 1 : $\overline{M}_{NOx} = 225 \text{ mg}$ avec un écart type $\sigma = 2,35\%$

Pour la configuration 3 : $\overline{M}_{NOx} = 250 \text{ mg}$ avec un écart type $\sigma = 1,82\%$

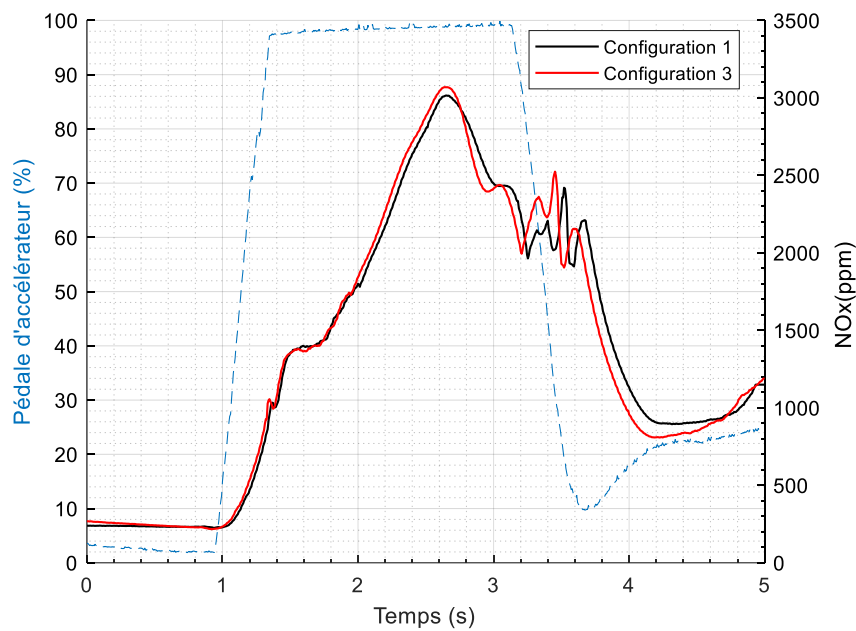


Figure III- 16-Evolution des émissions de NOx en Configuration 1 et 3

Là aussi, la comparaison des émissions de NOx entre les deux configurations permet de confirmer que ce n'est pas la variation de richesse qui est à l'origine du niveau important d'émission de particules (voir partie 2.5). En effet, les émissions de NOx sont très proches, alors que le courant moyen mesuré pour 100 transitoires en configuration 3 est 1.5 fois moins important que celui mesuré en configuration.

3.4 Analyse des résultats et interprétations

1- Caractérisation des émissions de particules

Les essais effectués sur un moteur à allumage commandé, turbocompressé et à injection directe, ont permis de mettre en évidence l'impact significatif des émissions de particules liées aux gaz du blowby. En effet, même équipé d'un décanteur à deux voies (HP et BP), ce moteur émet 1.5 fois plus de particules par rapport à une configuration sans gaz blowby. Après analyse, il s'avère que le décanteur n'est pas suffisamment efficace et qu'il est important de travailler dans ce domaine pour s'approcher d'un déshuilage à 100 %. Les essais sans gaz de blowby présentent aussi l'avantage d'avoir moins de disparités et donc d'être plus répétables. De ce qui précède, il apparaît donc que le débit des gaz du blowby varie à iso test.

Quelles en sont les raisons ?

Divers études ont démontré que les segments n'étaient pas statiques mais se déplaçaient axialement, radialement et surtout tournaient autour du piston [149–153]. Par exemple Schneider *et al* [149] ont mesuré une vitesse de rotation s'élevant à 0,25 tour par minute à 2000 $\text{tr}\cdot\text{min}^{-1}$ sur un quatre cylindre à allumage commandé, tandis que le fabricant de segments Kolbenschmidt [33] estime que la rotation des segments peut s'élever jusqu'à 15 tours par minute, en fonction des paramètres moteur. Un segment est un anneau élastique fendu composé principalement d'acier. Cette coupe est nécessaire pour parer aux déformations thermiques qui engendrent une dilation du segment. En fonction des propriétés chimique du segment, ce jeu de coupe est plus ou moins important. En général, celui-ci oscille entre 0,1 mm et 5 mm. **Cet espace est appelé « endgap » en anglais. Nous utiliserons cette dénomination tout le long de la thèse.** La position des deux premiers segments caractérisée par les endgap influence le débit et la concentration en huile des gaz du blowby visible sur la figure III-17 [144], [154–161].

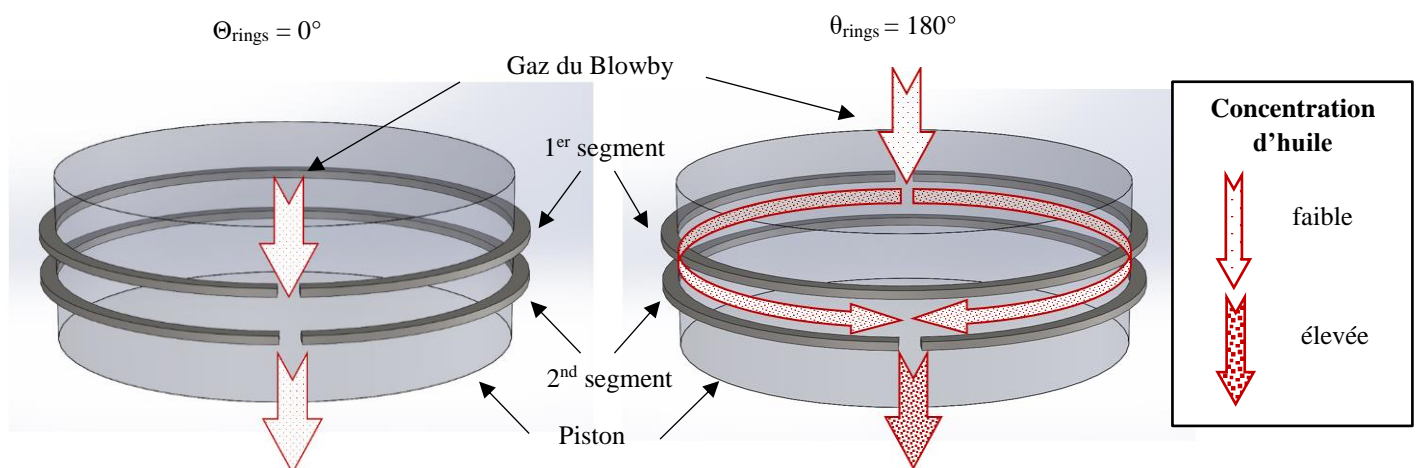


Figure III- 17- Evolution de la quantité d'huile balayée en fonction de la position des « endgap »

De ces variations de débit de blowby, il convient de tenir compte de la teneur en huile variable des gaz qui sont renvoyés dans le cylindre. Phénomène dénommé backflow en anglais. Min *et*

al [154] et Thirouard *et al* [155] ont constaté que ce phénomène était lié à la position des « endgap ». En effet, lorsque ceux-ci sont opposés à 180° les gaz du blowby balayent toute la zone inter-segments, dénommée « second land crevices » sur la figure I-11. C'est à dire qu'un maximum d'huile stockée dans cette zone est redirigé vers le carter inférieur. Ce phénomène est dénommé « blow-down effect » en anglais. Les gaz réintroduits dans le cylindre lors du cycle suivant et qui retraverseront cette zone dans l'autre sens, via le phénomène de backflow, sera faiblement chargé en huile et par conséquent le niveau de particules associé y sera limité. A l'inverse, si les positions des « endgap » sont proches comme par exemple 0° sur la figure III-17, la zone balayée par les gaz sera très limitée et il restera donc beaucoup d'huile dans cette zone. Les gaz du backflow vont alors se recharger en huile et la rediriger vers le cylindre, ce qui aura pour conséquence d'élever le niveau de particules lors du cycle suivant. Nakashima *et al* [162] et Agarwal *et al* [163] ont mesuré des variations de débit d'huile en fonction de la position des endgap très significatives et pouvant atteindre 400 % en fonction du design des pistons. Thirouard *et al* [155,164] ont déterminé le débit d'huile balayé vers le carter moteur par les gaz du blowby à partir de l'équation III-1 :

$$Q_{oil} = Q_{blow-by} \left(1 - \frac{\theta_{rings}}{2\pi}\right) \frac{3*\mu_{air}}{\mu_{oil}} \cdot \frac{\widetilde{h_{oil}}^2}{h_{air}^2} \quad (III-1)$$

Avec

$Q_{blow-by}$ = débit des gaz du blowby en m³/cycle

h_{oil} = Epaisseur du film d'huile moyennée et normalisée

h_{air} = Jeu entre piston et cylindre

μ_{air} = Viscosité dynamique de l'air

μ_{oil} = Viscosité dynamique de l'huile

θ_{rings} = Angle formé entre les « endgap » des deux premiers segments

A partir de cette équation et en faisant l'hypothèse d'un débit de blowby constant pour un point moteur fixé, il s'avère que le volume d'huile expulsé par les gaz du blowby ne dépend que de la position des « endgap » des segments. A partir de ce résultat et compte tenu du niveau élevé en terme de répétabilité des essais transitoires, l'équation (II-5) peut se simplifier en faisant l'hypothèse que $\delta_{oc} \gg \delta_{\emptyset}$ et par conséquent $\delta N \approx \delta_{oc}$.

A partir de ces constatations, il est possible de développer la partie variable de la fonction de caractérisation des particules, c'est-à-dire :

$$\delta N = \delta N_{oil-blowby}(\theta_{rings}) + \delta N_{oil-backflow}(\theta_{rings}) \quad (III-2)$$

Avec

$\delta N_{oil-blowby}(\theta_{rings})$ = Nombre de particules produites par les gaz du blowby en fonction de la position θ_{rings} , représentant l'angle entre les « endgap » des deux premiers segments.

Et

$\delta N_{oil-backflow}(\theta_{rings})$ = Nombre de particules produites par les gaz du backflow en fonction de la position θ_{rings} , représentant l'angle entre les « endgap » des deux premiers segments.

Il est alors possible de réécrire l'équation II-4 :

$$N_{\text{Total}} = a_0 + a_1 \tilde{v} + a_2 \frac{\tilde{a}v}{dt} + a_3 \tilde{T}q + a_4 \frac{\tilde{a}Tq}{dt} + \delta N_{\text{oil-blowby}}(\theta_{rings}) + \delta N_{\text{oil-backflow}}(\theta_{rings}) \quad (\text{III-3})$$

Si le décanteur d'un moteur à allumage commandé était parfait, c'est à dire une efficacité du déshuileur égale à 100%, la partie $\delta N_{\text{oil-blowby}}$ serait nulle puisqu'aucune goutte d'huile serait injectée à l'admission via les gaz du blowby. Les émissions de particules liées à $\delta N_{\text{oil-blowby}}$ dépendent finalement que de l'efficacité du décanteur alors que celles liées à $\delta N_{\text{oil-backflow}}$ dépendent de la position des « endgap » formée par les premiers segments.

2-Prédiction des émissions de particules liées à $\delta N_{\text{oil-backflow}}$

Cette nouvelle équation (III-3) permet de caractériser précisément les émissions de particules émises par un moteur à allumage commandé à condition de connaître la position des « endgap » des deux premiers segments à n'importe quel instant. Or, actuellement, il n'est pas possible de connaître ou de prédire la valeur de θ_{rings} en fonction du temps et des paramètres moteur. Il n'a pas été possible de mesurer les émissions de particules liées seulement à l'huile retournée dans le cylindre par le phénomène de blowby. Par contre, il est possible de déterminer un écart type minimal lié à ce phénomène. En effet, à partir de l'équation (III-2), et des lois de statistique, il est possible d'écrire :

$$\text{VAR}(\delta N) = \text{VAR}(\delta N_{\text{oil-blowby}}) + \text{VAR}(\delta N_{\text{oil-backflow}}) + 2\text{COV}(\delta N_{\text{oil-blowby}}, \delta N_{\text{oil-backflow}}) \quad (\text{III-4})$$

Les inconnues de cette équation sont la variance de $(\delta N_{\text{oil-blowby}})$ et la covariance de $(\delta N_{\text{oil-blowby}}, \delta N_{\text{oil-backflow}})$. A partir des résultats précédents, il est possible d'écrire :

$$\text{VAR}(\delta N) = (\sigma(\delta N))^2 = 144 \quad \text{et} \quad \text{VAR}(\delta N_{\text{oil-backflow}}) = (\sigma(\delta N_{\text{oil-backflow}}))^2 = 64$$

Or les émissions de particules liées au « backflow » et au blowby ne varient pas dans le même sens puisque s'il y a plus d'huile dirigée vers le carter moteur, il y en aura moins dans le cylindre et vice et versa. D'un point de vue statistique cela sous-entend que la covariance $(\delta N_{\text{oil-blowby}}, \delta N_{\text{oil-backflow}})$ doit être négative.

Après résolution de ce problème, il apparaît que celle-ci est négative si et seulement si l'écart type de $(\delta N_{\text{oil-blowby}})$ est supérieure à 9 %, c'est-à-dire si $\sigma(\delta N_{\text{oil-blowby}}) \geq 9 \%$.

Ce résultat souligne l'importance de la variabilité des émissions de particules liées au blowby sur ce type de moteur, car celui-ci est finalement plus important que la variabilité des émissions de particules liées au « backflow » qui elle s'élève à $\sigma(\delta N_{\text{oil-backflow}}) = 8\%$.

Trois configurations de décanteur sont testées dans ce chapitre afin de déterminer l'impact des gaz du blowby sur les émissions de particules. La première configuration correspond au montage série. Pour la seconde configuration, les branches HP et BP du décanteur sont obstruées. Les branches HP et BP de la troisième configuration restent ouvertes comme le montage série, mais une pompe à dépression est introduite en aval de la prise d'air du décanteur. Celle-ci aspire les gaz du blowby et les refoule vers l'extracteur d'échappement de la cabine. L'ajout de cette pompe à dépression a permis l'exécution de tests en transitoires sans gaz de blowby.

Les résultats obtenus sont les suivants :

$$\overline{\text{IntegI}(\text{configuration 1})} = 165 \text{ pA avec } \sigma = 12\%$$

$$\overline{\text{IntegI}(\text{configuration 2})} = 315 \text{ pA avec } \sigma = 37\%$$

$$\overline{\text{IntegI}(\text{configuration 3})} = 113 \text{ pA avec } \sigma = 8\%$$

Ces essais révèlent plusieurs phénomènes fondamentaux :

- Les gaz du carter moteur peuvent remonter vers le cylindre : backflow
- L'efficacité du décanteur est faible pour les transitoires
- Le niveau moyen de courant émis par les particules est environ 30 % plus faible sans gaz de blowby
- La variabilité diminue puisque l'écart type se réduit de plus 30 % sans gaz de blowby

L'analyse de ces données souligne l'importance des phénomènes des gaz de blowby, de backflow et de leurs concentrations en huile. Ces résultats ont permis d'optimiser la fonction de caractérisation des émissions de particules. Cette dernière semble particulièrement connexe à la position des segments du piston. L'objectif du chapitre suivant est donc déterminer la dynamique de fonctionnement des segments et leurs impacts sur la composition des gaz du blowby et du backflow.

Chapitre 4 :

Caractérisation des émissions de particules à partir des gaz du blowby

Les gaz du blowby et du backflow ont un impact fondamental sur les émissions de particules. De manière à mieux appréhender ces phénomènes, la première partie de ce chapitre est consacrée à un nouvel examen bibliographique lié précisément au comportement dynamique des segments du piston.

Cette analyse participera à l'étalonnage d'un modèle de simulation des gaz du blowby en stabilisé et en transitoire.

L'analyse de ces résultats entre l'expérimental et la simulation devrait permettre de compléter et d'optimiser la fonction de caractérisation des émissions de particules.

4.1 Comportement dynamique des segments de piston

La mise au point d'un modèle prédictif d'émissions de particules via la combustion d'huile nécessite de comprendre le comportement dynamique des segments. Mais avant tout, il est utile de décrire de quelle manière la lubrification des parois du cylindre ainsi que celle des segments s'effectue.

4.1.1 La lubrification du cylindre

La lubrification d'un moteur à combustion interne est un mécanisme complexe. Une pompe aspire l'huile contenu dans un carter et la redistribue à tous les organes qui doivent être lubrifiés, tels que le vilebrequin, l'arbre à cames, les poussoirs hydrauliques, les cylindres, etc...La lubrification du cylindre s'effectue à partir du vilebrequin. A la jonction du palier bielle/vilebrequin, une petite échancrure de quelques millimètres au niveau de la face d'appui de la tête de bielle permet à l'huile sous pression de s'y échapper. Celle-ci est alors projetée sur les parois du cylindre et du piston. La quantité d'huile déposée est fonction du régime de rotation du vilebrequin et de la pression d'huile. Afin d'avoir un effet de lubrification optimal et une faible consommation d'huile lors de la combustion, les gouttes d'huile sont raclées et réparties uniformément par les segments racleurs. Takiguchi *et al* [34] ont mesuré l'épaisseur du film d'huile d'un monocylindre Diesel. Il apparaît que celle-ci varie au cours du cycle, du régime de rotation, de la charge moteur et de la position du piston (côté poussée ou anti-poussée). En pleine charge celle-ci est inférieure à $1\mu\text{m}$ au niveau du segment de compression et du segment racleur. En général, l'épaisseur du film d'huile sur la paroi du cylindre doit être comprise entre $1\mu\text{m}$ et $3\mu\text{m}$. Une épaisseur du film d'huile plus faible peut générer une friction mixte et donc une usure importante des pièces en mouvement. Tandis qu'une épaisseur du film plus importante engendre une consommation excessive d'huile et crée plus de polluants. Au final, ce sont les segments qui déterminent l'épaisseur du film d'huile déposé sur le cylindre.

4.1.2 Les principales fonctions des segments

Les segments ont plusieurs rôles. Ils doivent assurer l'étanchéité des gaz de combustion vers le carter inférieur (blowby) afin de limiter la perte de pression et donc de puissance. Ils doivent aussi assurer l'étanchéité de l'huile vers la chambre de combustion tout en préservant une répartition et une épaisseur du film d'huile sur les parois du cylindre uniforme et parfaitement définie. Les segments ont aussi un rôle thermique permettant d'évacuer une partie de sa chaleur vers le cylindre [146].

Le premier segment à partir de la couronne du piston est appelé **segment coupe-feu ou segment de compression**, (11 figure IV). Ce segment est soumis aux plus fortes températures qui peuvent dépasser $250\text{ }^\circ\text{C}$. Celui est généralement recouvert d'une couche de chrome ou de

molybdène pour assurer une bonne résistance aux frottements et au maintien du film d'huile. Ce procédé confère au matériau une structure poreuse où de l'huile moteur peut s'y accumuler et ainsi assurer la lubrification de la surface de glissement du segment même dans les conditions extrêmes. Sur le moteur EB2dts, ce segment est recouvert d'une couche de micro diamant qui apporte des avantages supplémentaires comme la réduction des pertes par friction, une meilleure résistance à l'usure ainsi qu'une bonne résistance aux traces de brûlure et une faible auto-usure du segment /piston.

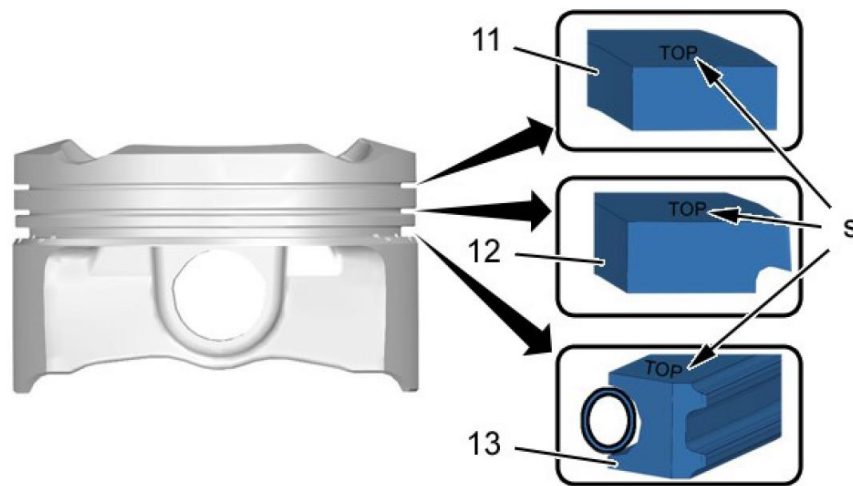


Figure IV- 1-Piston et segments du moteur EB2dts [165]

Le second segment est appelé **segment d'étanchéité**, (12 figure IV-1). Ce segment remplit une double fonction. Il complète le segment de compression quant à l'étanchéité et le segment racleur d'huile quant à la régulation du fil d'huile. Il est soumis à des températures de fonctionnement plus basses et a une meilleure lubrification que le segment coupe-feu. Sur le moteur EB2dts, ce segment est conique à bec d'aigle. La conicité de la surface de glissement renforce l'effet de raclage d'huile tout en assurant une bonne étanchéité aux gaz de combustion.

Le troisième segment est appelé **segment racleur d'huile**, (13 figure IV-1). Celui-ci est conçu pour répartir l'huile uniformément sur les parois du cylindre et en racler l'excédent. Il régule l'épaisseur du film d'huile des deux autres segments. Afin d'améliorer la fonction d'étanchéité et de raclage, ce segment possède généralement deux lèvres de raclage. Le volume raclé par la lèvre supérieure est dirigé vers des orifices présentés entre les deux lèvres du segment. L'huile peut ensuite être drainée à l'extérieur du piston et retomber dans le carter inférieur via des ergots situés à proximité de l'axe du piston. Sur le moteur EB2dts, ce segment est en deux parties. Un ressort en spirale est placé sur la partie arrière du corps du segment, ce qui assure une pression d'appui homogène sur toute la circonférence du ressort et une très bonne capacité de prise de forme.

4.1.3 Le comportement dynamique des segments

Un segment de piston s'élève et retombe dans sa gorge plusieurs fois par cycle. Ceci est due aux différentes forces qu'il subit.

Sa position à l'intérieur de sa gorge est alors déterminée par Tian [39] :

- Les pressions des gaz en amont et en aval du segment
- Les forces inertielles
- Les forces de friction
- La distribution de pression sur les flancs du segment
- La surface de contact du segment sur le cylindre

Cependant, il existe diverses singularités quant à la dynamique des segments qui peuvent dégrader leurs capacités d'étanchéité et de raclage. Généralement, celles-ci apparaissent principalement sur les segments de compression et d'étanchéité. Une description des mécanismes à l'origine de ces dysfonctionnements est nécessaire afin de mieux appréhender les conséquences sur le blowby et la consommation d'huile.

1- Le flottement axial du segment (Ring flutter)

Le phénomène de flottement est défini comme une multitude d'oscillations du segment à l'intérieur de sa gorge durant une partie d'un cycle. Ce phénomène se produit grâce aux fluctuations de pression des gaz et avec ou sans fort débit traversant la gorge du segment.

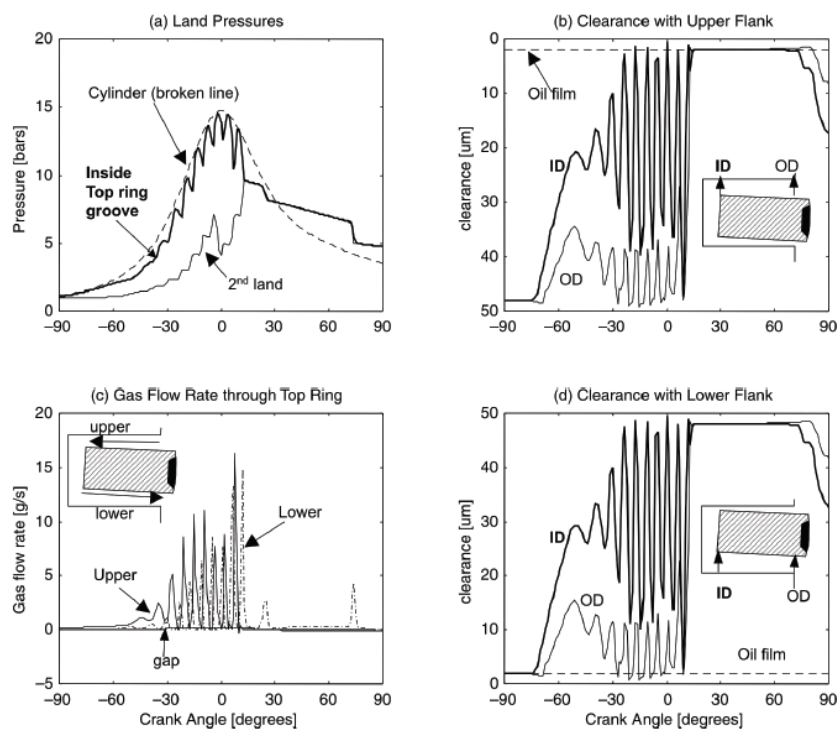


Figure IV- 2- Caractéristiques du flottement axial du premier segment [39]

Ces oscillations se produisent lorsque les pressions dans les zones comprises entre le cylindre, le piston et les segments et dénommées « lands » sont proches [166]. En effet, lorsque le segment est en contact ponctuel avec la partie supérieure ou inférieure de sa gorge, les fluctuations de pression sont telles que le segment ne peut trouver une position d'équilibre et se met à flotter, voir figure IV-2.

Tian [39] décrit très précisément la dynamique de ce phénomène et en conclue que l'angle de torsion du segment est un paramètre fondamental pour limiter le phénomène de flottement. Avec un angle de torsion positif, le segment reste stable contrairement à un angle négatif. Ce phénomène a tendance à se produire dans les hauts régimes, où les forces inertielles prédominent. Lorsque les segments oscillent, le débit des gaz de combustion circulant à travers la gorge du segment est beaucoup plus important que celui qui traverse le endgap. Le flottement axial du premier segment augmente fortement le débit de blowby, tandis que celui du second segment à une action minimale. En effet, dans ce cas précis, le débit qui traverse le endgap du premier segment est limité car lorsque la pression dans le cylindre est élevée, l'écoulement devient sonique et le débit est bloqué.

2- Le flottement radial du segment (Ring collapse)

Lorsque le segment se déplace radialement, ce phénomène est appelé flottement radial. Il se produit lorsque les gaz de combustion entrent en contact avec une partie de la face de contact du segment qui normalement est scellée au film d'huile.

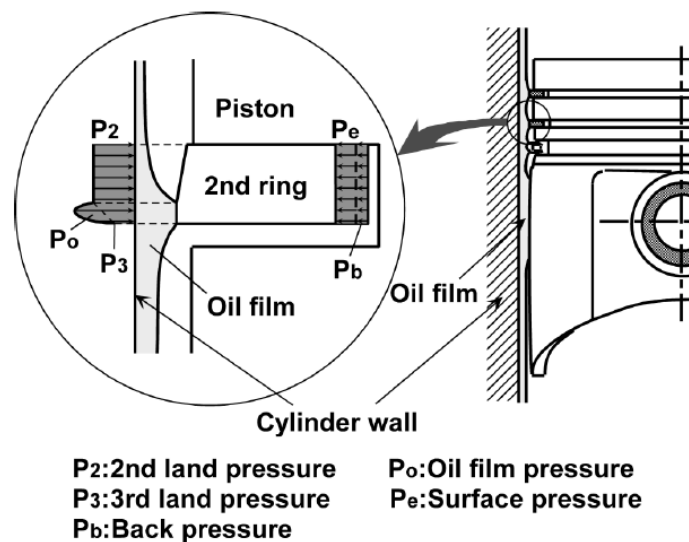


Figure IV- 3- Distribution des pressions sur le second segment [40]

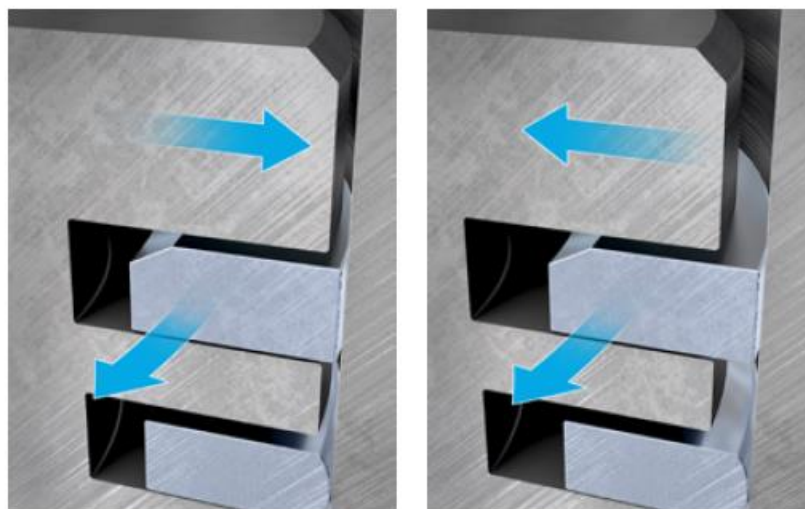
En effet, les conditions de température et de pression déforment le segment qui subit une torsion tout le long de sa circonférence. Une torsion légèrement positive va libérer une surface de contact (starvation en anglais) et lorsque la pression des gaz de combustion sera suffisamment importante, celle-ci va générer une force radiale en direction du piston plus importante que la

force radiale générée par les gaz emprisonnés en-dessous du premier segment (voir figure IV-3). Lorsque ce phénomène se produit, une quantité importante de gaz de blowby circule vers les « lands » inférieurs. Compte tenu des caractéristiques techniques des segments, ce phénomène a tendance à affecter davantage le second segment que le premier [36,40,167]. Ce dernier a généralement une surface de contact conique pour améliorer les propriétés de raclage de l'huile ce qui favorise le mouvement de torsion.

La distorsion de l'alésage du cylindre peut aussi être à l'origine d'un flottement radial du segment. En effet, si l'alésage n'est pas parfaitement cylindrique, la force de contact du segment contre le cylindre n'est plus uniforme et les zones de contact, où celles-ci sont moins importantes, vont alors libérer une surface d'appui du segment qui normalement est scellée au film d'huile. Comme précédemment, cela aura pour conséquence le déplacement du segment vers l'intérieur du piston et permettre le passage des gaz du blowby directement vers le carter inférieur via ce chemin.

3- Le mouvement rotationnel du segment

La rotation des segments est due à deux phénomènes : les micro-rainures du cylindre et aux oscillations du piston : « *Les segments de piston doivent pouvoir tourner dans leur gorge en vue d'un rodage et d'une étanchéité parfaits. La rotation est obtenue d'une part par la structure de honage (passe croisée) et d'autre part par l'oscillation du piston en son point mort haut et bas. Les angles de honage plats engendrent une rotation moindre des segments et les angles forts engendrent un taux de rotation plus important. La rotation des segments dépend également du nombre de tours du moteur. Pour donner un ordre de grandeur, 5 à 15 rotations par minute sont des valeurs réalistes* » [33]. En fait, les segments n'effectuent pas de va-et-vient en sens radial, mais, par son inversion dans l'alésage de cylindre, le piston change d'appui d'une paroi du cylindre à l'autre s'il est coté poussée ou coté anti poussée (thrust side et antithrust side en anglais).



Déplacement radial du segment de piston

Figure IV- 4-Rotation des segments [33]

Ceci se produit tant au PMH du piston qu'au PMB. Il en découle un déplacement radial du segment à l'intérieur de la gorge de celui-ci. Ceci entraîne la rotation du segment en relation avec la passe croisée et la structure de honage (voir figures IV-4 et IV-5).

Schneider *et al* [149] et Min *et al* [154] ont mesuré la rotation du segment en incrustant deux éléments radioactifs de nature différentes dans le segment. Ils en concluent que :

- Le mouvement de rotation est faible pour un point moteur stabilisé
- Le mouvement de rotation est initié par le changement de vitesse et de charge
- Le mouvement de rotation peut être constant sous faible charge avec une fréquence de rotation comprise entre 0,25 et 0,5 rotations/minute.
- Lors d'un rapide changement (rpm et charge) le mouvement de rotation peut atteindre 10 rotations/minutes.

Schneider *et al* [152] ont aussi étudié l'impact de « l'ovalité » du cylindre sur le mouvement de rotation des deux segments, gaz de blowby éjectés à l'extérieur. Les variations d'ovalité étaient obtenues de différentes manières : serrage plus faible des vis de culasse et de répartiteur, puis serrage normal et enfin en modifiant la tension de serrage des 3 bandes de contact entourant le cylindre.

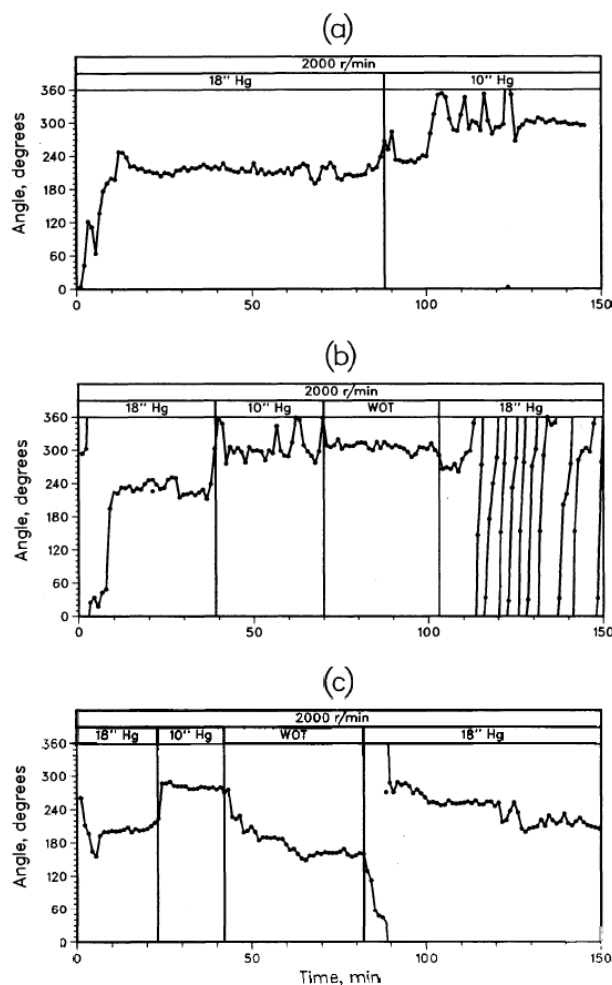


Figure IV- 5-Variation de la vitesse de rotation d'un segment à 2000 tr.min⁻¹ [152]

Les résultats démontrent que le passage d'une « ovalité » nominale comprise entre 30 µm et 50 µm n'affecte pas le mouvement de rotation des segments, ni la conso de d'huile. Par contre le passage à 110 µm réduit le mouvement de rotation mais augmente la consommation d'huile. Lorsque le moteur fonctionne à haut régime et faible charge, le mouvement de rotation du segment devient constant ce qui a pour conséquence de réduire la consommation de l'huile. Thirouard *et al* [156] ont étudié l'impact de la position des segments et de la quantité d'huile présente dans le second land. **Il apparait que lorsque les segments sont libres de se mouvoir en rotation, la quantité d'huile est très instable alors qu'elle reste constante lorsque ceux-ci (segments) sont bloqués en rotation.** La dynamique de ce principe a été détaillé précédemment dans la partie 3.2. Thirouard a en outre caractérisé la quantité d'huile évacuée vers le carter inférieur en fonction du débit des gaz du blowby et surtout de la position des « endgap ». Cette nouvelle équation est une fonction développée de l'équation (III-1).

$$Q_{oil} = Q_{blowby} \left(\frac{1}{2\pi} \right) \frac{\mu_{air}}{\mu_{oil}} \cdot \frac{3 K_a}{K_b} \left((2\pi - \theta_{rings}) \left(1 - e^{\frac{-K_1 \theta_{rings}}{C_1 (2\pi - \theta_{rings})}} \right) + \theta_{rings} \left(1 - e^{\frac{-K_1 (2\pi - \theta_{rings})}{C_1 \theta_{rings}}} \right) \right) \quad (IV-1)$$

$$\text{Avec } C_1 = Q_{blow-by} \frac{\mu_{air}}{\mu_{oil}} \cdot \frac{3}{2\pi (h_{air})^2 R_{land}} \quad (IV-2)$$

Q_{blowby} = débit des gaz du blowby en m³/cycle

μ_{air} = Viscosité dynamique de l'air

μ_{oil} = Viscosité dynamique de l'huile

θ_{rings} = Angle formé entre les « endgap » des deux premiers segments

R_{land} = Rayon du piston entre les deux segments

h_{air} = Jeu entre Rayon du piston et le Rayon du cylindre

K_a et K_b sont des constantes indépendantes de la hauteur du film d'huile dans le secteur considéré mais plutôt liées à la vitesse de rotation du moteur, entre autre.

La figure IV-6 représente l'évolution de l'huile balayée par les gaz du blowby en fonction de la position des segments caractérisée par les « endgap », à partir de l'équation (IV-1). La quantité d'huile dirigée vers le carter inférieur est maximale lorsque la position des endgap est à l'opposé, c'est-à-dire lorsqu'ils sont décalés de 180°. A l'inverse, cette quantité devient minime lorsqu'ils sont face à face, c'est-à-dire proche de 0°. Ceci s'explique par le fait que lorsque les gaz du blowby traversent le premier endgap, deux chemins s'offrent à eux avant de ressortir par le deuxième endgap (voir figure III-17). Si les endgap sont décalés de 180°, alors les chemins sont identiques et la quantité d'huile balayée par les gaz est maximale. Entre 180° et 0°, les gaz du blowby vont traverser deux chemins d'inégale longueur. Plus la longueur d'un chemin sera importante, plus les pertes de charge le seront aussi. Par conséquent, le débit des gaz du blowby traversant ce chemin va décroître au profit du chemin le plus court. Finalement, la quantité d'huile balayée par les gaz du blowby et dirigée vers le carter inférieur sera moindre. L'huile restant dans cet espace inter-segments sera alors renvoyée vers la couronne du piston principalement grâce aux gaz du backflow. Finalement, l'huile sera projetée dans le cylindre grâce à l'action des forces inertielles, puis brûlée. Si la température du piston est suffisamment élevée, c'est à dire sous forte charge, l'huile pourra aussi s'évaporer dans le cylindre [164]. Ces

deux phénomènes vont générer une production importante de particules. En considérant que le décanteur est efficace à 100 %, la variation des émissions de particules liée à ce phénomène sera inversement proportionnelle à la figure IV-6 et l'équation IV-1.

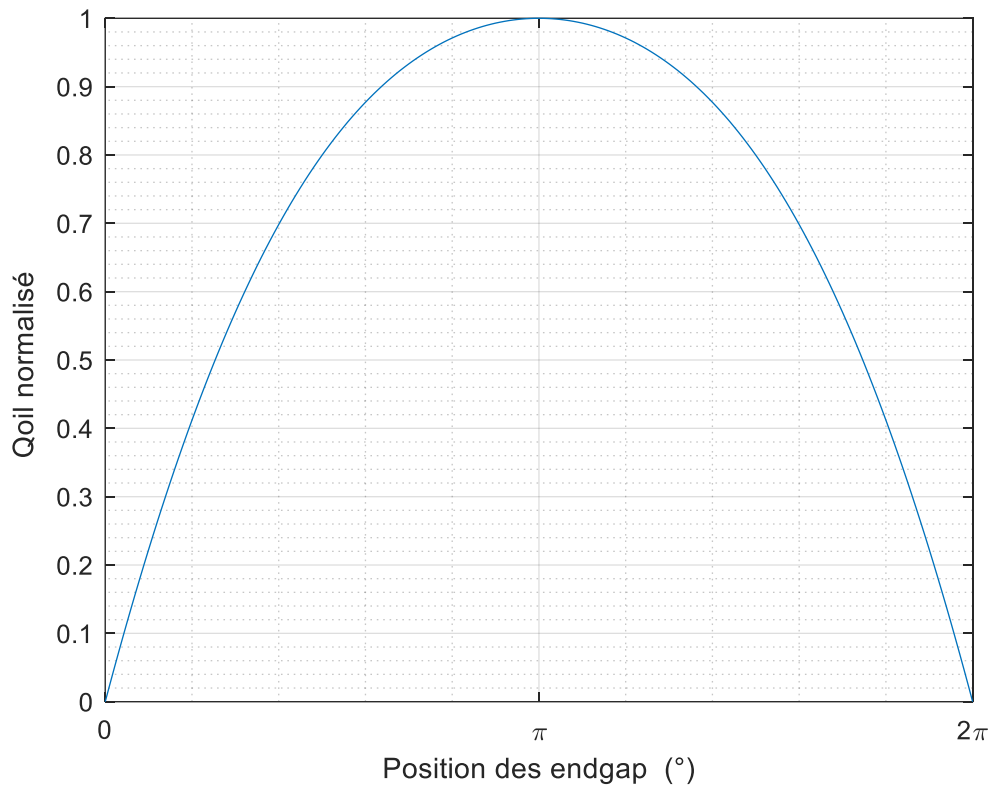


Figure IV- 6-Débit huile balayé par les gaz du blowby en fonction de la position des « endgap »

4.2 Simulation du blowby en stabilisé

4.2.1 Création d'un modèle de simulation sur un monocylindre

L'objectif est de créer un modèle de simulation d'émissions de particules liées à la combustion de l'huile dans le cylindre en fonction de la valeur du « endgap » entre les deux premiers segments. Dans un premier temps, il est nécessaire de modéliser les gaz du blowby de notre moteur. Pour cela, le logiciel de simulation Gamma Technologie, GT-suite 2021, qui possède un module « RingPack » (spécialement créé pour modéliser les frottements pistons/cylindre/segments et aussi modéliser les pressions et les flux des gaz circulant à travers les segments et les gorges du piston) est utilisé.

Tout d'abord un modèle simple, basé sur un monocylindre est créé (voir figure IV-7).

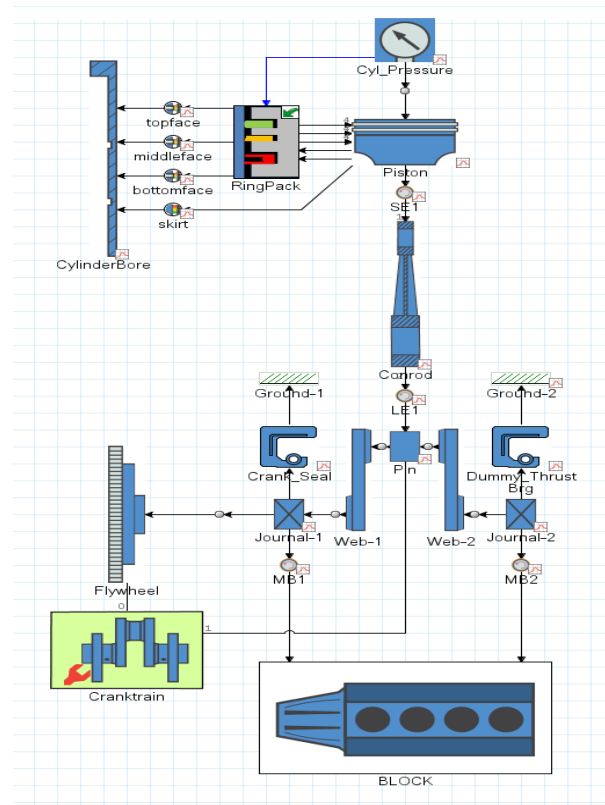


Figure IV- 7-Modèle de simulation des gaz blowby sur un monocylindre avec le logiciel GT-suite

Ce monocylindre reprend toutes les caractéristiques techniques du moteur EB2dts telles que les diamètres du cylindre et du piston, la longueur de bielle, les profondeurs, hauteurs et localisation des gorges du piston ainsi que celles des segments.... Une partie de ces caractéristiques sont visibles sur le tableau IV-1. Les paramètres d'entrée nécessaires à ce modèle hormis les caractéristiques techniques, sont la température et la pression régnant à l'intérieur du cylindre durant un cycle. Cette dernière est issue des essais expérimentaux tandis que la température est approximée via la littérature abondante à ce sujet. La température est un facteur primordial, car elle détermine la proportion d'un objet à se dilater en fonction de ses propriétés physiques et notamment de son coefficient de dilatation. Les températures du piston, des segments et de la paroi du cylindre sont proportionnelles à la puissance spécifique développée par le moteur et par conséquent dépendent de la charge et du régime de rotation de celui-ci [168]. Sur un monocylindre diesel à 25 % de charge et une vitesse de 3600 tr.min⁻¹, Abril *et al* [169] ont mesuré une température du segment de compression proche des 200 °C lors des phases combustion et détente. Sur un monocylindre à allumage commandé à 75 % de charge et une vitesse de rotation de 3500 tr.min⁻¹, Thiel *et al* [168] ont déterminé que la température du segment de compression pouvait atteindre les 210 °C lors de ces mêmes phases. Husberg *et al* [63] ont constaté des variations de température de la couronne du piston pouvant atteindre 75 °C entre 25 % de charge et 50 % de charge sur un monocylindre diesel. Compte de tous ces éléments il a été retenu un coefficient de dilatation thermique du segment de compression égal à 1.10^{-5} K^{-1} avec une température maxi égale à 250 °C à 6000 tr.min⁻¹ en pleine charge. La température du segment de compression évoluant de manière linéaire en fonction du régime de rotation.

Diamètre Piston	74,45 mm
Diamètre Cylindre	75,00 mm
Epaisseur 1° segment	1,2 mm
Epaisseur 2° segment	1 mm
Epaisseur 3° segment	2 mm
Masse 1° segment	4g
Masse 2° segment	3g
Masse 3° segment	5g
Endgap 1° segment	0,2 mm
Endgap 2° segment	0,4 mm
Endgap 3° segment	0,2 mm

Tableau IV- 1-Principales caractéristiques Cylindre/Piston du moteur EB2dts

4.2.2 Calibration du modèle

Pour calibrer le modèle, les résultats expérimentaux effectués par PSA sont utilisés. Ces essais ont été effectués en pleine charge sur un moteur EB2dts. Le débit de blowby a été mesuré avec un appareil « AVL 442 blowby meter ». Cet appareil détermine un débit volumique à partir de la mesure d'une différence de pression générée par les gaz du blowby au travers d'un changement de section dans le conduit d'aspiration des gaz du blowby. Les résultats affichés par l'appareil en $l \cdot \text{min}^{-1}$ ne le sont pas pour des conditions standards mais pour une pression de 1000 mbars et une température de 25 °C [170] . Les résultats de ces essais sont visibles sur le tableau IV-2 et amènent à une remarque. Dans la littérature, le débit de blowby est souvent caractérisé comme un pourcentage du débit d'air aspiré par le moteur. La valeur retenue est en général proche de 1 %. Or, au regard des résultats, il apparait que cette valeur n'est pas stable en fonction du régime de rotation. En effet, ce taux atteint 3 % à 1000 $\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$ pour redescendre à 0,78 % à 5500 $\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$. Les modèles de simulation de blowby qui s'appuieraient sur un taux unique seraient par conséquent imprécis.

Régime de rotation ($\text{tr} \cdot \text{min}^{-1}$)	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Qv ($l \cdot \text{min}^{-1}$)	31	52	51	52	51	49	49	49	51	49	47

Tableau IV- 2-Mesure débits de blowby sur un moteur EB2dts

Etude de la position du segment de compression en pleine charge

En ne considérant que le mouvement axial du segment (voir partie 4.1.3) et en appliquant le principe fondamental de la dynamique sur celui-ci, il vient :

$$m \frac{d^2h}{dt^2} = F_p + F_i + F_{fr} + F_{oil} + F_a \tag{IV-3}$$

Avec

m , la masse du segment considéré.

h , la variation de position du segment dans la gorge du piston

F_p , Forces générées par la pression des gaz sur le dessus, le dessous et l'arrière du segment

F_i , Forces inertielles

F_{fr} , Forces de frottements du segment contre le cylindre

F_{oil} , Forces de l'huile sur le segment

F_a , Forces d'adhésion du segment sur le piston lié à l'action de l'huile

Les forces F_{oil} et F_a sont négligeables comparées à l'intensité des forces F_p , F_i et F_{fr} [171]. La position du segment dans la gorge du piston se résume donc à la variation des forces visibles sur la figure IV-8. A faible régime de rotation, c'est-à-dire entre 1500 tr.min⁻¹ et 3500 tr.min⁻¹, les forces de pression, F_p sont plus importantes que les forces inertielles, F_i , et par conséquent, le segment reste en position basse dans la gorge du piston durant tout le cycle. A partir 4000 tr.min⁻¹, les forces inertielles prennent l'avantage sur les forces de pression F_p ce qui entraîne des mouvements de positions du segment dans sa gorge.

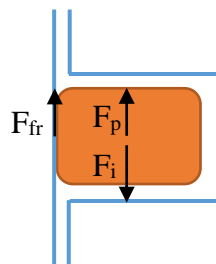


Figure IV- 8-Ensemble des Forces supportées par le segment

Lorsque la pression cylindre est inférieure à la pression du carter inférieur il peut y avoir des mouvements du segment dans sa gorge. C'est notamment le cas à 1000 tr.min⁻¹, puisque la pression dans le cylindre est inférieure à la pression atmosphérique lors du refoulement des gaz d'échappement.

Etude de la position du segment d'étanchéité en pleine charge

La même étude peut être faite sur ce segment et compte tenu des plus faibles pressions mis en jeu, celui-ci se déplace axialement à chaque cycle et quel que soit le régime de rotation.

Simplification de la calibration

En général, la valeur du endgap du segment d'étanchéité est beaucoup plus importante que celle du segment de compression. Dans notre cas, c'est le double (0,4 mm contre 0,2 mm). De ce fait, le débit des gaz du blowby est principalement lié à la position du segment de compression. Or, compte tenu de ce qui précède, le segment de compression reste fixé sur sa base entre 1500 tr.min⁻¹ et 3500 tr.min⁻¹. Dans cette plage de régime, le seul chemin possible pour les gaz du blowby est de traverser l'endgap du segment de compression. Par conséquent, la calibration s'est portée sur cette plage de régime puis ensuite s'étendre à toute la plage de rotation du moteur.

4.2.3 Résultats en stabilisé

1- Analyse à 2000 tr.min⁻¹ et pleine charge

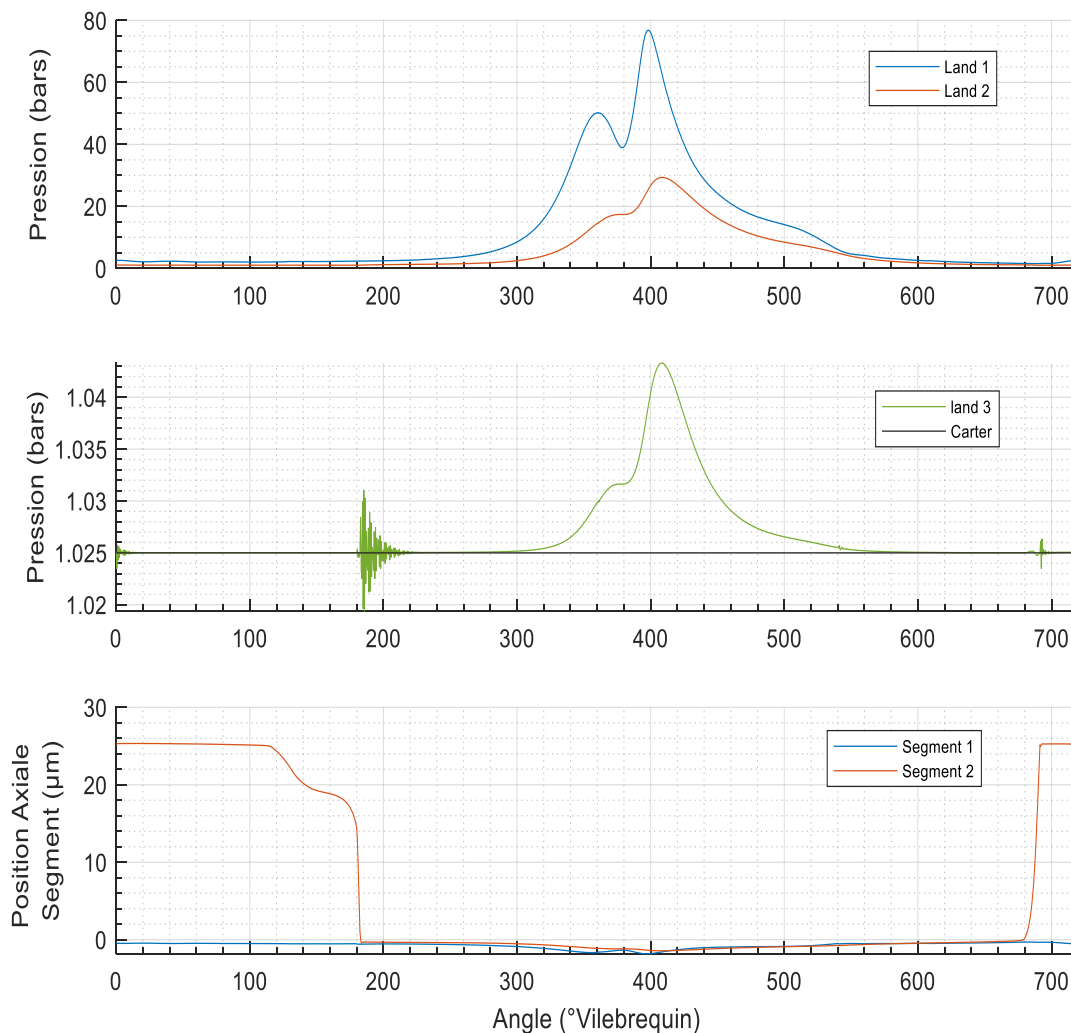


Figure IV- 9-Evolution des pressions et des positions axiales des segments à 2000 tr.min⁻¹ et pleine charge

La figure IV-9 présente les résultats de simulation de quelques paramètres à 2000 tr.min⁻¹ et pleine charge. Les pressions entre segments sont visibles sur les graphiques supérieur et intermédiaire. La pression au-dessus du segment de compression (Land 1) est identique à celle régnant dans le cylindre. Son maximum s'élève à 77 bars à 400° d'angle vilebrequin. La pression régnant entre les segments de compression et d'étanchéité (Land 2) s'élève à 29 bars. La pression régnant entre les segments d'étanchéité et racleur d'huile (Land 3) oscille entre 1025 mbars et 1045 mbars, tandis que la pression dans le carter est stabilisée à 1025 mbars. A partir de ces données et des effets inertiels dues à la vitesse de déplacement du piston, il est possible de caractériser l'évolution axiale des segments de compression et d'étanchéité, visibles sur le graphique inférieur de la figure IV-9. Comme prévu (voir partie 4.2.2), le segment de compression reste fixé sur la partie inférieure de la gorge durant tout le cycle, tandis que le segment d'étanchéité est en position supérieure de sa gorge durant la fin du temps d'expulsion des gaz d'échappement et durant tout le temps de l'admission. En dehors de cette plage, ce dernier reste fixé sur la partie inférieure de la gorge.

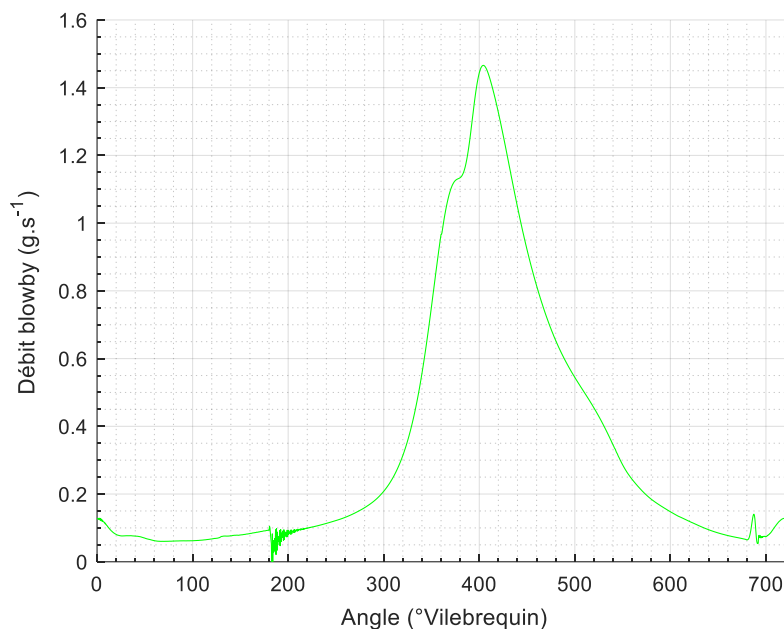


Figure IV- 10-Evolution du débit de blowby à 2000 tr.min⁻¹ et pleine charge

L'évolution du débit de blowby est visible sur la figure IV-10. Ce débit devient significatif de la fin du temps de compression jusqu'à la fin du temps de détente. Un maximum est atteint 40° après le PMH et s'élève à 1.45 g.s⁻¹. Au final, la masse des gaz du blowby sur un cycle atteint 20.26 mg.cycle⁻¹. Ce résultat est très proche des essais expérimentaux dont la masse des gaz du blowby pour ce même point de fonctionnement avait été mesuré à 19.90 mg.cycle⁻¹. Ce modèle de simulation permet de mieux appréhender la dynamique qui s'exerce sur les segments et d'estimer les évolutions des pressions qui règnent dans cette zone segments/piston/cylindre. Et surtout, grâce à la caractérisation du débit de blowby sur un cycle complet, il est possible de déterminer quels sont les temps moteurs prépondérant au phénomène de balayage d'huile vers le carter moteur.

2 -Simulation sur toute la pleine charge moteur

A partir de ce résultat, les autres points moteur en pleine charge sont modélisés. Sur la figure IV-11 est présenté le résultat en simulation du débit de blowby en $\text{mg}\cdot\text{cycle}^{-1}$ en fonction du régime de rotation et en pleine charge en comparaison avec les résultats expérimentaux. Les écarts entre la simulation et les essais expérimentaux sont très faibles et le maximum atteint les 5 % à $1500 \text{ tr}\cdot\text{min}^{-1}$. Cet écart est probablement dû à l'incertitude concernant la variation de l'alésage du cylindre ainsi que de la dilatation thermique du segment de compression à ce régime de rotation. Pour rappel, il a été posé comme hypothèse que la température du segment évolue de manière linéaire avec le régime de rotation moteur (voir partie 4.2.1).

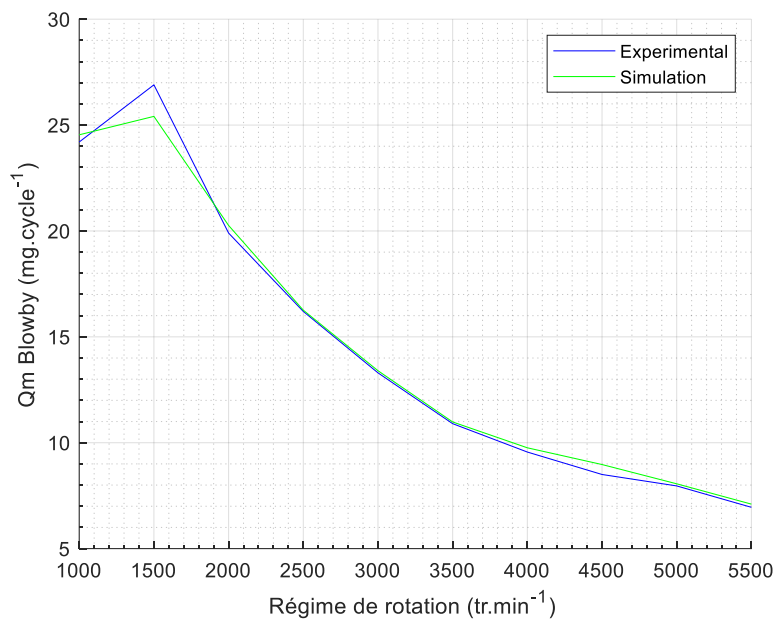


Figure IV- 11-Comparaison débit de blowby en pleine charge

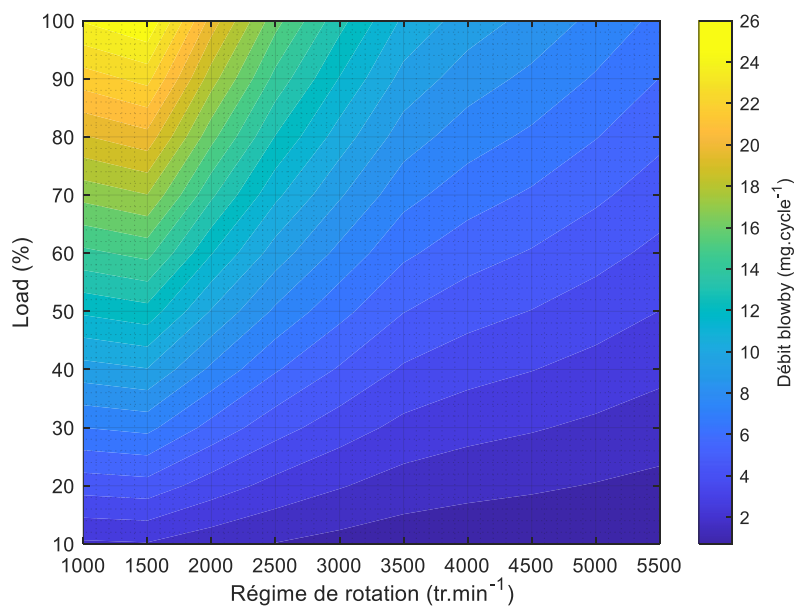


Figure IV- 12-Débit de blowby en fonction du régime et de la charge du moteur EB2dts

A compter de ce modèle et en ajoutant différents points de fonctionnement moteur effectués sur banc, il est possible de tracer une cartographie complète du débit des gaz du blowby en fonction du régime de rotation et de la charge moteur. Le résultat est présenté sur la figure IV-12. Il apparaît très nettement que le débit est supérieur à 18 mg.cycle^{-1} dans une zone restreinte, c'est à dire à faible régime et forte charge. A l'inverse, en dehors de cette zone, le débit reste inférieur à 12 mg.cycle^{-1} .

4.2.4 Analyse du débit d'huile transporté par les gaz du blowby

A partir de ces résultats et de l'utilisation de l'équation IV-1, il est possible de déterminer la quantité d'huile balayée par les gaz du blowby. Pour cela, il est nécessaire d'estimer la quantité d'huile présente dans la zone entre les deux premiers segments nommée (Land 2) sur la figure I-11. Cette quantité d'huile dépend de deux facteurs : le premier correspond à l'épaisseur du film d'huile déposé par le segment et dont la valeur oscille entre 1 et $3 \mu\text{m}$. Le second correspond à l'huile qui est pompée et rejetée des gorges du piston pour être renvoyée dans cette zone. Cette quantité d'huile dépend de la charge moteur et des effets inertiels, c'est-à-dire du régime de rotation. A titre d'exemple, Thirouard [164] a mesuré une hauteur du film d'huile qui pouvait atteindre $40 \mu\text{m}$ à 3500 tr.min^{-1} et mi-charge sur un monocylindre à allumage commandé et $20 \mu\text{m}$ à 2800 tr.min^{-1} et faible charge sur un monocylindre diesel. Afin de poser un chiffre sur nos résultats il est nécessaire de faire l'hypothèse d'une hauteur de film d'huile. Sur la figure IV-13 est représenté la quantité d'huile balayée par les gaz du blowby à 1500 tr.min^{-1} pour deux positions de endgap avec une hauteur de film d'huile hypothétique estimée à $20 \mu\text{m}$.

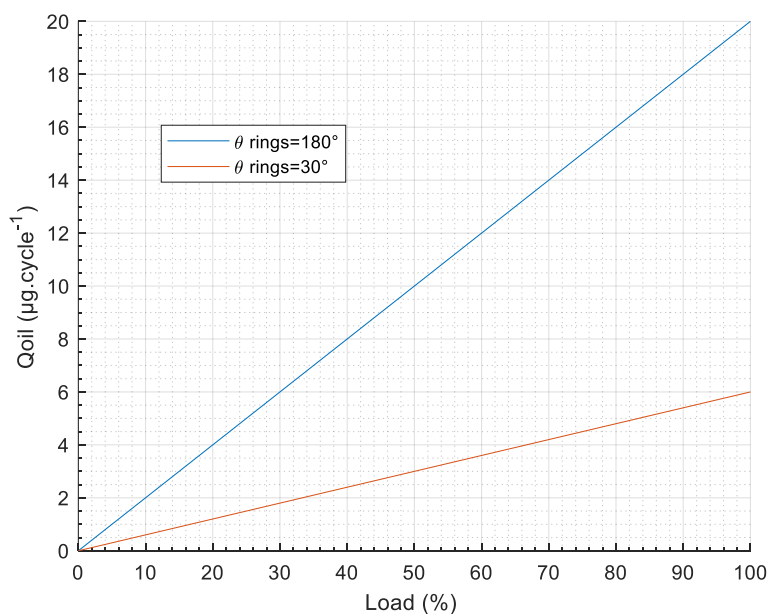


Figure IV- 13-Quantité d'huile balayée bar les gaz du blowby en fonction du positon des endgap à 1500 tr.min^{-1}

Lorsque les endgap des deux premiers segments sont à l'opposé, c'est-à-dire à 180°, la quantité d'huile balayée par les gaz du blowby est maximale et peut atteindre 20 $\mu\text{g}\cdot\text{cycle}^{-1}$. Alors que si les endgap sont proches, comme par exemple séparés de seulement 30°, la quantité d'huile maximale balayée par les gaz du blowby peut atteindre au mieux 6 $\mu\text{g}\cdot\text{cycle}^{-1}$ et ce pour un même débit de blowby. Le même résonnement peut être effectué pour chaque régime de rotation à partir de l'hypothèse d'une hauteur de film d'huile. Il apparait donc très clairement que la concentration en huile des gaz du blowby est directement liée à la position des « endgap » et non seulement à son débit. Plus il y aura d'huile balayée par les gaz du blowby moins il y aura d'huile renvoyée dans le cylindre via les gaz du backflow. Cependant, compte tenu de nos moyens d'essais, il est difficile de déterminer l'impact de la variation des « endgap » sur le backflow en stabilisé car ces phénomènes sont difficilement mesurables. Nous allons donc nous appuyer sur les transitoires qui amplifient les phénomènes et permettent de mieux quantifier l'impact du backflow et de la position des endgap sur les émissions de particules.

4.3 Simulation du blowby en régime transitoire

L'objectif est de créer un modèle de simulation d'émissions de particules liées aux phénomènes de blowby et de backflow en fonction de la valeur du endgap entre les deux premiers segments, à partir du logiciel GT-suite.

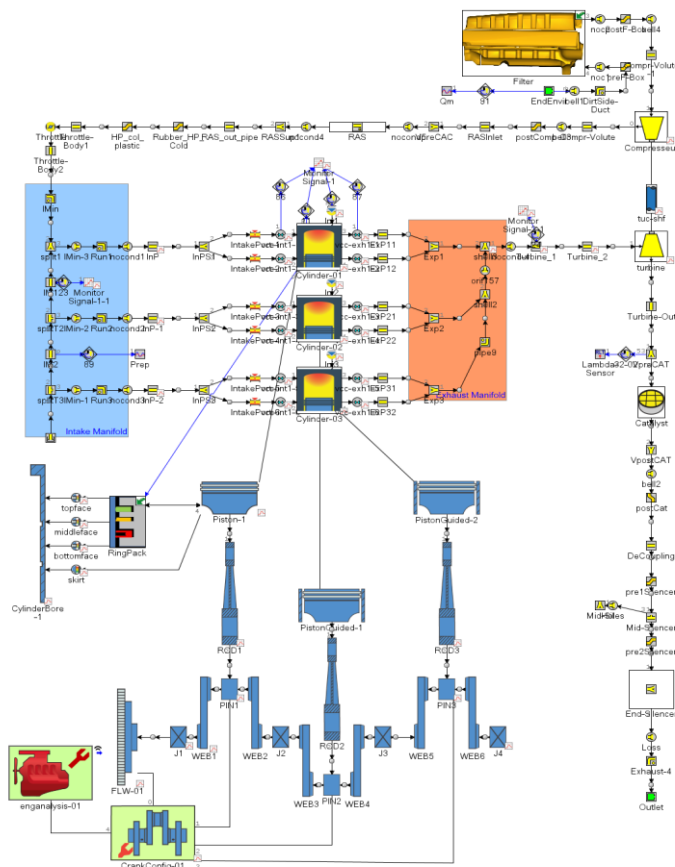


Figure IV- 14-Modèle de simulation des gaz du blowby et backflow sur le moteur EB2dts

Il ne sera pas nécessaire de construire un modèle complet, puisque nous utiliserons le modèle de base créé par Raimbault [172] sur le moteur EB2dts lors de ses travaux de Thèse. Sur ce modèle a été ajouté le module « Ringpack » calibré précédemment en stabilisé sur un monocylindre (voir figure IV-14).

4.3.1 Calibration du modèle en transitoire

La modèle a été calibré en s'appuyant sur les signaux de pressions dynamiques prises sur le répartiteur d'admission, dans le cylindre et sur le collecteur échappement lors des essais expérimentaux effectués en transitoires. Le transitoire utilisé est celui décrit dans la partie 2.3.

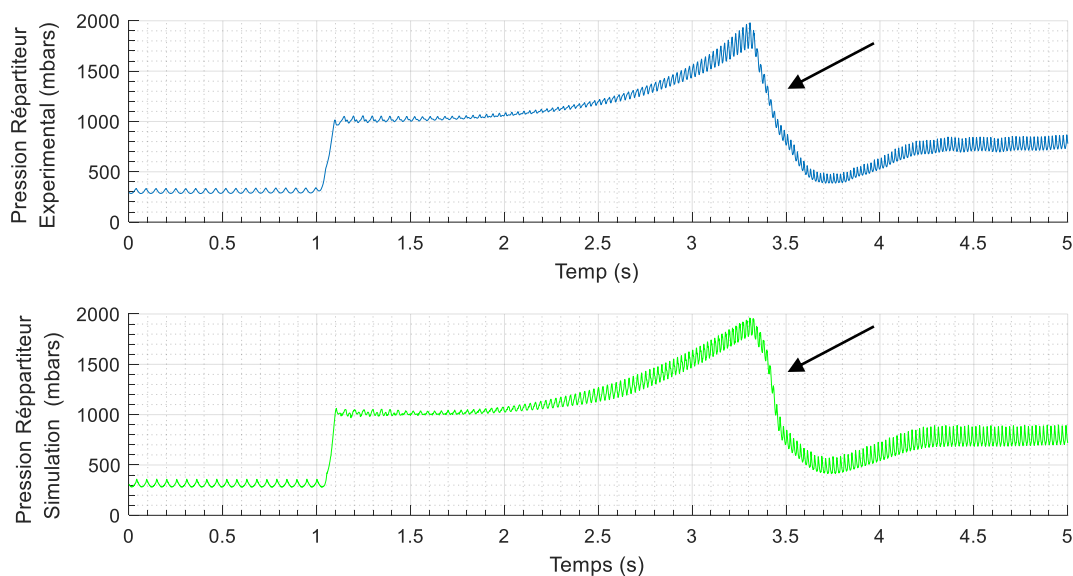


Figure IV- 15-Comparaison Pression Répartiteur Simulation (verte) et Expérimental (bleue) en Transitoire

La figure IV-15 représente l'évolution de la pression dans le répartiteur pour les résultats expérimentaux et issus de la simulation. Le résultat est très proche de la réalité avec une montée en pression similaire et des amplitudes très proches. Seule une petite différence subsiste au niveau du relâché de pédale (voir flèches noires), mais sans pénaliser les résultats puisque le plus important pic d'émissions de particules se produit durant l'accélération.

Sur la figure IV-16 est représentée la pression cylindre (expérimental et simulation) durant un transitoire. L'évolution générale est sensiblement la même, avec cependant de petites différences dues principalement aux variations cycles à cycles non représentées sur le modèle de simulation. En effet lors des essais expérimentaux et contrairement à la pression dans le répartiteur qui est sensiblement la même d'un test à l'autre, il n'existe pas deux tests identiques au niveau de l'évolution de la pression cylindre. Il subsiste toujours des variations de pic de pression principalement lors de l'accélération. De plus, des variations subsistent aussi d'un cylindre vis à vis d'un autre. Ce modèle de simulation est donc un modèle « idéalisé » des résultats issus des essais expérimentaux.

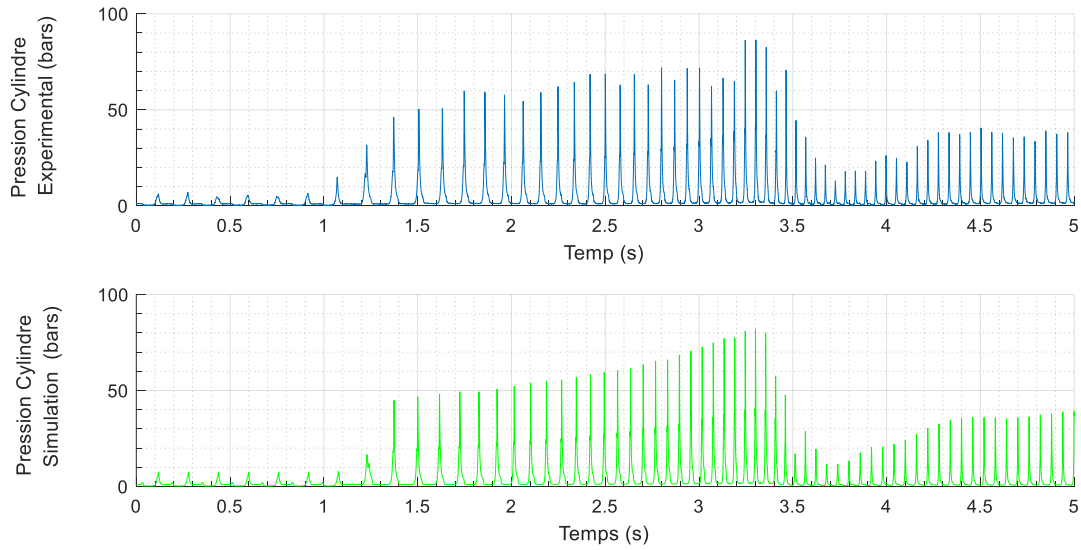


Figure IV- 16-Comparaison Pression Cylindre Simulation (verte) et Expérimental (bleue) en Transitoire

L'allure générale de la pression dans le collecteur échappement en simulation visible sur la figure IV-17 est proche de l'expérimental avec là encore une très légère différence juste avant le lâché de pédale (voir flèches noires).

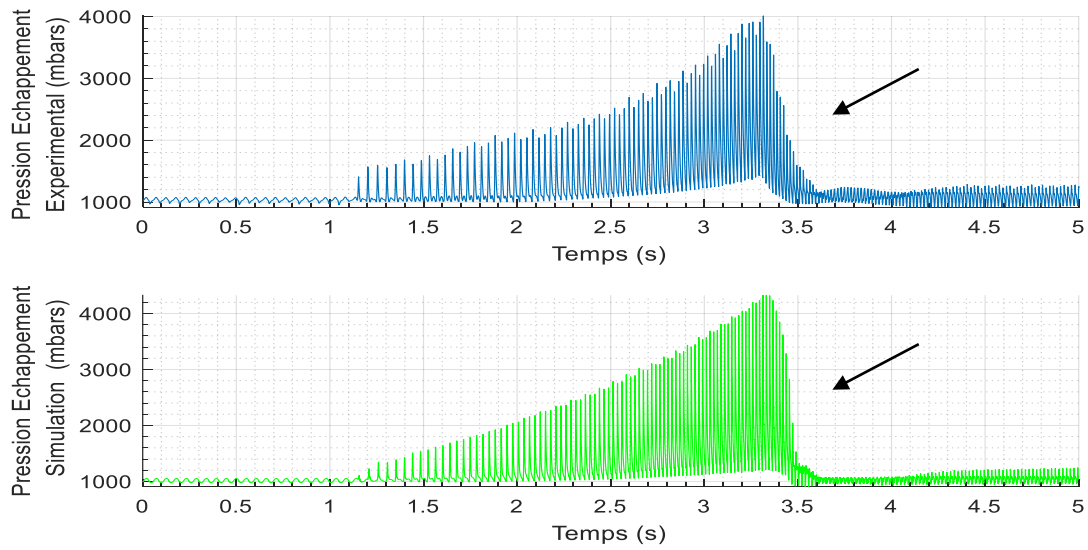


Figure IV- 17-Comparaison Pression Echappement Simulation et Expérimental en Transitoire

4.3.2 Evolution des gaz du blowby durant le transitoire

A partir des résultats de simulation, il est possible d'analyser en détail les différents phénomènes qui se déroulent durant le transitoire pour ainsi parfaire notre compréhension sur la dynamique des gaz du blowby et ces conséquences sur les émissions de particules.

Les variations de pressions inter-segments sont présentées sur le graphique IV-18. Pour rappel, le transitoire débute à 1 s. La pression dans le (land 1) correspond à la pression au-dessus du segment de compression, c'est-à-dire à la pression cylindre. Celle-ci évolue de 8 bars au ralenti pour atteindre 85 bars au maximum de l'accélération et finalement se stabiliser à 40 bars environ lorsque le moteur est à 2000 tr.min⁻¹ et 60Nm. La pression dans le (land 2) correspond à la pression qui règne entre le segment de compression et le segment d'étanchéité. Celle-ci évolue de la même manière avec une pression de 3.5 bars au ralenti qui s'élève à 32 bars au maximum de l'accélération et pour finalement se stabiliser à 14 bars.

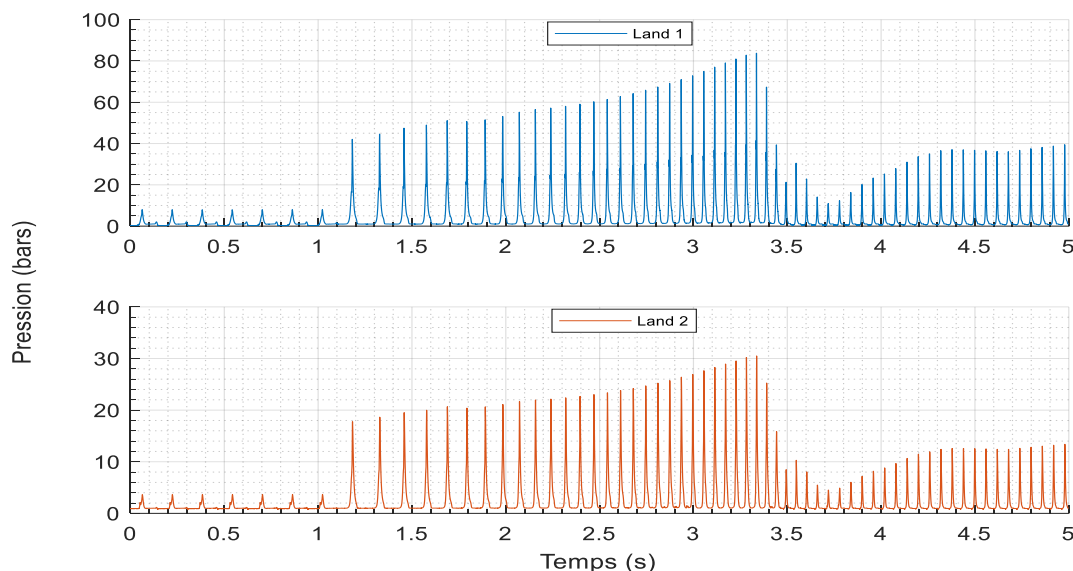


Figure IV- 18-Evolution des pressions inter-segments lors d'un transitoire

La pression entre le segment d'étanchéité et le segment racleur d'huile est sensiblement la même que la pression régnant dans le carter moteur. Il s'agit d'une des conditions d'entrée imposée dans le modèle dont les données sont issues des essais expérimentaux et présentées sur la figure III-4. Ces variations de pression génèrent des alternances de position des deux premiers segments à l'intérieur de leurs gorges respectives. Sur la figure IV-19, il s'avère que le temps où le segment de compression (segment 1) est en appui supérieur dans sa gorge durant chaque cycle diminue durant toute l'accélération. Au ralenti cette durée est d'environ 62 ms.cycle⁻¹ pour finalement être nulle entre 3,03 s et 3,45 s du transitoire. Ce phénomène est tout à fait normal car il correspond à l'instant où les forces de pressions supportées par le segment sont supérieures aux forces inertielles (voir Equation IIV-3). Puis à 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm, cette période se stabilise à 17 ms.cycle⁻¹. Le segment d'étanchéité (segment 2) oscille sensiblement de la même manière que le premier segment. Au ralenti le segment est en appui en partie supérieure de sa gorge environ 55 ms.cycle⁻¹ puis ce temps décroît à 7 ms.cycle⁻¹ au maximum de l'accélération pour finalement se stabiliser à 18.5 ms.cycle⁻¹ à 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm.

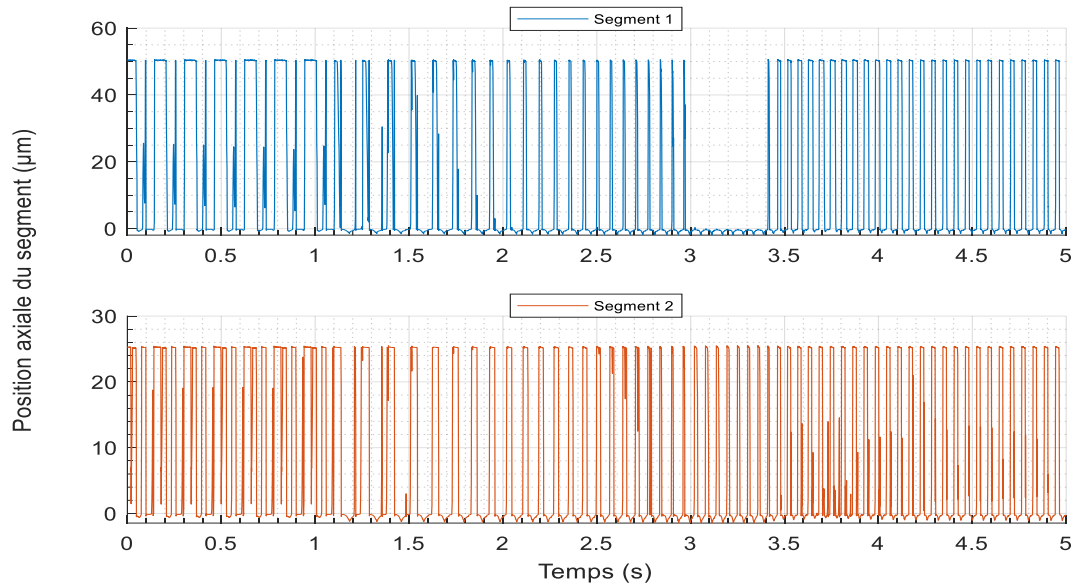


Figure IV- 19-Evolution de la position axiale des segments lors d'un transitoire

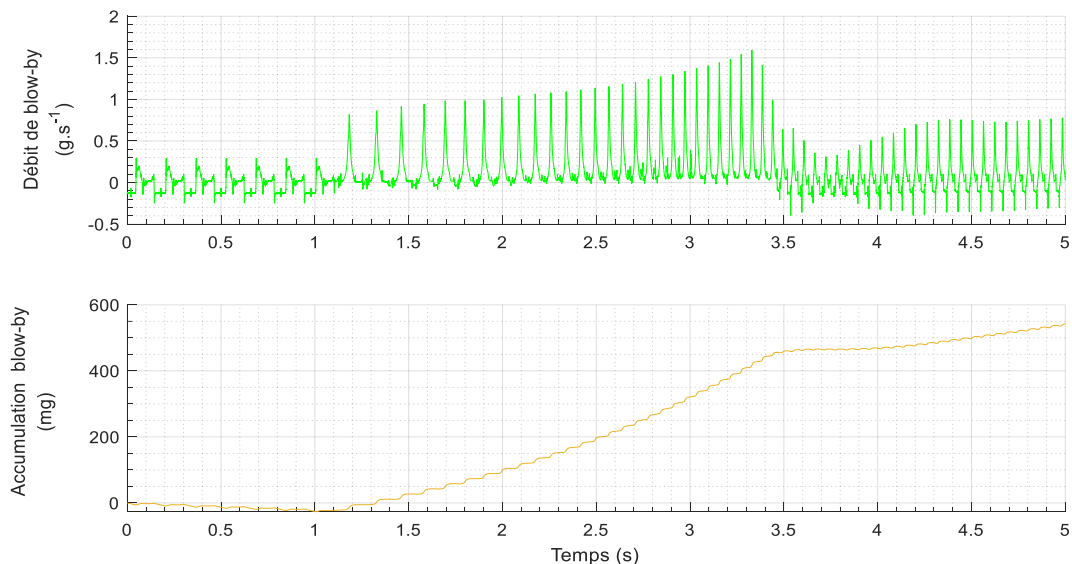


Figure IV- 20-Evolution du débit de blowby lors d'un transitoire

Si la pression cylindre maximale était un peu plus importante, le segment d'étanchéité resterait collé en partie inférieure de sa gorge au plus fort de l'accélération.

De ce qui précède, il apparaît que la position axiale des deux segments a tendance à être de plus en plus en appui sur la partie inférieure de leurs gorges respectives durant l'accélération, c'est-à-dire entre 1,1s et 3,3 s. En conséquence, la majeure partie des gaz du blowby passera à travers les « endgap » plutôt que par les gorges des segments.

Les fluctuations de débit et l'accumulation du blowby durant le transitoire sont visibles sur la figure IV-20. Au ralenti, ce débit est proche de zéro mais tend à être négatif, car l'accumulation décroît légèrement. Puis ce débit évolue quasi linéairement de $0,8 \text{ g.s}^{-1}$ à $1,7 \text{ g.s}^{-1}$ lors de l'accélération pour finalement se stabiliser à $0,7 \text{ g.s}^{-1}$ à 2000 tr.min^{-1} et 60 Nm . A partir de la figure IV-21 qui représente l'évolution des émissions de particules en fonction du débit de

blowby, il s'avère que celles-ci apparaissent seulement durant l'accélération, c'est à dire entre 1s et 3,4 s.

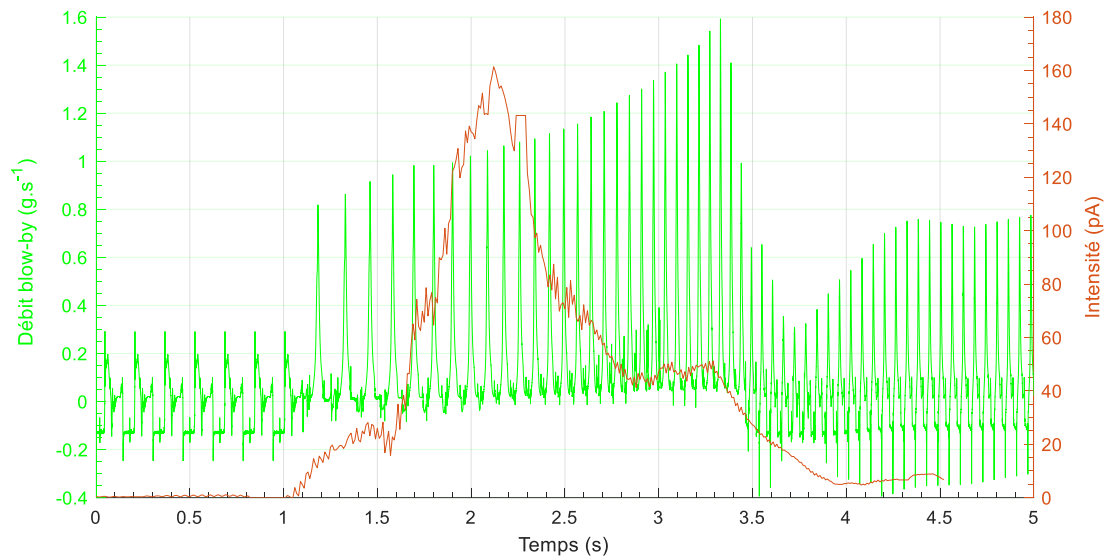


Figure IV- 21-Evolution du débit de blowby lors d'un transitoire

Or, l'accumulation des gaz de blowby évolue linéairement durant cette période et s'élève à 550 mg. Celle-ci peut être caractérisé par la droite d'équation suivante :

$$M_{\text{blowby}} = 201,49.t - 284,06 \quad (\text{IV-4})$$

Avec

M_{blowby} , accumulation de la masse de blowby en mg

t , le temps en s.

Cette simplification s'appuie sur un coefficient de corrélation linéaire R^2 plutôt élevé car supérieur à 0,97. Ces résultats sont importants car ils permettent de mieux appréhender la dynamique des gaz du blowby lors du transitoire et ainsi déterminer quelle est son impact sur les émissions de particules.

4.3.3 Caractérisation des émissions de particules en régime transitoire

La concentration totale en nombre de particules émises par un moteur , N_{Total} , peut alors se simplifier à partir des équation précédentes II-4 et III-2 :

$$N_{\text{Total}} = \bar{N} + \delta N_{\text{oil-blowby}}(\theta_{\text{rings}}) + \delta N_{\text{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}}) \quad (\text{IV-5})$$

Pour rappel, \bar{N} correspond à la concentration en nombre de particules liées à la variation de paramètres moteur qui génère une variation de la richesse lors du transitoire.

La difficulté est de déterminer quel est l'impact en terme de concentration en nombre de particules des phénomènes de blowby et de backflow.

Le courant mesuré par le PPS est proportionnel au nombre de particules. L'équation IV-5 peut donc être réécrite en termes de courant, c'est-à-dire :

$$\mathbf{I_{Total}} = \bar{\mathbf{I}} + \delta\mathbf{I_{oil-blowby}}(\theta_{\mathbf{rings}}) + \delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\mathbf{rings}}) \quad (\text{IV-6})$$

Les essais menés sans gaz de blowby dans le chapitre 3 (configuration 3) permettent de simplifier l'équation précédente, car

$$\delta\mathbf{I_{oil-blowby}}(\text{rings}) = 0.$$

$$\mathbf{I_{Total}} = \bar{\mathbf{I}} + \delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\mathbf{rings}}) \quad (\text{IV-7})$$

Le courant moyen mesuré pour 100 transitoires s'élevait à $\mathbf{I_{Total}} = \overline{\text{IntegI}} = 113 \text{ pA}$ avec un écart type $\sigma = 8\%$. Le courant minimal mesuré s'élevait à $\mathbf{I_{mini}} = 93 \text{ pA}$ et le courant maxi $\mathbf{I_{maxi}} = 140 \text{ pA}$.

En s'appuyant sur les conclusions de Thirourad (voir équation IV-1), il s'avère que lorsque l'angle des endgap formé par les segments de compression et d'étanchéité est maximal, c'est-à-dire proche de 180° , l'effet de balayage de l'huile contenue entre les segments est lui aussi maximal. Ce principe peut-être simplifié de la manière suivante :

- Lorsque θ_{rings} est proche de 180° , alors $\delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}})$ tend vers 0
- Et si θ_{rings} est proche de 0° , alors $\delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}})$ est maximal.

Comme cela a été démontré dans la partie 2, a iso-conditions d'essais, les écarts de richesse sont plutôt minimes en transitoires et de ce fait, $\bar{\mathbf{I}}$ peut être considéré comme constant entre chaque test d'une même série. Par conséquent, lorsque la concentration en nombre de particules est minimale, cela sous entant que l'angle formé par θ_{rings} est maximal. C'est-à-dire pour $\mathbf{I_{mini}} = 93 \text{ pA}$, $\delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}})$ tend vers 0. L'équation (IV-7) peut alors se simplifier :

$$\mathbf{I_{Total}} = \bar{\mathbf{I}} \quad (\text{IV-8})$$

$$\text{avec } \bar{\mathbf{I}} = \mathbf{I_{mini}} \quad (\text{IV-8})$$

A partir des résultats effectués, il apparait que

$$\mathbf{I_{Total}} = \bar{\mathbf{I}} = \mathbf{93 \text{ pA}} \quad (\text{IV-10})$$

Et lorsque I mesuré est maximal, cela sous entend que l'angle formé par θ_{rings} est minimal et de ce fait $\delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}})$ est maximal.

On en déduit donc :

$$\delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{mini}}) = \mathbf{I_{maxi}} - \mathbf{I_{mini}} \quad (\text{IV-11})$$

$$\text{Soit } \delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{mini}}) = 140 - 93 = 47 \text{ pA}$$

Ces résultats sont intéressants car d'une part à iso-conditions d'essais, $\bar{\mathbf{I}}$ est constant et donc sa valeur est proche de 93 pA . Et d'autre part, à partir du résultat de l'équation (IV-11), il est possible de chiffrer l'impact du phénomène de balayage de l'huile stockée entre les segments par les gaz du blowby. Celui-ci est compris $0 \leq \delta\mathbf{I_{oil-backflow}}(\theta_{\text{rings}}) \leq 47 \text{ pA}$.

L'équation (IV-5) peut être moyennée et réécrite de la manière suivante :

$$\overline{I_{\text{total}}} = \overline{I} + \overline{I_{\text{oil-blowby}}} + \overline{I_{\text{oil-backflow}}} \quad (\text{IV-12})$$

A partir des résultats des essais sans blowby, il est possible de déterminer la valeur de $\overline{I_{\text{oil-backflow}}}$:

$$\overline{I_{\text{oil-backflow}}} = \overline{\text{IntegI}} - \overline{I}$$

$$\overline{I_{\text{oil-backflow}}} = 113 - 93$$

$$\overline{I_{\text{oil-backflow}}} = 20 \text{ pA} \quad (\text{IV-13})$$

Puis avec les résultats effectués avec les gaz du blowby (voir Chapitre 3, configuration 1), et compte tenu des conditions thermiques, atmosphériques et mécaniques strictement identiques (voir partie 3.3.2), il est possible de déterminer le poids moyen $\overline{I_{\text{oil-blowby}}}$ de ces essais.

En effet, pour ces essais, $\overline{\text{IntegI}} = 165 \text{ pA}$.

Et à partir de l'équation (IV-11), il en résulte :

$$\overline{I_{\text{oil-blowby}}} = \overline{I_{\text{total}}} - \overline{I} - \overline{I_{\text{oil-backflow}}}$$

$$\overline{I_{\text{oil-blowby}}} = 165 - 93 - 20$$

$$\overline{I_{\text{oil-blowby}}} = 52 \text{ pA} \quad (\text{IV-14})$$

Ensuite, à partir des équations IV-10, IV-13 et IV-14, il est alors possible de déterminer le poids moyen de chaque fonction lors de ce transitoire, pour le moteur EB2dts, stabilité thermique atteinte. Le résultat est présenté sur le figure IV-22.

■ Richesse ■ blowby ■ backflow

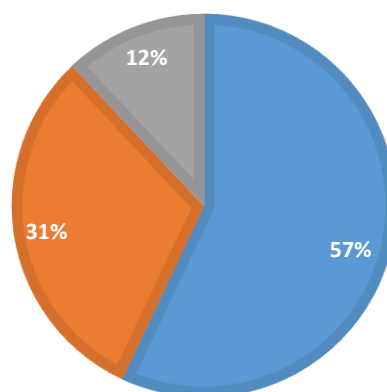


Figure IV- 22-Répartition des émissions des particules durant un transitoire

Il s'avère que 57 % des émissions de particules sont liées à la variation de richesse, tandis que 31 % découlent directement de la capacité du décanteur à déshuiler les gaz du blowby. Et finalement, 12 % des émissions émanent du backflow. Une corrélation peut être faite entre le

taux d'accumulation des gaz du blowby issu de la simulation (équation IV-4), la variation de richesse, l'efficacité du décanteur et le backflow. En effet, si l'accélération est plus ou moins importante, cela va influencer les pressions cylindres et par conséquent générer un taux d'accumulation des gaz du blowby plus ou moins important (pente de la droite $\overline{M}_{\text{blowby}}$ plus ou moins importante).

Il y aura donc une modification du taux d'émission de particules vis-à-vis du décanteur, puisque la quantité de gaz à déshuiler sera plus importante. Ce paramètre est directement lié à l'évolution de l'efficacité de décanteur en fonction du débit. La variation du taux d'accumulation va automatiquement entraîner une variation de l'intensité du backflow.

De ce qui précède et à partir de l'équation IV-1, il est alors possible de poser :

$$\overline{N_{\text{oil-blowby}}} + \overline{N_{\text{oil-backflow}}} = (K_1 + K_2) \cdot \frac{dQ_{m_{\text{blowby}}}}{dt} \quad (\text{IV-15})$$

Avec

$\frac{dQ_{m_{\text{blowby}}}}{dt}$, taux d'accumulation des gaz du blowby en mg.s^{-2}

K_1 = coefficient caractéristique du blowby qui dépend du nombre de cylindres et de l'efficacité du décanteur.

K_2 = coefficient caractéristique du backflow qui dépend principalement du nombre de cylindres et de l'angle moyen θ_{rings} .

Pour ce transitoire, $\frac{dQ_{m_{\text{blowby}}}}{dt} \approx 200 \text{ mg.s}^{-2}$, et à partir des résultats précédents, il est aisé de déterminer K_2 et K_1 .

Afin de valider la véracité de nos hypothèses et de l'équation IV-15, il aurait été souhaitable d'effectuer d'autres essais avec des transitoires différents. Malheureusement des problèmes techniques n'ont pas permis d'aller plus loin dans ce domaine.

Les deux fonctions $\overline{N_{\text{oil-blowby}}}$ et $\overline{N_{\text{oil-backflow}}}$ sont donc bien liées au taux d'accumulation de blowby mais il semble difficile pour l'instant de généraliser sur un quelconque transitoire.

De plus, Yilmaz *et al* [173] ont démontré que la consommation d'huile pouvait être divisée par trois si une forte accélération débutait à 25 % de charge au lieu de 0 % de charge à 4000 tr.min^{-1} . Takiguchi *et al* [34] précisent que l'épaisseur du film d'huile est plus importante en l'absence de charge. Il semble donc y avoir un phénomène d'accumulation de l'huile au ralenti ou bien en décélération qui provoque une consommation importante d'huile et génère donc des émissions de particules. Ce phénomène d'accumulation pourrait être prépondérant sur les émissions de particules du transitoire. Une étude de ce phénomène doit donc être investiguée.

4.3.4 Influence du blowby au ralenti sur les émissions de particules

En absence de charge, c'est-à-dire en décélération ou au ralenti, la pression régnant à l'intérieur du cylindre est très faible. Cette pression oscille entre 4 bars et 10 bars. Par conséquent, le débit de blowby est très faible et le phénomène de balayage de l'huile décrit par Thirouard *et al* [156]

(voir figure IV-6) est minimal. Sur la figure IV-23, est représenté les pressions entre segments et les positions des segments évoluant au ralenti sur un cycle complet et issu de la simulation. Le graphique supérieur représente l'évolution des pressions au-dessus du segment de compression (land 1) et en dessous (land 2). L'évolution des pressions entre les segments d'étanchéité et racleur d'huile (Land 3) visible sur le graphique intermédiaire est sensiblement égale à la pression régnant dans le carter moteur, c'est-à-dire égale à 0,98 bar. Comparé au graphique figure IV-9 à 2000 tr.min⁻¹ et pleine charge, la différence est très importante. La pression maximale atteint 8 bars pour le land 1 et 3.5 bars pour le land 2.

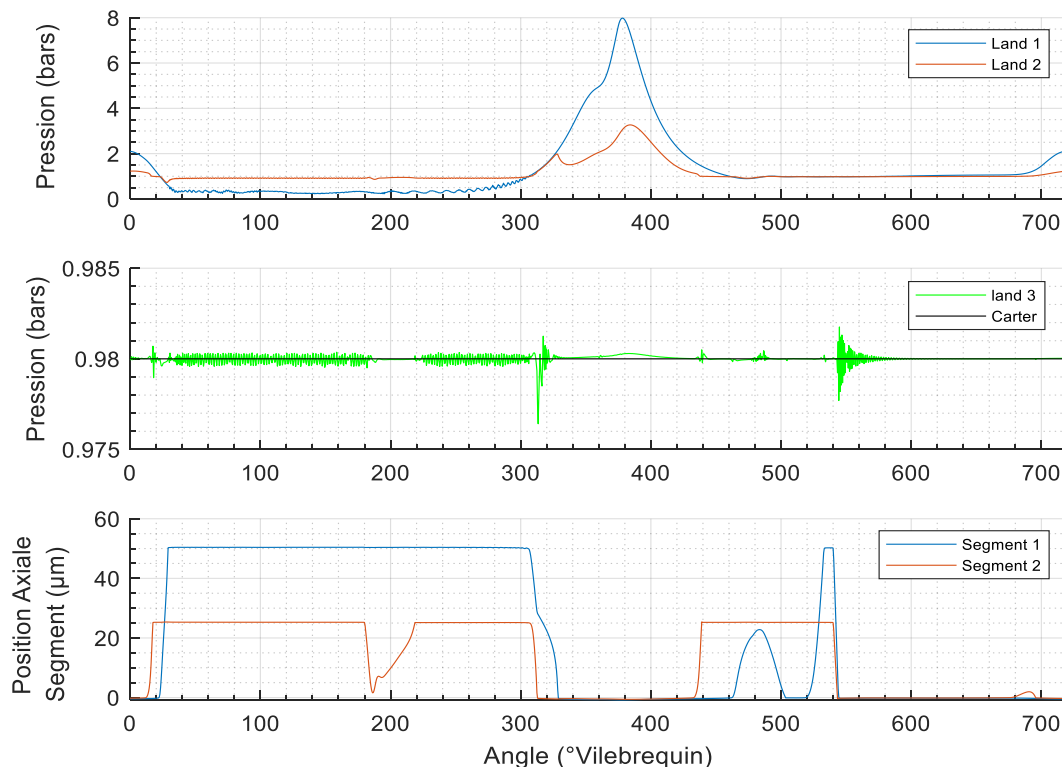


Figure IV- 23-Evolution des pressions et des positions axiales des segments au ralenti

Le graphique inférieur retrace l'évolution de la position axiale des deux premiers segments par rapport à leurs gorges inférieures respectives. Lors du temps d'admission et la majeure partie du temps de compression, le segment de compression (segment 1) est en appui sur la partie axiale supérieure de la gorge du piston. Lors de la fin de compression et de la détente, le segment se retrouve en appui sur la partie inférieure de la gorge du piston. Puis, à la fin de la détente et au début de l'expulsion des gaz d'échappement, le segment oscille axialement pour venir en appui sur la partie supérieure de la gorge pour finalement revenir en appui sur la partie inférieure de la gorge du piston vers 540° angle vilebrequin et jusqu'à la fin du cycle. Le segment d'étanchéité (segment 2) évolue avec la même tendance que le segment de compression avec une oscillation supplémentaire entre 680° angle vilebrequin et 720° angle vilebrequin. De ce qui précède, il apparait que le débit de blowby visible sur la figure IV-24 est très faible et atteint son maximum de 0,28 g.s⁻¹ à 320° angle vilebrequin pour ensuite se stabiliser vers 0,18 g.s⁻¹ durant le reste de la compression et le début de la détente du piston. Pendant l'expulsion des gaz d'échappement le débit de blowby est proche de 0. Puis, compte tenu de la faible pression

régnant à l'intérieur du cylindre durant l'admission, le débit est négatif et se stabilise vers les $-0,15 \text{ g.s}^{-1}$. Durant cette période, des gaz du carter inférieur sont redirigés vers le cylindre. Au final, la quantité de gaz de blowby qui traverse le piston pour atteindre le carter moteur est nulle puisque cette accumulation est négative et s'élève à $-3,4 \text{ mg.cycle}^{-1}$. C'est-à-dire que le phénomène est inversé et que ce sont les gaz du carter moteur qui sont dirigés vers le cylindre. L'effet de balayage de l'huile est inexistant et le sens du flux des gaz du blowby a tendance à retenir et repousser l'huile stockée dans les lands 1 et 2 vers le cylindre. De plus, les segments de compression et d'étanchéité oscillent deux à trois fois par cycle à l'intérieur de leurs gorges respectives et de ce fait, cela crée un phénomène de pompage et d'expulsion de l'huile du segment racleur vers la couronne du piston en passant par les segments d'étanchéité et de compression. Ce phénomène décrit notamment par Thirouard [164] et Yilmaz *et al* [173] est particulièrement important au ralenti ou à faible charge et génère une augmentation de la consommation d'huile et donc d'émission de particules durant un transitoire. Il est donc important d'étudier l'impact de ce phénomène sur le transitoire créé en expérimental.

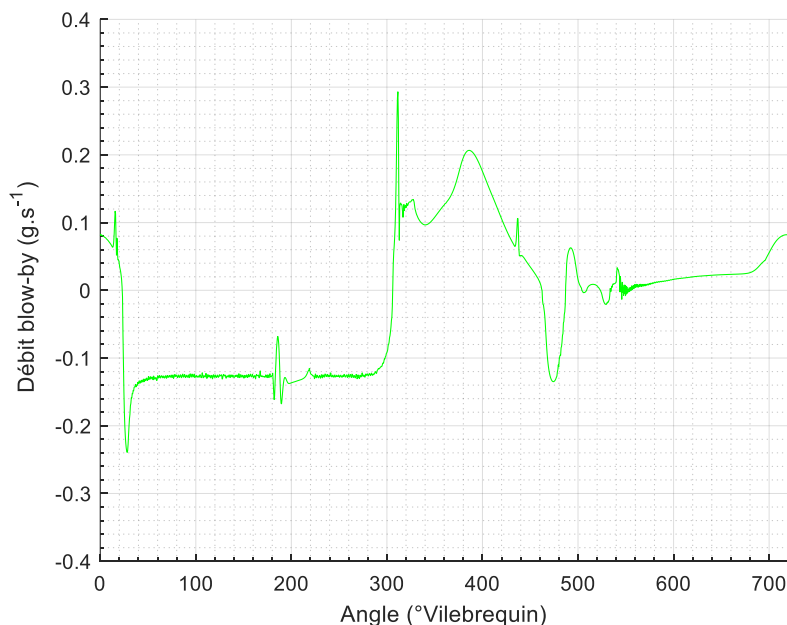


Figure IV- 24-Evolution du débit de blowby au ralenti

4.4 Influence du temps de ralenti entre chaque transitoire sur les émissions de particules

Les résultats de simulation précédents ont démontré que le ralenti était favorable à une accumulation d'huile au niveau de la couronne du piston. Lors d'une franche accélération, l'augmentation soudaine de la pression et de la température dans le cylindre va provoquer la combustion d'une partie de cette huile, tandis qu'une autre partie sera renvoyée vers le carter via le phénomène de balayage liée au blowby. La question qui peut se poser est la suivante : la durée du temps de ralenti entre chaque transitoire a-t-elle un impact sur la quantité d'huile

stockée sur la couronne du piston et par conséquent sur la consommation d'huile et des émissions de particules?

4.4.1 Description des essais

Pour répondre à cette problématique deux tests sont effectués. Sur la figure IV-25 est représenté la position de la pédale d'accélérateur pour les deux configurations. Il est utile de préciser que le transitoire ne change pas. Il s'agit du test référence. L'enfoncé de pédale est strictement le même que les autres transitoires effectués précédemment, mais seul le temps de ralenti entre chaque test varie. La configuration 1, courbe bleu, présente une décélération de 8 secondes pour permettre le retour du moteur qui était à 2000 tr.min⁻¹ et 60 Nm au ralenti. Puis un temps de ralenti de 7 secondes est imposé avant de recommencer un nouveau transitoire.

La configuration 2, courbe verte, présente une décélération de 8 secondes et un temps de ralenti de 22 secondes. Un résumé des temps de décélération et de ralenti est visible sur le tableau IV-3, ci-dessous :

Configuration	Temps de décélération (s)	Temps de ralenti (s)
1	8	7
2	8	22

Tableau IV- 3-Description des essais

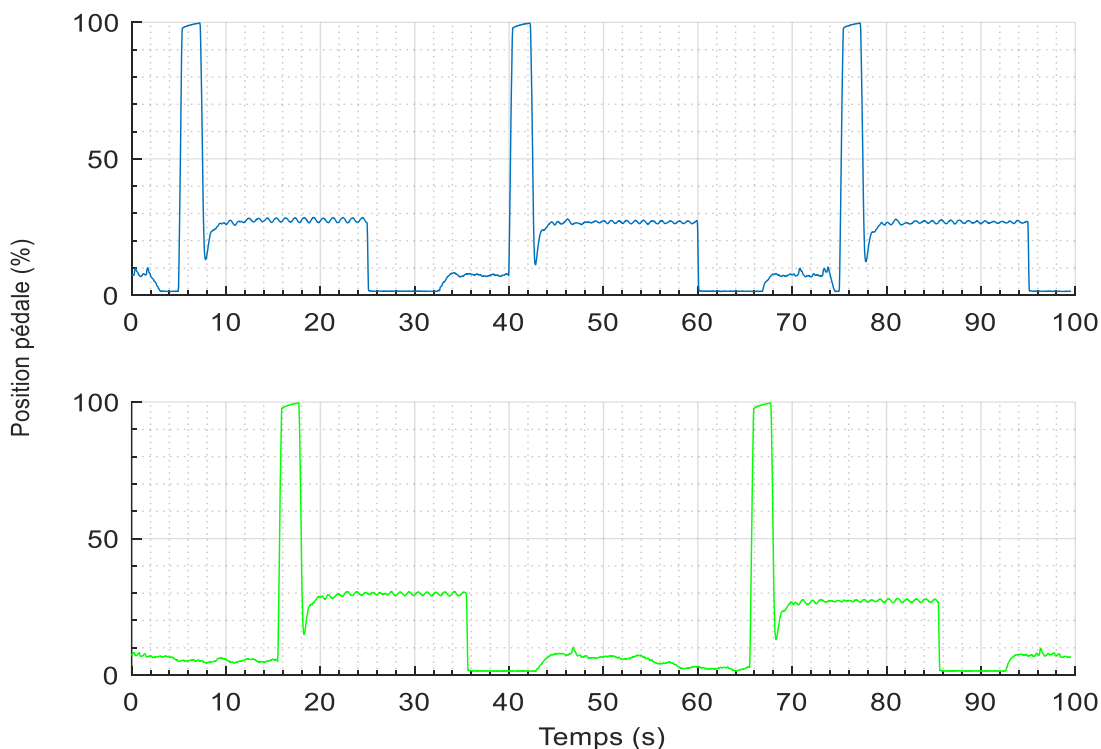


Figure IV- 25-Description des configurations 1 (bleu), et 2 (vert)

4.4.2 Comparaison des conditions d'essais

Le tableau IV-4 révèle les différents critères thermiques et atmosphériques entre les deux essais. Il subsiste quelques écarts dont les plus importants sont la température d'eau moteur avec un écart de 3,3 °C et la température après Catalyseur avec un écart de 11°C. Malgré tout ces différences restent minimes et sans conséquences sur les émissions de particules, comme l'ont démontré les précédents essais. L'huile utilisée pour ces essais est de type Inéo First 0W30 de chez Total.

Test	Températures (°C)						Pressions (mbars)	
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Sortie Catalyseur	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
1	90.02	96.45	25.05	17.20	516	169.30	1538	1010
2	93.32	95.08	27.23	17.10	505	169.60	1539	1023

Tableau IV- 4-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 2

Une analyse des paramètres moteur a déjà été décrite précédemment dans le chapitre 3 et il n'a pas été jugé utile de la représenter. Il en résulte des très faibles écarts entre les deux configurations dans les mêmes proportions que pour les essais de blowby, Voir 3.2.2.

Finalement, les tests effectués en configuration 1 et 2 présentent des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui permettent de conclure que ces tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées. Cette validation est essentielle pour permettre l'identification d'un ou des facteurs impactant les émissions de particules.

4.4.3 Résultats et analyse des essais

Sur la figure IV-26 est représenté le courant moyen mesuré par le PPS pour chaque configuration. La courbe noire qui représente la configuration 2 émet approximativement trois fois plus de courant, donc de particules, que la courbe orange qui correspond à la configuration 1. Pour la configuration 1, l'intégrale du courant moyen s'élève à :

$$\overline{\text{Integr}} (\text{configuration 1}) = 133 \text{ pA avec un écart type } \sigma = 15 \%$$

Ces résultats sont conformes aux essais précédemment effectués, car il s'agit de la configuration référence précédemment testée dans les chapitre 2 et 3.

Pour la configuration 2, l'intégrale du courant moyen s'élève à :

$$\overline{\text{Integr}} (\text{configuration 2}) = 329 \text{ pA avec un écart type } \sigma = 16 \%$$

Les écarts sont très importants et par conséquent il apparait que la durée de ralenti avant chaque transitoire a un impact sur les émissions de particules. Etant donné qu'il s'agit toujours du même transitoire, les écarts de richesse entre chaque test restent très faibles (voir Partie 3.2) et ne peuvent donc être à l'origine de ces écarts. Le seul phénomène identifié et fluctuant est

l'accumulation d'huile au niveau de la couronne du piston. Par conséquent, c'est bien ce phénomène décrit dans la partie 4.3.4 est à l'origine de ces écarts.

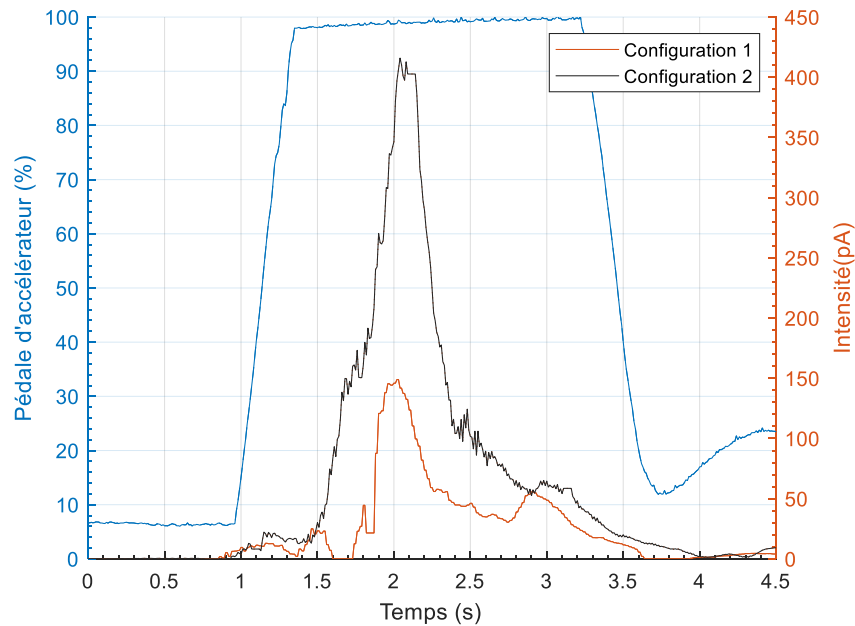


Figure IV- 26-Evolution des émissions de particules pendant le transitoire en configurations 1 et 2

Sur la Figure IV-27 est représenté le résultat des deux configurations auquel s'ajoute un troisième résultat qui est la limite inférieure. En effet, dans la répartition des émissions de particules effectuée dans la partie 4.3.3, il a été déterminé le taux d'émission lié à la variation de la richesse du moteur, \bar{N} . Celui-ci s'élève à 93 pA (Equation IV-10). Il s'agit du niveau d'émission minimal pour un transitoire et correspondant à l'absence (ou au niveau minimal) de consommation d'huile via le backflow et le blowby.

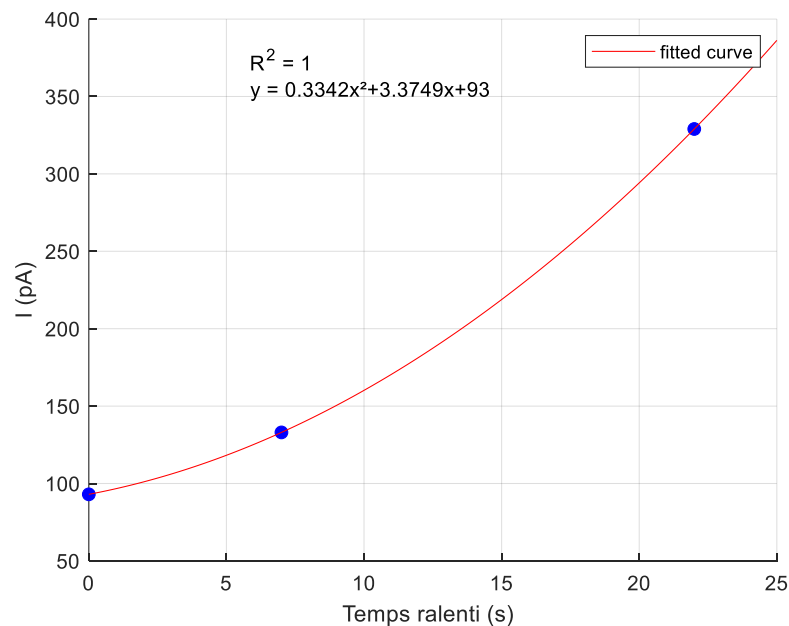


Figure IV- 27-Prédiction des émissions de particules en fonction de la durée du ralenti

Lorsque la durée de ralenti est nulle, il peut être considéré que le phénomène d'accumulation d'huile soit nul aussi et que le courant total mesuré tend vers \bar{N} , c'est-à-dire 93 pA. Une courbe de correspondance est alors tracée à partir de ces trois points pour caractériser l'évolution du courant mesuré par le PPS en fonction de la durée de ralenti entre chaque transitoire. Le résultat est affiché sur la figure IV-27. Déterminer une courbe de correspondance à partir de trois points peut être délicat, mais il est important de rappeler que le courant affiché pour chaque configuration est la moyenne de 100 transitoires. Compte tenu du mécanisme d'accumulation d'huile décrit précédemment, il est logique que le courant mesuré en fonction du ralenti soit de forme polynomial (à faible coefficient), telle qu'elle est représentée sur la figure IV-27.

4.4.4 Optimisation de la fonction de caractérisation des émissions de particules en transitoire

L'équation de caractérisation des émissions de particules peut être moyennée et s'écrire de la manière suivante :

$$\overline{N_{total}} = \bar{N} + \overline{N_{oil-blowby}} + \overline{N_{oil-backflow}} \quad (IV-16)$$

S'il y a de l'huile au niveau de la couronne du piston, lors de la première accélération, les gaz du blowby vont balayer une partie de cette huile vers le carter moteur et une partie de l'huile restante sera alors brûlée lors de la combustion du cycle suivant. Compte tenu du gradient progressif de l'évolution de la pression cylindre due à l'accélération et sachant que le pic d'émission se situe vers les 2 s, (voir figure IV-21) ce phénomène se déroule au maximum sur une quinzaine de cycles (par cylindre).

En posant comme hypothèse que la répartition des émissions de particules liées directement au blowby et au backflow reste identique en fonction du temps de ralenti, (voir figure IV-22). Il est alors possible d'ajouter une fonction A_{oil} , correspondant à l'accumulation de l'huile sur la couronne en fonction du temps de ralenti entre deux transitoires. L'équation IV-16, peut alors s'écrire :

$$\overline{N_{total}} = \bar{N} + A_{oil} [\overline{N_{oil-blowby}} + \overline{N_{oil-backflow}}] \quad (IV-17)$$

Or, à partir de la Figure IV-27 et de la courbe de prédiction :

$$\overline{N_{total}} = 0,3342.t^2 + 3,3749.t + 93 \quad (IV-18)$$

Or $\bar{N} = 93$ (d'après equation IV-10)

Donc il apparait que le terme $A_{oil} [\overline{N_{oil-blowby}} + \overline{N_{oil-backflow}}]$ peut être approximé par :

$$A_{oil} [\overline{N_{oil-blowby}} + \overline{N_{oil-backflow}}] = 0,3342.t^2 + 3,3749.t \quad (IV-19)$$

Pour $t = [0; 22]$ compte tenu des limites de nos essais.

$\overline{N_{oil-blowby}}$ et $\overline{N_{oil-backflow}}$ correspondent aux émissions de particules moyennées et générées par le blowby pour l'un et le backflow pour l'autre. Ces phénomènes tendent vers 0 lorsque $t=$

0 et deviennent très important lorsque $t = 22$ s. Il est donc indispensable de se fixer une référence. La référence retenue ici sera de 1 s.

Dans ce cas précis,

$$\overline{N_{(\text{blowby/backflow})\text{ref}}} = \overline{N_{(\text{oil-blowby})\text{ref}}} + \overline{N_{(\text{oil-backflow})\text{ref}}} \quad (\text{IV-20})$$

$$\overline{N_{(\text{blowby/backflow})\text{ref}}} = 0,3342.(1)^2 + 3,3749.(1) = 3.7091 \text{ pA}$$

A partir de cette référence et de l'équation IV-17 il est alors possible de déterminer A_{oil} en fonction du temps de ralenti. La courbe caractéristique de cette fonction, visible sur la figure IV-28 peut être approximée à :

$$A_{oil} = 0,090102.t^2 + 0.9099.t \quad \text{pour } t = [0; 22] \quad (\text{IV-21})$$

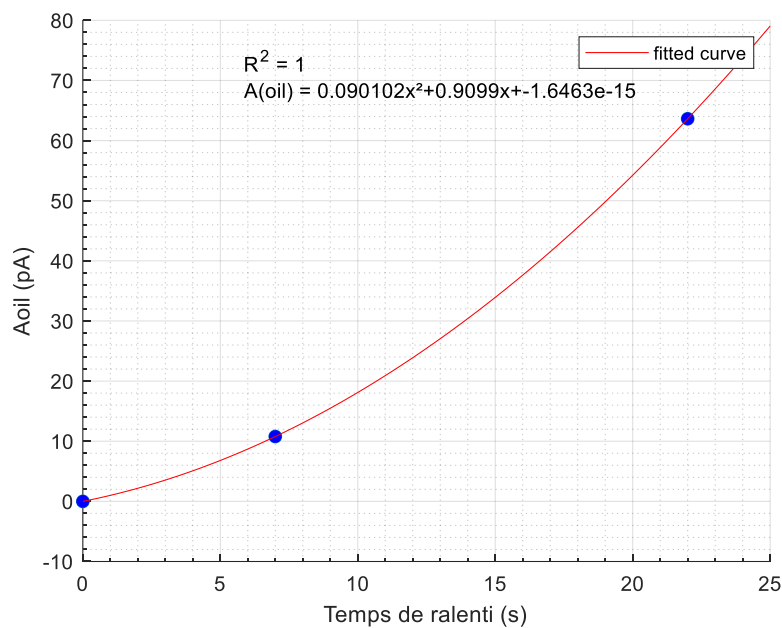


Figure IV- 28-Evolution du coefficient d'accumulation d'huile A_{oil} , en fonction du temps de ralenti

Il est maintenant possible de généraliser la fonction de caractérisation des émissions de particules en tenant compte de l'angle θ_{rings} . Il est important de préciser que cette égalité n'est valable que pour ce type de transitoire et pour un type de moteur précis.

$$N_{Total} = \bar{N} + \frac{A_{oil}}{i} \sum_i (\delta N_{oil-blowby(\theta_{rings})i} + \delta N_{oil-backflow(\theta_{rings})i}) \quad (\text{IV-22})$$

Avec i , le nombre de cylindres.

Cette équation permet de mieux appréhender le mécanisme des émissions de particules. A partir des débits de gaz du blowby caractérisés précédemment, il serait possible de déterminer $\delta N_{oil-blowby}$ et $\delta N_{oil-backflow}$. Cependant, cette équation reste difficilement exploitable car malheureusement il n'est pas possible de connaître la position des endgap de chaque cylindre en temps réel. C'est pour cette raison qu'il est plus pratique d'utiliser la fonction moyennée ci-dessous, tout en gardant en tête le principe de variation liée au balayage des gaz du blowby et donc à la position des endgap.

$$\overline{N_{\text{total}}} = \bar{N} + \frac{A_{oil}}{i} \sum_1^i (\overline{N_{(\text{blowby/backflow})ref}}) \quad (\text{IV-23})$$

Il est aussi possible de caractériser $\overline{N_{(\text{blowby/backflow})ref}}$ à partir de l'équation IV-15 mais en faisant intervenir les coefficients K_{ref1} et K_{ref2} correspondants respectivement aux coefficients K_1 et K_2 , lorsque le temps de ralenti est de 1s entre chaque transitoire. L'équation IV-24 est le résultat de cette transformation et caractérise les émissions de particules en fonction de la durée de ralenti entre chaque transitoire et le débit de blowby.

$$\overline{N_{\text{total}}} = \bar{N} + \frac{A_{oil}}{i} \sum_1^i \left((K_{ref1} + K_{ref2}) \cdot \frac{dQ_{mblowby}}{dt} \right) \quad (\text{IV-24})$$

Remarques

La fonction accumulation d'huile ne change pas avec des transitoires différents puisqu'elle ne dépend que de la durée du ralenti. Il serait intéressant de déterminer sa limite maxi dans le temps pour savoir si elle tend vers une limite finie ou non.

La référence , $\overline{N_{(\text{blowby/backflow})ref}}$, est établie pour un transitoire spécifique à 1s. Cette référence varie en fonction du type de transitoire. Cependant, à partir d'une série de transitoires différents, il doit être possible de caractériser les coefficients K_{ref1} et K_{ref2} et ainsi extrapoler cette référence en fonction de l'accélération souhaitée.

La fonction \bar{N} est liée à la variation de paramètres moteur qui génère une variation de la richesse lors du transitoire. Ils sont spécifiques à chaque transitoire et dépendent de la vitesse du moteur et couple moteur. Là aussi, cette fonction peut être prédictive comme certains auteurs l'ont déjà démontrés [131] [45].

La première partie de ce chapitre consacrée à la littérature sur le comportement dynamique des segments a permis de mettre en lumière le système de graissage d'un cylindre, les singularités liées aux flottements radiaux et axiaux des segments et surtout les oscillations de l'angle formé par la position des « endgap » entre deux segments. Celui-ci n'est pas stable mais varie principalement en fonction des conditions de charge et du régime moteur. De par sa position, l'intensité du phénomène de balayage de l'huile stockée entre les deux premiers segments varie et par conséquent la concentration en huile des gaz du backflow qui retourne dans le cylindre également.

La seconde partie est dédiée à la création et la mise au point d'un modèle de simulation des gaz du blowby sur GT-suite à partir de résultats expérimentaux. Ce modèle est étalonné aussi bien pour des stabilisés que des transitoires.

L'analyse de ces modèles fait ressortir une similitude entre le débit de blowby et les émissions de particules et accroît les connaissances liées entre la dynamique des segments et les émissions. Par exemple, au ralenti, il s'avère qu'une partie importante des gaz du carter moteur sont redirigés vers le cylindre via les singularités de flottement axiaux des segments. Le phénomène de balayage est donc nul. Il y a même une accumulation d'huile sur la couronne du piston. Des essais ont donc été effectués en ce sens et ont souligné l'importance de la durée du ralenti sur les émissions particules. C'est grâce à la simulation, que ces essais ont été entrepris. L'ensemble de ces résultats et des analyses qui en découlent ont participé à la modification et l'enrichissement de la fonction de caractérisation des émissions de particules.

Chapitre 5 :

Influence du vieillissement de l'huile et du filtre à huile sur les émissions de particules

L'huile est un acteur majeur dans la production de particules via les phénomènes de backflow et blowby. Cependant très peu d'études se sont intéressées au vieillissement d'un ensemble « huile + filtre à huile » et de ses conséquences sur les émissions de particules. C'est l'objet de ce chapitre.

Tout d'abord, un ensemble « huile + filtre à huile » usagé est testé et comparé avec un ensemble neuf. Puis dans un second temps un ensemble neuf est vieilli sur le banc moteur et les résultats sont là aussi comparés avec un ensemble neuf.

Une troisième partie est consacrée à l'analyse de l'huile et du filtre à huile.

L'étude des résultats obtenus permettra de compléter et d'enrichir la fonction de caractérisation des émissions de particules.

5.1 Introduction

Les émissions de particules d'un moteur à combustion interne sont principalement issues de la combustion ou de la pyrolyse à haute température du carburant imbrulé lors de la combustion en condition normale. Mais les chapitres précédents ont démontré que l'huile avait aussi un impact très important sur ces émissions, notamment via les phénomènes d'accumulation d'huile dans les phases sans charge moteur telle que le ralenti et sur les phénomènes de blowby et de backflow.

Les caractéristiques techniques de l'huile et ces incidences sur les émissions de particules ont été détaillées dans le chapitre 1, partie 1.4.2. Mais finalement il semble que peu d'études ont étudié l'impact du vieillissement de l'huile sur les émissions polluantes. En effet la plupart des travaux de recherche se sont focalisés sur l'évolution de la viscosité de l'huile et de ses caractéristiques chimiques en fonction du temps et de ses conséquences sur l'usure du moteur. Et pourtant, lors de mes activités de recherche sur les émissions de particules, j'ai constaté qu'après avoir remplacé à l'identique l'huile et le filtre à huile du moteur EB2dts utilisé durant cette thèse, les émissions de particules avaient été réduites par quatre sur des Mini-Cycles. Malheureusement, lors de cette intervention, les échantillons n'avaient pas été conservés. Le but de ce chapitre est donc d'étudier le vieillissement d'un ensemble huile et filtre à huile d'un moteur à allumage commandé pour confirmer et caractériser son éventuel impact sur les émissions de particules.

5.2 Test d'un ensemble « huile + filtre » usagés

Tous les essais expérimentaux se déroulent sur le même banc moteur, précédemment décrits dans le chapitre 2. Ces essais concernent des cycles WLTP, Mini-Cycles et Transitoires. Afin de confirmer les résultats précédents, il est décidé dans un premier temps de tester un ensemble huile + filtre à huile usagé et de comparer les résultats avec un ensemble neuf.



Figure V- 1-Prélèvement d'un ensemble « huile + filtre » sur un véhicule équipé d'un moteur EB2dts

Puis dans un second temps, un ensemble huile + filtre à huile est vieilli sur le banc moteur afin d'étudier l'évolution des émissions de particules avec le temps.

Un prélèvement d'huile est effectué sur un véhicule équipé du même moteur et qui nécessitait une révision. Le prélèvement est effectué par nos soins afin de s'assurer des conditions et surtout pour ne pas polluer les échantillons prélevés, voir figure V-1. Celui-ci est réalisé sur un véhicule Peugeot 308 qui affiche 45912 kms au compteur. L'huile et le filtre à huile totalisent 16000 kms et 12 mois. Il s'agit d'une huile Total Quartz Inéo First 0W30, préconisée par le constructeur. La même huile et le même filtre sont utilisés pour effectuer une comparaison.

L'huile et le filtre à huile prélevés sont introduits dans le moteur EB2dts qui est installé sur le banc d'essais. Bien évidemment, ce remplissage se réalise après avoir vidangé ce dernier. Il s'agit de la configuration 1. Puis le moteur est à nouveau vidangé et l'huile et le filtre sont remplacés par des éléments neufs. Il s'agit de la configuration 2. Le résumé de ces configurations est détaillé dans le tableau V-1.

	Huile Total Inéo First 0W30	Filtre à Huile Origine Constructeur	Etat
Configuration 1	x	x	16000 kms et 12 mois
Configuration 2	x	x	Neuf

Tableau V- 1-Description des Configurations

5.2.1 Cycles WLTP

Similitudes des essais

Pour rappel, la calibration du banc moteur est décrite dans le chapitre 2, parties 2.4.1 et 2.4.3. Comme dans les chapitres précédents, il est nécessaire de contrôler la similarité des essais effectués. Pour ce faire, il est impératif de comparer les conditions d'essais, les actionneurs et les paramètres moteur. La durée d'un cycle WLTP est de 1800 s et les conditions thermiques et atmosphériques de ces cycles sont détaillées sur le tableau V-2.

Tests	Températures (°C)						Pressions (mbars)	
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Echappemen t	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
Configuration 1	92.34	88.84	25.10	18.43	294.21	166.24	1535	1015
Configuration 2	92.08	90.14	29.33	22.89	297.26	168.81	1511	1014

Tableau V- 2-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 2 pour les cycles WLTP

Les écarts les plus importants se situent au niveau de la température du répartiteur d'admission avec un écart maxi qui atteint à peine 4°C, ce qui est sans conséquence sur les résultats.

Une analyse des paramètres moteur a déjà été décrite précédemment dans le chapitre 3 et il n'a pas été jugé utile de la représenter. Il en résulte de très faibles écarts entre les deux configurations dans les mêmes proportions que pour les essais de blowby (voir partie 3.2.2).

Finalement, les tests effectués en configuration 1 et 2 présentent des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui permettent de conclure que ces tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées. Là encore, cette validation est essentielle pour permettre l'identification d'un ou des facteurs impactant les émissions de particules.

Résultats Cycles WLTP

La figure V-2 représente l'intégrale du courant mesuré par le PPS en fonction du temps lors d'un cycle WLTP. En configuration 1, il a été réalisé 5 cycles WLTP. L'intégrale finale qui est simplement la moyenne des intégrales de chaque cycle s'élève à :

$$\overline{\text{IntegI}} (\text{configuration 1}) = 18800 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 14 \%$$

En configuration 2, il a été effectué cinq cycles WLTP et l'intégrale finale s'élève à

$$\overline{\text{IntegI}} (\text{configuration 2}) = 8900 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 15 \%$$

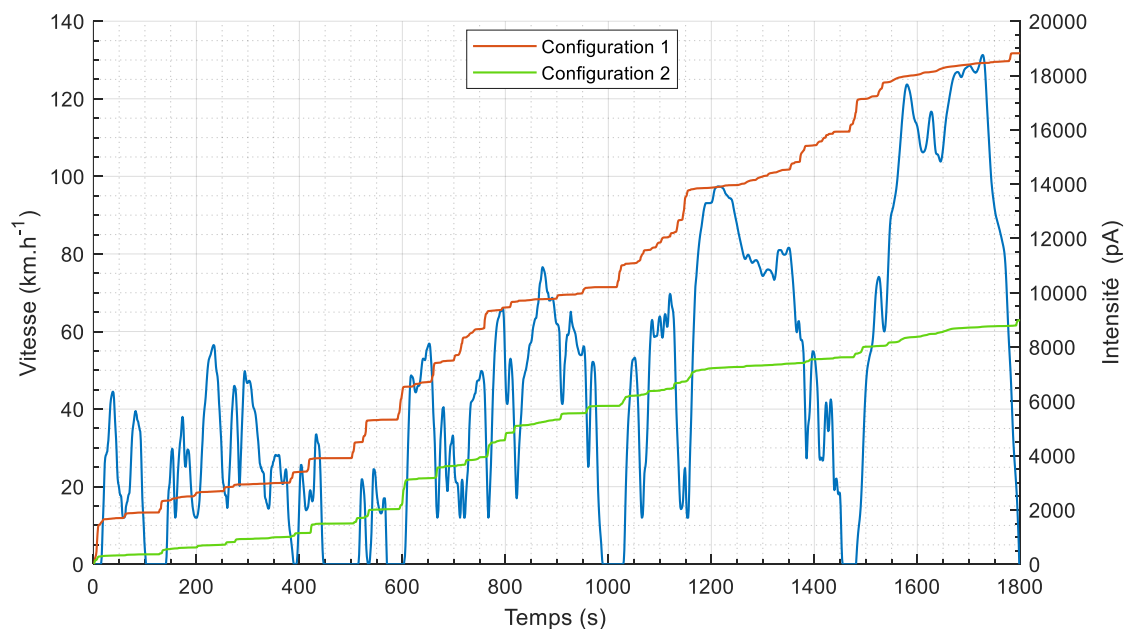


Figure V- 2-Evolution des émissions de particules en pA durant un Cycle WLTP

Les écarts sont très importants. La configuration 1 émet environ deux fois plus de courant, donc de particules, que la configuration 2

5.2.2 Mini-Cycles

Similitudes des essais

Un Mini-cycle d’une durée de 300 s est constitué de cinq accélérations issues du cycle WLTP Sa construction est détaillée dans chapitre 2, partie 2.4.3. Au total, 30 Mini-cycles sont testés en configuration 1 et 30 mini-cycles en configuration 2. Les conditions thermiques et atmosphériques pour les Mini-Cycles sont exposées sur le tableau V-3.

Tests	Températures (°C)						Pressions (mbars)	
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Echappement	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
Configuration 1	92.09	91.38	34.15	27.50	251.10	168.00	1491	1018
Configuration 2	91.64	89.11	32.80	26.51	254.10	166.20	1499	1018

Tableau V- 3-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 2 pour les Mini-Cycles

Les écarts les plus importants s’élèvent à 3 °C et se situent au niveau de la température échappement mesurée après le pot catalytique. Là encore, cet écart est trop faible pour avoir un quelconque impact sur les résultats.

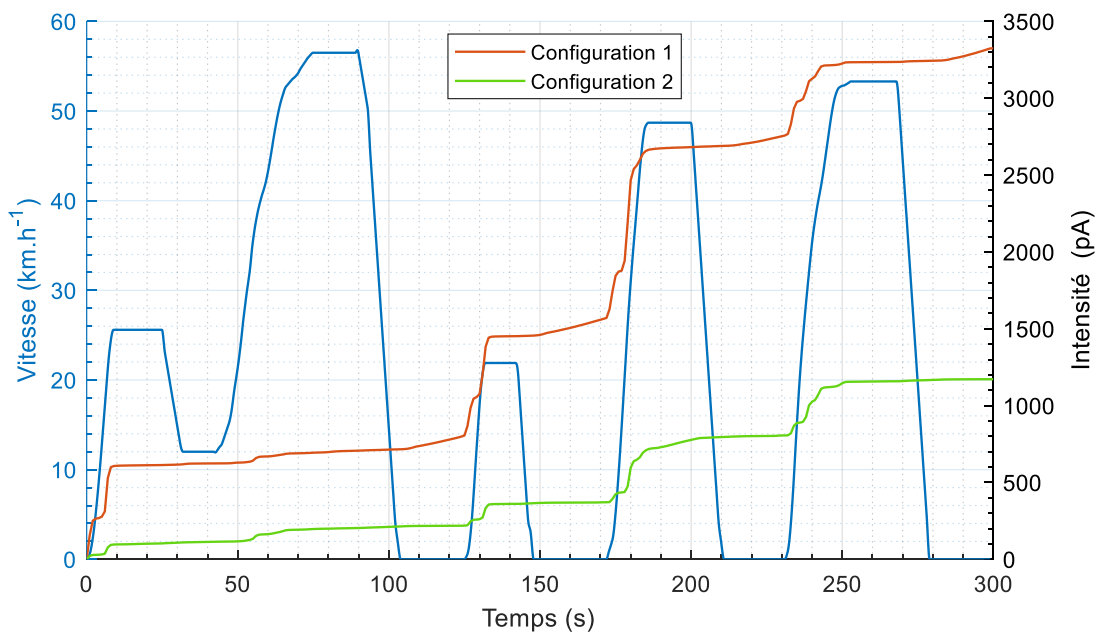


Figure V- 3-Evolution des émissions de particules en pA durant un Mini-Cycle

L'analyse des paramètres moteur ne présente pas d'écarts significatifs. Les tests effectués en configuration 1 et 2 présentent donc des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui permettent de conclure que ces tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées.

Résultats Mini-Cycles

La figure V-3 représente l'intégrale du courant mesuré par le PPS en fonction du temps pour un Mini-cycle. L'intégrale du courant moyen pour chaque configuration s'élève à :

IntegI (configuration 1) = 3330 pA avec un écart type $\sigma = 18 \%$

IntegI (configuration 2) = 1170 pA avec un écart type $\sigma = 30 \%$

Là encore, les écarts sont très importants et la configuration 1 émet presque trois fois plus de courant et donc de particules que la configuration 2.

5.2.3 Transitoires

Similitudes des essais

Pour chaque configuration, 100 transitoires sont effectués consécutivement après avoir atteint la stabilité thermique. Les conditions thermiques et atmosphériques pour ces transitoires sont exposées sur le tableau V-4.

Tests	Températures (°C)						Pressions (mbars)	
	Eau moteur	Huile moteur	Répartiteur	Cellule moteur	Echappement	PPS ligne échantillon	PPS ligne échantillon	Atmosphérique
Configuration 1	94.40	96.36	40.85	28.81	352	169.7	1488	1017.82
Configuration 2	94.55	96.23	39.64	31.91	353	169.7	1477	1018.11

Tableau V- 4-Conditions thermiques et atmosphériques des configurations 1 et 2 pour les Transitoires

Les écarts entre les deux configurations sont très faibles et par conséquent ne peuvent influencer les résultats. Là aussi l'analyse des paramètres moteur ne présente pas d'écarts significatifs. Les tests effectués en configuration 1 et 2 présentent donc des conditions thermiques, conditions atmosphériques, des commandes d'actionneurs moteur et des paramètres moteur identiques qui

permettent de conclure que ces tests sont effectués selon des conditions protocolaires parfaitement respectées.

Résultats Transitoires

La figure V-4 représente l'intégrale du courant mesuré moyenné par le PPS en fonction du temps pour chaque configuration lors des essais en transitoire. L'intégrale du courant moyen pour chaque configuration s'élève à :

Integ1 (configuration 1) = 251 pA avec un écart type $\sigma = 21 \%$

Integ1 (configuration 2) = 126 pA avec un écart type $\sigma = 21 \%$

Là encore, les écarts sont très importants et la configuration 1 émet environ deux fois plus de courant et donc de particules que la configuration 2.

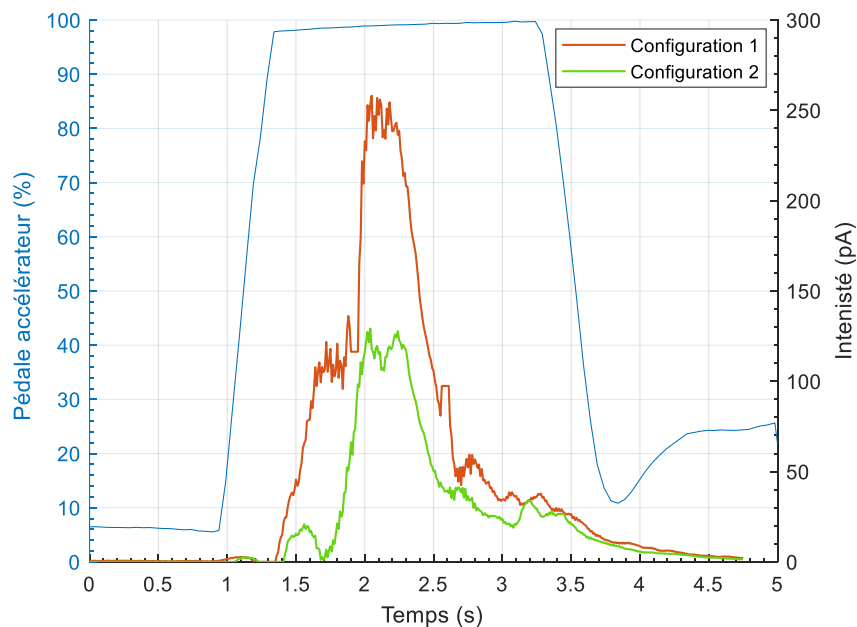


Figure V- 4-Evolution des émissions de particules en pA durant un transitoire

Conclusion

A partir des résultats sur les cycles WLTP, Mini-Cycles et transitoires, il apparaît qu'un moteur à allumage commandé équipé d'un ensemble « filtre à huile et huile » vieilli émet entre deux et trois fois plus de particules qu'un moteur équipé d'un ensemble « filtre à huile et huile » neuf. Ces résultats confirment nos constats relevés lors de la vidange du moteur. Le vieillissement de l'huile et du filtre semble donc avoir un impact sur les émissions de particules. Cependant, il est difficile de dire quelles en sont les raisons. Est-ce l'huile, le filtre à huile, ou bien l'ensemble qui se dégradent au cours du temps? Pour y répondre il est important d'étudier le vieillissement d'un ensemble « huile + filtre à huile » sur le même banc moteur.

5.3 Vieillessement d'un ensemble « huile + filtre » sur banc moteur

L'objectif de ces essais est d'étudier l'impact du vieillissement d'un ensemble « huile + filtre à huile » sur les émissions de particules. Au début des essais, le moteur est en configuration 2, c'est-à-dire équipé d'un filtre à huile et d'une huile moteur neufs préconisés par le constructeur (voir tableau V-1). Le programme de vieillissement alterne divers cycles tels que RDE, WLTP, Mini-Cycles, transitoires ainsi que divers stabilisés. Compte tenu des contraintes d'utilisation du banc moteur, la durée du vieillissement n'a pas dépassée 210 heures. Une équivalence a été établie en terme de temps passés sur banc et de kilomètres réels. Celle-ci s'élève à environ 10000 kms. Le résultat visible sur la figure V-5 présente la moyenne du courant mesuré par le PPS pour des Min-Cycles. Il n'a pas été jugé utile de présenter les résultats des Cycles et des transitoires qui génèrent la même tendance. Après 210 heures passées sur le banc moteur, il n'apparaît pas d'évolutions importantes. Au contraire, la tendance est plutôt stable. On constate de faibles amplitudes dues aux variations des conditions atmosphériques, de qualité de carburant, etc....

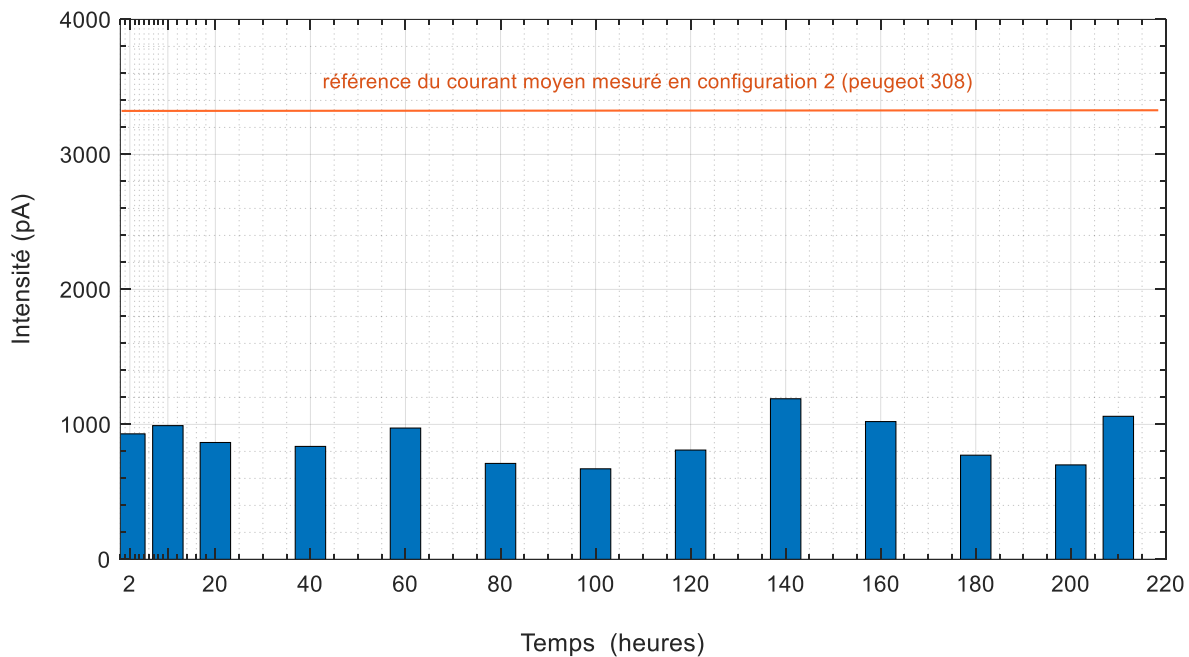


Figure V- 5-Vieillessement d'un ensemble « huile + filtre à huile » au banc moteur

Plus précisément, la moyenne du courant mesuré durant ces 210 heures est égale à :

$$\overline{\text{Integr (Mini - cycles)}} = 890 \text{ pA avec un écart type } \sigma = 17 \%$$

Il est important de préciser que chaque valeur affichée sur l'histogramme est une moyenne d'environ 30 à 40 Mini-cycles effectués successivement., ce qui représente beaucoup de données. La référence du courant moyen mesuré en configuration 1, c'est-à-dire avec l'huile et le filtre prélevés sur le véhicule Peugeot 308 (voir tableau V-1) est représentée en ligne orange. Même si le nombre de kilomètres réalisés sur banc moteur n'est pas équivalent aux 16000 kms de l'ensemble « huile + filtre » prélevés, le résultat n'est pas celui escompté. Compte tenu des conclusions établies dans la partie précédente, il aurait été raisonnable d'imaginer une évolution

croissante avec le temps du courant mesurée par le PPS et ce même pour 10000 kms et 210 heures de banc. Afin de vérifier que les essais effectués précédemment n'étaient pas due au hasard ou bien lié à un dysfonctionnement du PPS, un nouveau comparatif est effectué avec un ensemble neuf et un ensemble usagé conformément au tableau-V-1. Le résultat est le même que celui présenté dans la partie 5.2.2. Le vieillissement d'un ensemble huile + filtre a donc bien un impact sur les émissions de particules, mais il semble que le vieillissement effectué sur banc ne permet pas de retrouver les valeurs obtenues avec la configuration 1. Il est utile de préciser que les démarrages à froid se sont déroulés dans des conditions idéales. Après démarrage, le moteur était maintenu à 2000 tr.min⁻¹ et 50 Nm en stabilisé sans variation de charge ou de régime. La plupart des cycles étaient lancés après avoir atteint la stabilité thermique. Peut-être est-il nécessaire d'utiliser le moteur dans des conditions plus sévères ou bien simplement, peut-être qu'un vieillissement sur une période plus longue, c'est-à-dire sur une dizaine de mois, est nécessaire. Nos essais se sont déroulés sur une période inférieure à 3 mois et ne sont sans doute pas représentatifs de la réalité.

Néanmoins, il apparait nécessaire d'analyser l'huile et le filtre à huile séparément et d'effectuer des comparaisons avec les diverses configurations exposées sur le tableau V-5 pour identifier les éventuels facteurs liés au vieillissement de l'huile et responsables d'une augmentation significatives des émissions de particules.

	Huile Total Inéo First 0W30	Filtre à Huile Origine Constructeur	Etat
Configuration 1	x	x	16000 kms et 12 mois
Configuration 2	x	x	Neuf
Configuration 3	x	x	10000 kms et 3 mois

Tableau V- 5-Description des trois Configurations

5.4 Analyse de l'huile

Une comparaison de la densité des particules de suie absorbées par l'huile est effectuée au microscope (voir figure V-6). La taille maximale des clusters qui sont des agglomérats de particules de suie est sensiblement la même, seule la densité diffère. En effet, l'huile neuve présente très peu de clusters en comparaison à la configuration 1 qui est la plus chargée. La configuration 3 est dense mais n'a pas atteint le seuil de la configuration 1. L'analyse de l'huile (voir tableau V-6), démontre que les huiles des configurations 1 et 3 ont sensiblement les mêmes viscosités, les mêmes proportions de particules métalliques. L'index carbone est conforme à l'analyse au microscope. En revanche le TBN en configuration 3 est faible mais la différence la plus importante se situe au niveau du point éclair qui est égale à 190,5 ° C pour la configurations 1 et est égale à 227° C pour la configuration 2. Cela sous-entend la présence de carburant dans l'huile. Le vieillissement de l'huile sur le banc moteur n'a pas permis de démontrer un quelconque impact sur les émissions de particules. L'huile vieillie au banc (configuration 3) présente quasiment les mêmes caractéristiques que l'huile prélevée sur un véhicule (configuration 1) hormis, **le taux dilution**.

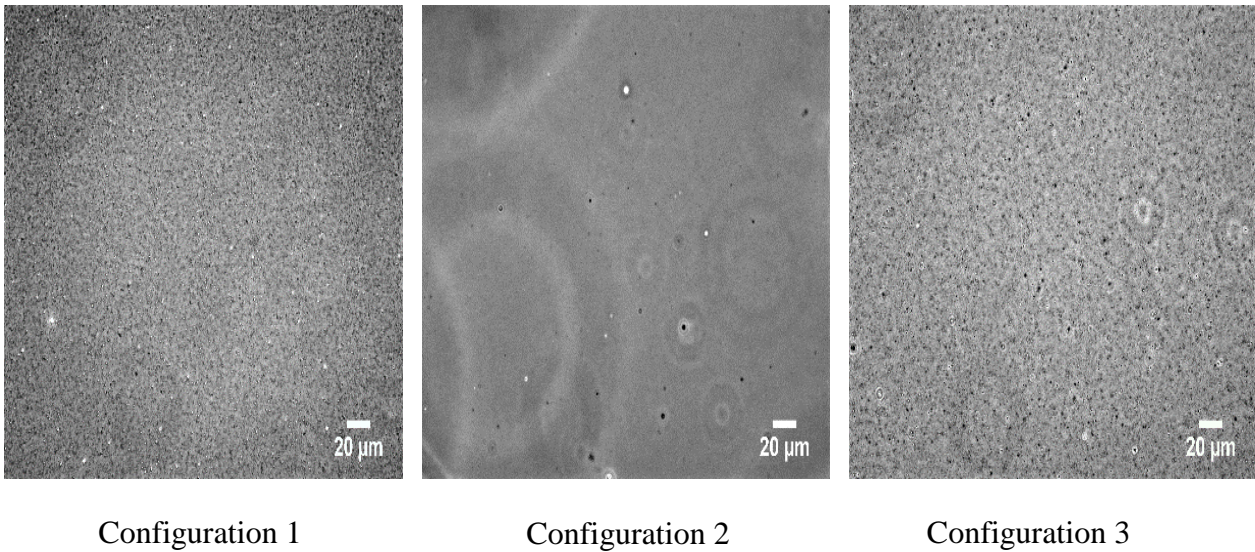


Figure V- 6-Analyse de l'huile au microscope pour les trois configurations

Caractéristiques des huiles		Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3
Lubrifiant		Total Ineo First 0w30	Total Ineo First 0w30	Total Ineo First 0w30
kilométrage		16000	0	10000
âge		12 mois	0	210 h /3 mois
viscosité 40°C mm ² .s ⁻¹		48,19	51,68	48,95
viscosité 100°C mm ² .s ⁻¹		9,36	10,09	9,68
Indice de Carbone %		0,21	0	0,15
Point éclair vase clos °C		190,5	227	222,5
TBN		4,58	5,87	2,87
Teneur en eau %		0,2	0,17	0,14
Dilution % v/v		1,16	0	0
Composants métalliques ppm	Silicium	27	10	28
	Sodium	0	0	0
	Aluminium	13	7	9
	Fer	69	0	21
	Cuivre	16	0	1
	Calcium	1177	1034	1110
	Zinc	585	509	521
	Magnésium	9	6	7
Phosphore		488	488	415

Tableau V- 6-Caractéristiques des huiles

Or, une huile chargée en carburant va émettre plus de particules, car une partie de celui-ci sera libérée dans le cylindre après évaporation. L'élévation de la température autour du film d'huile

déposé dans le cylindre va permettre au carburant de s'évaporer. Si celui-ci est diffusé avant la combustion, il modifiera la richesse du mélange qui peut être très sensible en transitoire sinon le carburant non brûlé sera expulsé dans l'atmosphère sous forme de particules [42]. La dilution est un phénomène commun aux moteurs diesel et allumage commandé et son origine est la conséquence du mouillage des parois du cylindre par le carburant. Deux mécanismes sont communément admis : la condensation des vapeurs de carburant générée lors des démarrages à froid et la dispersion de gouttes de carburant au contact des parois du cylindre due aux variations des paramètres d'injection : départ d'injection, pression d'injection, multi injections [92–94,174]. Ensuite, ce carburant liquide va traverser les segments et la paroi du cylindre et se déverser dans le carter moteur pour se mélanger à l'huile. Tout ou partie du carburant peut aussi s'évaporer eu égard à la température de l'huile et du régime de rotation du moteur [175]. Ces gaz sont ensuite réadmis à l'admission via le circuit du blowby. Cela sous-entend que le pourcentage de dilution d'une huile varie en fonction des conditions d'utilisation mais sera toujours supérieur à 0 en conditions réelles et finira par se stabiliser dans le temps. Un véhicule effectuant des départs à froid avec mise en température complète aura un taux de dilution proche des 2 % alors que ce même véhicule verra ce taux augmenter entre 4 et 18 % s'il effectue de courts trajets sans avoir atteint la stabilité thermique [92].

Cependant, est-ce le seul paramètre permettant de justifier de tels écarts d'émissions de particules entre les configurations 2 et 3 vis-à-vis de la configurations 1 ? L'analyse des filtres à huile est nécessaire pour améliorer notre compréhension du phénomène.

5.5 Analyse du filtre à huile

La fonction principale du filtre à huile est d'extraire les impuretés contenues dans l'huile du moteur afin de garantir une lubrification optimale des éléments mobiles. Ces impuretés sont composées de particules qui peuvent être des résidus d'abrasion métalliques, des grains de poussière issus de l'air d'admission, de suie ou encore des résidus de corrosion.

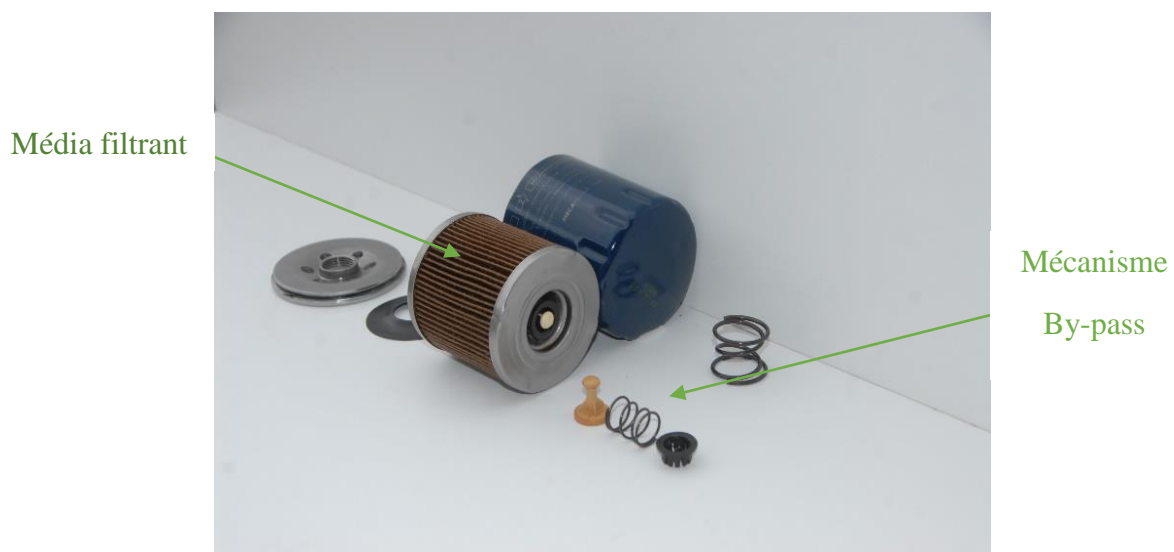


Figure V- 7-Constitution d'un filtre à huile

Le filtre est composé d'un élément filtrant dénommé média qui est généralement élaboré à partir de cellulose plissée (voir figure V-7). Au cours de son existence, le média absorbe de plus en plus de particules ce qui génère une augmentation des pertes de charges. Lorsque celles-ci deviennent trop importantes, le by-pass du filtre à huile s'ouvre pour permettre le passage de l'huile souillée et éviter d'endommager le moteur par un manque de graissage. En effet, il s'agit d'une sécurité car il est préférable de lubrifier avec de l'huile non filtrée que de ne pas lubrifier.

Compte tenu de nos résultats précédents, il est possible que le by-pass du filtre à huile s'ouvre lors de l'accélération ce qui aurait comme conséquence de déplacer diverses particules dans le cylindre et donc générer une augmentation des émissions de particules. D'origine, le moteur est équipé d'un capteur de pression d'huile placé en aval du filtre. Cependant le signal est trop bruité pour déterminer avec précision si le by-pass s'ouvre ne serait-ce que quelques millisecondes durant le transitoire.

Banc hydraulique

Il est donc important de caractériser les pertes de charge générées par chaque filtre des diverses configurations afin d'effectuer des comparaisons.

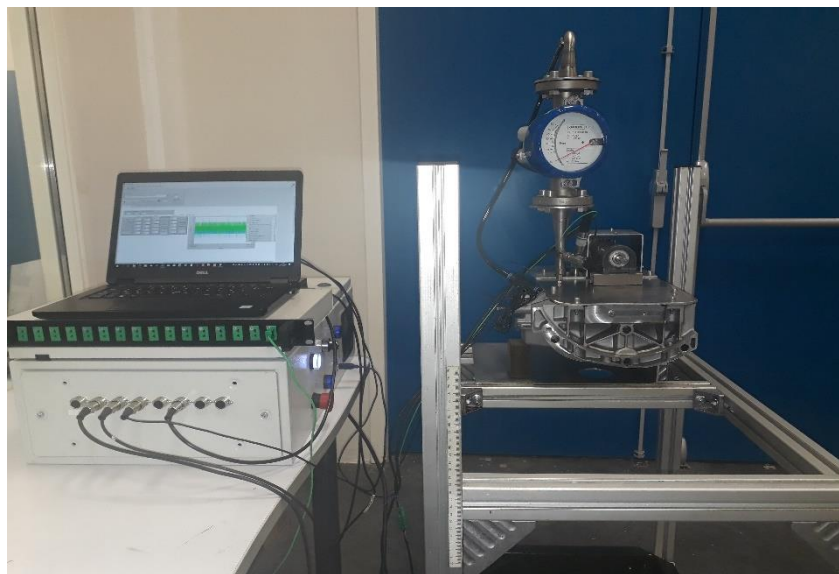


Figure V- 8-Banc hydraulique pour filtre à huile

Pour ce faire, un banc hydraulique a été élaboré. Celui-ci est construit à partir du carter moteur, de la pompe à huile et du support filtre à huile du même moteur que celui utilisé sur le banc, pour s'affranchir de différences liées au montage. Un débitmètre a été ajouté, un capteur de température, ainsi que des capteurs de pression en amont et en aval du filtre à huile. Un moteur électrique est relié à la pompe à huile et est commandé via le boîtier d'acquisition. Le montage est visible sur la figure V-8.

Pertes de charge

De manière à estimer l'impact de la viscosité sur les pertes de charge, deux températures ont été retenues dans les limites des moyens des essais, il s'agit de 25 °C et 80 °C. La figure V-9 représente les pertes de charges des trois filtres à huile issues des trois configurations à la température de 80 °C. Nos moyens expérimentaux ne permettaient pas d'aller au-delà de cette température, pour atteindre les 90 °C correspondant à la température de l'huile lors de nos essais. Mais il est utile de préciser que la viscosité varie de seulement 2 mm².s⁻¹ entre 80 °C et 90 °C, alors qu'elle varie de 78 mm².s⁻¹ entre 25 °C et 80 °C. Il est également important de souligner que le débit maximal obtenu expérimentalement s'élevait aux environs de 32 l.min⁻¹. Une courbe de tendance polynomiale du second degré a été utilisée pour projeter ces pertes de charge sur une plage de débit plus grande. De 0 à 10 l.min⁻¹ environ, les pertes de charges semblent identiques, aux erreurs de mesure près. A 40 l.min⁻¹, le filtre à huile neuf (configuration 2) génère 280 mbars de pertes de charge, celui de la configurations 3 en génère 330 mbars et celui de la configuration 1 produit 700 mbars de pertes de charge. A ce débit, le filtre à huile en configuration 1 crée environ deux fois plus de pertes de charge que les filtres des deux autres configurations.

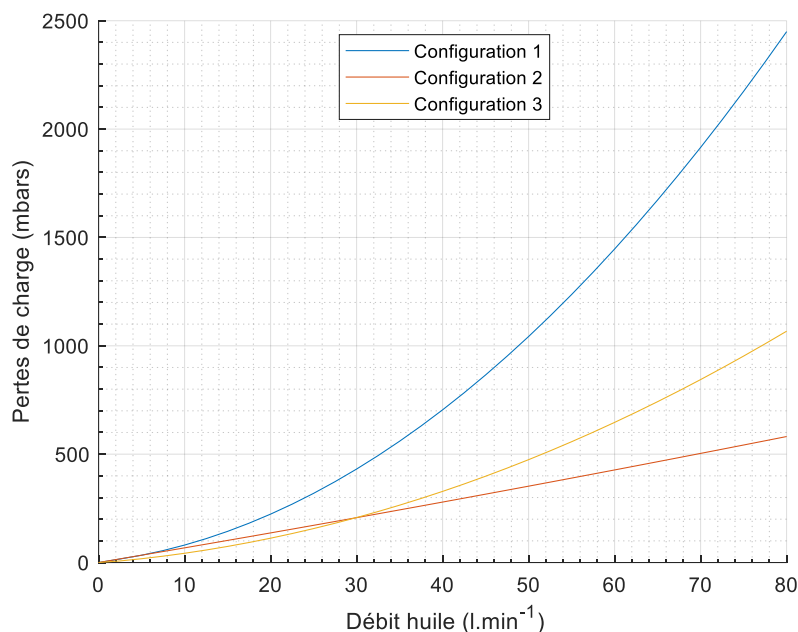


Figure V- 9-Pertes de charge des filtres à huile à T=80°C

La figure V-10 représente les pertes de charges des trois filtres à huile issues des trois configurations à la température de 25 °C. Les différences sont minimales entre les filtres de configurations 2 et 3 et ce jusqu'à 40 l.min⁻¹. Par contre en configurations 1, la différence est encore plus élevée puisqu'elle atteint 1400 mbars contre respectivement 410 mbars et 430 mbars pour les configurations 2 et 3.

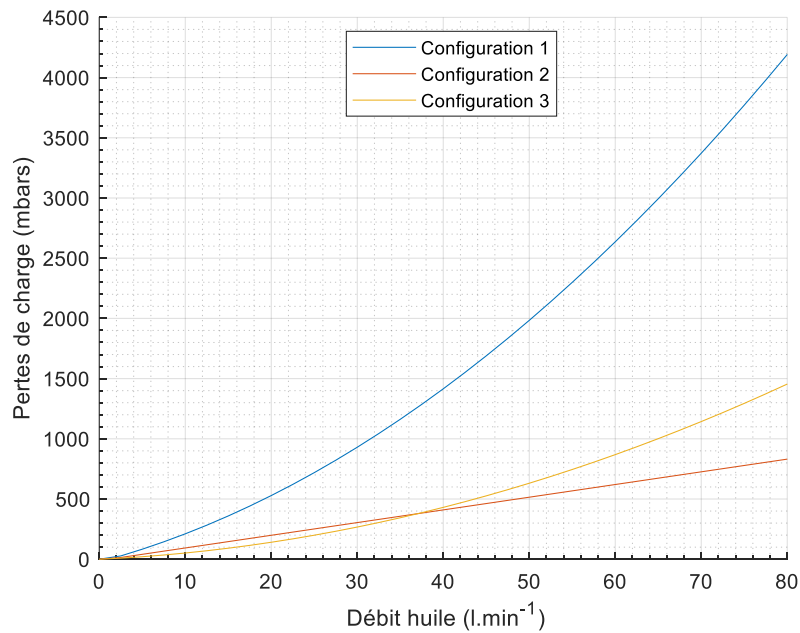


Figure V- 10-Pertes de charge des filtres à huile à T=25°C

Caractéristiques technique du by-pass d'un filtre à huile

A partir des pertes de charge et des caractéristiques technique du filtre à huile, il va être possible de déterminer si le filtre en configuration 1 pouvait s'ouvrir (by passer) lors de nos essais. Le démontage du filtre à huile permet de définir les caractéristiques de celui-ci. La soupape du by-pass et son ressort sont visibles en premier plan sur la photo de la figure V-7.

A partir des pressions amont et aval filtre mesurées et de ses caractéristiques techniques, il est possible de déterminer le déplacement de la soupape et donc l'ouverture réelle en appliquant le principe fondamental de la dynamique. A vitesse constante, l'accélération est nulle, en s'appuyant du mécanisme d'ouverture de la soupape décrite sur la figure V-11, il est possible d'écrire :

$$F_d + F_r - F_u = 0 \quad (V-1)$$

Avec

F_d : Force du fluide appliquée sur le piston en aval à la pression P_1 sur la section S_1

F_r : Force du ressort appliquée au piston en aval

F_u : Force du fluide appliquée sur le piston en amont à la pression P_2 sur la section S_2

La force F_r est constituée de la précontrainte F_{pc} et de la raideur R , c'est-à-dire :

$$F_r = F_{pc} + dx \cdot R \quad (V-2)$$

avec dx, déplacement du piston à l'ouverture

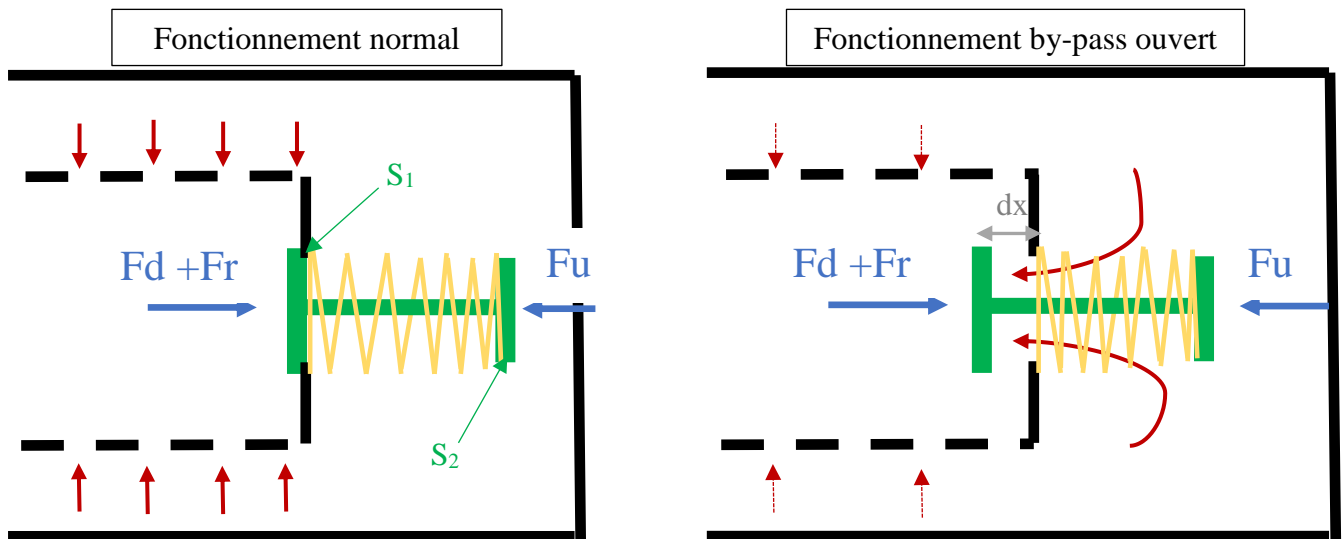


Figure V- 11-Mécanisme d'ouverture de la soupape de by-pass du filtre à huile

Lorsque la soupape s'ouvre, les sections S_1 et S_2 sont identiques, il vient alors :

$$P_1 - P_2 = \frac{R \cdot dx + F_{pc}}{S} \quad (V-3)$$

Avec :

$$S = 18 \text{ mm}$$

$$F_{pc} = 20 \text{ N}$$

$$R = 2 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

En posant comme hypothèse $dx = 3 \text{ mm}$ pour permettre un passage suffisant de l'huile et après application numérique :

$$P_1 - P_2 = 1021 \text{ mbars}$$

Pour ouvrir la soupape il est nécessaire d'avoir des pertes de charges dans le filtre à huile proches des 1000 mbars.

La section de passage pour libérer le fluide est proportionnelle à dx . Le déplacement maxi mesuré s'élève à 4.4 mm lorsque le piston est en butée. Lors de ces essais sur le banc hydraulique, le filtre à huile a ouvert sa soupape de by-pass à diverses pressions qui sont fonction du déplacement du piston. Cette analyse permet de confirmer que l'ouverture du by-pass du filtre ne dépend que des pertes de charge et du déplacement du piston. A partir de l'équation (V-3), il est possible de déterminer les pertes de charge minimales nécessaires pour maintenir ce by-pass ouvert, avec un minimum de débit.

Posons par exemple $dx = 0.5 \text{ mm}$.

Après application numérique, $dP = P_1 - P_2 = 825 \text{ mbars}$.

A partir de la caractérisation des pertes charge pour des températures d'huile égales à 80 °C et 25 °C (voir figures V-8 et V-9) il est possible de déterminer les débits correspondant permettant l'ouverture de la soupape. Pour la configuration 1, puisque c'est celle-ci qui nous intéresse, le débit d'huile s'élève à environ **28 l.min⁻¹**, pour une huile à la température de 25 °C et à environ **43.5 l.min⁻¹** pour une huile à la température de 80 °C. Or, selon les données du constructeur, le débit d'huile maxi du moteur utilisé se situe aux alentours de 25 l.min⁻¹.

Cela sous-entend que le filtre à huile en configuration 1 peut by-passer à la température ambiante mais pas à chaud, car le débit nécessaire à l'ouverture n'est pas atteint.

Il semblerait donc que l'ouverture de la soupape du by-pass ne soit pas à l'origine du pic d'émissions de particules observé en configuration 1 lors des essais décrits dans la partie 5. 2.

Analyse macroscopique du filtre à huile

Les filtres à huile des trois configurations ont été démontés pour comparer la forme et l'aspect des fibres en cellulose qui composent le média. Bien évidemment, les filtres en configuration 3 et surtout 1 présentent énormément de particules de suie et autres résidus par rapport à la configuration 2. Par contre il apparait très nettement que le papier filtrant en configuration 1 est plus épais et plus volumineux que les autres. Les fibres celluloses de ce filtre se sont altérées dans le temps suite à l'absorption de l'eau contenue dans l'huile et ont fini par se déformer et gonfler [176,177]. Cette déformation a pour conséquence de resserrer les fibres entre elles, et donc d'augmenter les pertes de charge. En fonction du niveau de saturation en eau des fibres celluloses, les pertes de charges peuvent varier. Or, est-ce que le prélèvement et le stockage du filtre en configuration 1 n'aurait pas asséché ces fibres et donc tronqué le niveau des pertes de charges de ce filtre ? En tout cas, c'est un élément à prendre en compte dans le vieillissement du filtre à huile.

Remarques sur les départs à froid

Lors du vieillissement de l'ensemble « huile + filtre », c'est-à-dire en configuration 3 à environ 200 heures de banc, un transitoire à froid a été lancé. Au début de ce test, la température moteur était égale à la température de la cellule, soit 20 °C.

Il s'est avéré que la soupape du by-pass s'est ouverte durant 1 secondes sur les premiers transitoires. Sur la figure V-12 qui représente les cinq premiers transitoires effectués successivement, la pression du premier transitoire (nommé Test 1) mesurée en aval du filtre à huile chute brutalement d'environ 1000 mbars puis augmente ensuite. Ceci correspond à la variation brutale de pression générée par l'ouverture du by-pass. Puis au fur et mesure que la température augmente et que la viscosité diminue, la chute de pression s'atténue et le by-pass se referme totalement à partir du 5eme transitoire. Ceci est d'autant plus étonnant que pour cette configuration, le débit nécessaire pour ouvrir la soupape du bypass à 25 °C est proche des 60 l.min⁻¹ (voir figure V-10). Mais c'est oublier que la viscosité entre 20 °C et 25 °C peut être

multipliée par 1,5 et donc changer considérablement le niveau des pertes de charge. L'évolution du courant mesuré par le PPS est visible sur la figure V-13. Les premiers transitoires atteignent des valeurs d'émissions de particules très importantes pour finalement retomber au cinquième transitoire à des valeurs normales.

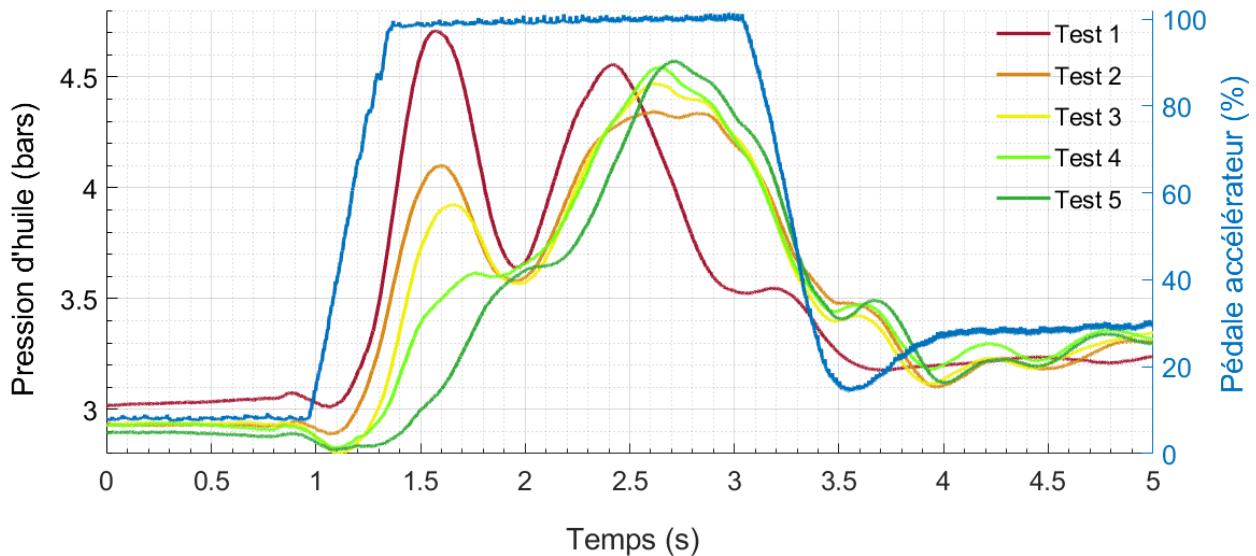


Figure V- 12-Evolution du signal de pression d'huile durant un transitoire en configuration 3 à $T=20^{\circ}\text{C}$

Il est évident que lorsque le by-pass du filtre s'ouvre, cela génère un surplus de particules comme expliqué précédemment. Cependant compte tenu du mode engagé par le moteur : démarrage à froid et mise en température moteur et ne disposant pas de cellule climatisée pour maîtriser parfaitement les conditions de départ à froid, il est difficile d'imputer la part des émissions de particules liée à l'ouverture de ce dernier.

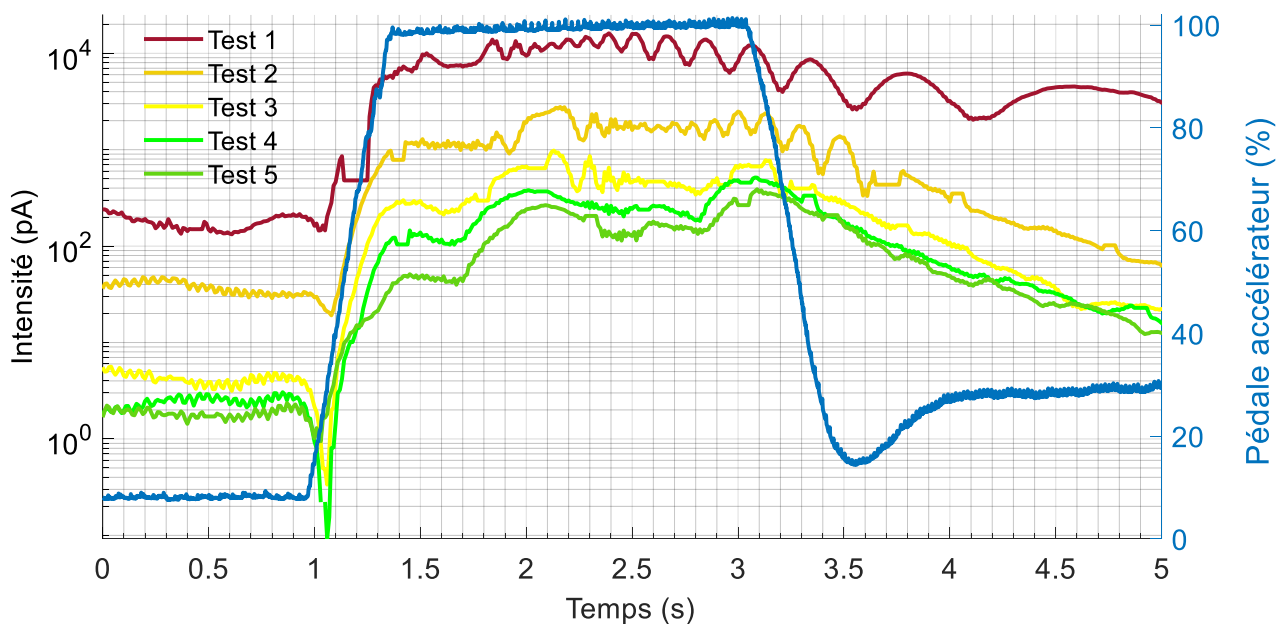


Figure V- 13-Evolution du courant mesuré par le PPS durant un transitoire en configuration 3 à $T=20^{\circ}\text{C}$

Mais il est évident que ce surplus n'est pas à négliger. Il est important de rappeler que le by-pass s'est ouvert en configuration 3, c'est-à-dire avec seulement 200 heures de banc moteur et une température de démarrage relativement élevée (20 °C). Le même essai en configuration 1 aurait ouvert la soupape du by-pass pour une température plus importante.

5.6 Analyse

Le vieillissement d'un ensemble huile et filtre à huile d'un moteur à combustion interne a un impact important sur les émissions de particules.

De manière générale, les huiles moteurs vieillissent plutôt bien, grâce à la présence des additifs : la viscosité conserve ses caractéristiques initiales. Les seules variations importantes qui ont été constatées concernent la dilution de l'huile par le carburant. L'huile vieillit au banc moteur affichait un taux de dilution proche de 0 et émettait un niveau de particules identique à l'huile neuve. Tandis que l'huile prélevée sur un véhicule affichait un taux égal à 1,16 %, et émettait trois fois plus de particules qu'une huile neuve. En fonction des conditions d'utilisation, le taux de dilution va augmenter au fur et à mesure dans le temps pour venir se stabiliser vers les 2 % pour un véhicule effectuant des départs à froid avec mise en température complète [92]. Une partie de ce carburant non brûlé sera réintroduit à l'admission via le circuit des gaz du blowby, tandis qu'une autre partie va être libérée dans le cylindre après évaporation du carburant. L'élévation de la température autour du film d'huile déposé dans le cylindre va permettre au carburant de s'évaporer. Si celui-ci est diffusé avant la combustion, il modifiera la richesse du mélange qui peut être très sensible en transitoire sinon le carburant non brûlé sera expulsé dans l'atmosphère sous forme de particules.

5.7 Optimisation de la fonction de caractérisation des émissions de particules

La fonction de caractérisation des émissions de particules décrite dans les chapitres précédents est extrapolée à partir des essais en transitoires. Les essais effectués dans la partie 5.2 sur des transitoires permettent de conclure :

$$\overline{\text{IntegI}}(\text{configuration 1}) = 251 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 21 \%$$

$$\overline{\text{IntegI}}(\text{configuration 2}) = 126 \text{ pA} \text{ avec un écart type } \sigma = 21 \%$$

Un ensemble « huile + filtre » à huile ayant atteint 12 mois et 16000 kms émet donc deux fois plus de particules qu'un ensemble neuf (configuration 2) ou vieillit sur banc moteur durant 210 heures (configuration 3).

Les analyses effectuées sur l'huile et le filtre à huile ont permis de conclure que cet accroissement des émissions de particules était dû à la dilution de l'huile par le carburant. En effet, le point éclair vase clos de l'huile s'est altéré, passant de 227 °C à 190 °C, ce qui correspond à une dilution de 1,16 %. Plus il y aura de carburant dans l'huile, plus le phénomène

d'évaporation de carburant dans le cylindre sera important et donc plus il y aura production de particules. De ce fait l'évolution des émissions de particules en fonction du taux de dilution de l'huile peut être caractérisée comme une évolution linéaire. Soit K_d , le coefficient de dilution de l'huile représenté sur la figure V-14.

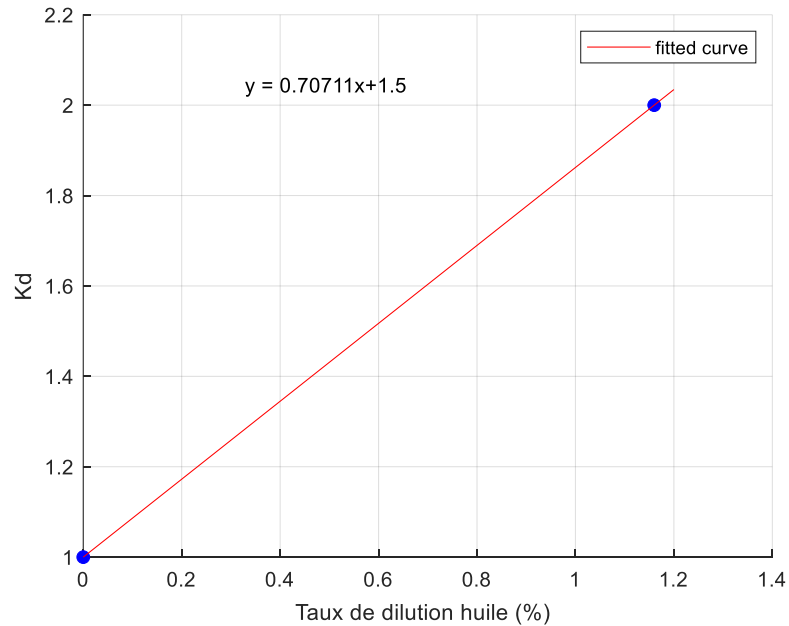


Figure V- 14-Evolution du coefficient K_d en fonction du taux de dilution de l'huile

L'équation IV-22 peut alors s'enrichir de ce coefficient et s'écrire :

$$\overline{N_{\text{total}}} = \overline{N} + K_d \cdot \frac{A_{oil}}{i} \sum_1^i (\overline{N_{(\text{blowby/backflow})ref}}) \quad (V-4)$$

Bien évidemment, il s'agit d'une approximation puisqu'il est difficile de caractériser une évolution avec seulement deux points, même si ce phénomène est bien réel.

L'équation IV-23 peut aussi s'enrichir de ce coefficient et s'écrire :

$$\overline{N_{\text{total}}} = \overline{N} + K_d \cdot \frac{A_{oil}}{i} \sum_1^i \left((K_{ref1} + K_{ref2}) \cdot \frac{dQ_{m_{blowby}}}{dt} \right) \quad (V-5)$$

Les essais expérimentaux ont mis en évidence l'impact sur les émissions de particules d'un ensemble « huile + filtre à huile » prélevés sur un véhicule particulier proche de la révision et dénommée « usagé ». Cet ensemble émet environ deux fois plus de particules qu'un ensemble neuf.

Cependant, le vieillissement d'un ensemble neuf sur banc moteur n'a pas confirmé ces résultats. Pour comprendre les raisons de ces divergences, des études approfondies séparée du filtre et de l'huile sont investiguées.

L'analyse de l'huile usagée présente un taux de dilution en carburant beaucoup plus important que l'huile neuve et l'huile vieillit sur banc moteur. Or, une huile chargée en carburant va émettre plus de particules, car une partie de celui-ci sera libéré dans le cylindre après évaporation., ce que confirme les résultats. Il apparait donc que les conditions de vieillissement de l'huile sur le banc moteur n'étaient pas assez réelles en terme de démarrage à froid et de temps pour amorcer un mécanisme de dilution de l'huile.

L'analyse du filtre à huile s'est effectué en deux temps. Tout d'abord, la construction d'un banc hydraulique a permis de déterminer les pertes de charge des divers filtres à huile. Les résultats ont confirmé que la valve du by-pass pour les diverses configurations pouvait s'ouvrir lors des démarrages à froid mais pas lors des démarrages à chaud. Or, tous nos essais de comparaison le sont pour des démarrage à chaud. Donc ce n'est pas l'ouverture de la valve du by-pass qui est à l'origine du pic d'émissions de particules. L'analyse macroscopique du média du filtre usagé présente des fibres qui se sont altérées dans le temps suite à l'absorption de l'eau contenue dans l'huile et se sont déformées en gonflant. Cette déformation a pour conséquence de resserrer les fibres entres elles, et donc d'augmenter les pertes de charge. En fonction du niveau de saturation en eau des fibres celluloses, les pertes de charge peuvent varier. Ce résultat est intéressant car en fonction des conditions de démarrages à froid et de leurs fréquences, il est possible de créer des conditions propices à l'ouverture de la valve de by-pass du filtre à huile, moteur chaud. Ce qui aurait comme conséquence une augmentation des émissions de particules et de l'usure du moteur.

De ce qui précède, il apparait que c'est finalement la dilution de l'huile en carburant qui est responsable du pic d'émissions de particules. La fonction de caractérisation des émissions de particules a été corrigée en ce sens afin de tenir compte de ce résultat.

CONCLUSION

L'étude des particules émises par un moteur à combustion interne est un exercice difficile. Il implique de contrôler totalement les conditions thermiques et atmosphériques du banc d'essais mais aussi de maîtriser la reproductibilité des actionneurs moteur d'un test à l'autre. Pour un moteur à allumage commandé, le diamètre moyen des particules est de quelques dizaines de nanomètres. Cela nécessite le recours à un appareil de mesure spécifique pour les détecter. Afin d'éviter toute erreur de mesure, il est primordial de réguler les paramètres d'entrée de l'appareil telles que la pression et la température. Malgré ces précautions, la variation des émissions de particules sur des tests identiques s'est révélée beaucoup plus importante que le prévoyait la littérature à ce sujet. L'écart maxi atteint :

- 75 % pour le cycle WLTP avec $\sigma = 30\%$
- 36 % pour le cycle RDE avec $\sigma = 18\%$
- 70 % pour le Mini-Cycle avec $\sigma = 17\%$
- 80 % pour le transitoire avec $\sigma = 18\%$

Initialement, la fonction de caractérisation des émissions de particules ne dépendait que des paramètres influant sur la variation de richesse du mélange air/carburant. Compte tenu de ces disparités, il est apparu nécessaire de modifier cette modélisation.

Des essais sans gaz du blowby ont souligné l'importance de l'huile comme second facteur d'émission de particules après la variation de richesse. En effet, la concentration en huile des gaz du blowby et du backflow n'est pas constante. Ceci est due au positionnement des segments (compression et étanchéité) qui évolue continuellement puisqu'ils oscillent en permanence autour de leurs gorges. Lorsque l'angle formé entre les deux endgap est proche de 180° , les gaz du blowby balayent une quantité importante d'huile déposée entre les deux segments et le cylindre et les renvoie vers le carter inférieur. En conséquence, la densité en huile des gaz du backflow sera plus faible. A l'inverse, si l'angle est étroit, les gaz du blowby balaye une faible quantité d'huile. En conséquence, la densité en huile des gaz du backflow qui traverse cette zone sera importante, ce qui provoquera un pic d'émissions de particules. Les essais en transitoires sans gaz de blowby présentent un écart type plus faible et égale à $\sigma = 8\%$ et un taux d'émission de particules divisé par 1,5. La fonction de caractérisation des émissions de particules a été complétée en tenant compte de ces nouvelles conditions.

Ensuite, la création d'un modèle de simulation des gaz du blowby sous GT-suite a permis de caractériser la dynamique des segments durant chaque cycle, que ce soit en stabilisé et en transitoire. Ce modèle fait ressortir une similitude entre le débit de blowby et les émissions de particules mais aussi accroît les connaissances liées aux mouvements des segments et de ce fait permet de mieux appréhender les flux de blowby et de backflow. Par exemple, au ralenti, il s'avère qu'une partie importante des gaz du carter moteur sont redirigés vers le cylindre via les singularités de flottements axiaux des segments (backflow). Le phénomène de balayage due aux gaz du blowby est donc nul ce qui crée une accumulation de l'huile sur la couronne du piston. La mise en place de tests sur banc moteur a fait ressortir l'importance de la durée du ralenti sur les émissions particules. Des essais dont la durée de ralenti est de 22 s entre chaque transitoire émettent presque trois fois plus de particules que des essais dont la durée de ralenti est de 7 s entre chaque transitoire. La fonction de caractérisation des émissions de particules a été enrichi en ce sens.

Enfin, l'étude de l'impact du vieillissement de l'huile et du filtre à huile sur les émissions de particules a été investiguée. Un ensemble « huile + filtre » vieillit dans des conditions réelles

présente un taux d'émission de particules deux fois plus important que pour un ensemble neuf. Grâce à la création d'un banc hydraulique il a été possible de caractériser les pertes de charge des filtres à huile et de prédire leurs comportements dans le temps vis-à-vis de l'ouverture de la soupape du by-pass. Les pertes de charge du filtre à huile évoluent très significativement au cours du temps. A tel point que la valve du by-pass puisse s'ouvrir à la température de 20 °C pour l'huile vieillit au banc moteur et à la température proche de 25 °C pour l'huile prélevée sur un véhicule. L'ouverture de cette valve permet le passage d'importants agrégats de suie ainsi que des particules solides qui seront entre autres dirigées sur les parois des cylindres. Ce qui aura pour conséquence une élévation importante des émissions de particules. Un deuxième phénomène constaté est la dégradation des fibres celluloses du filtre qui saturées en eau se gonflent et peuvent obstruer le passage de l'huile et donc favoriser l'ouverture de la valve, même à chaud. Lors des transitoires, il y a de plus un phénomène de « coup de bélier » qui se produit et il serait intéressant de l'étudier avec des capteurs de pression hydrauliques très précis ayant une fréquence d'acquisition suffisamment élevée afin d'analyser le mécanisme. Par contre, pour les démarrages à chaud, les viscosités de l'huile se révèlent trop faibles pour générer des pertes de charge suffisantes à l'ouverture du by-pass. Or, tous les essais se sont déroulés moteur chaud. Donc ce n'est pas l'ouverture de la valve du by-pass qui est à l'origine du pic d'émissions de particules.

L'analyse de l'huile usagée présente quant à elle, un taux de dilution en carburant beaucoup plus importante que l'huile neuve. Or, une huile chargée en carburant va émettre plus de particules, car une partie de celui-ci sera libérée dans le cylindre après évaporation, ce que confirme les résultats expérimentaux. Il apparaît donc que le vieillissement de l'huile dans le temps et l'accumulation de démarrages à froid et d'arrêts moteurs avant d'avoir atteint la stabilité thermique sont des conditions propices à la dilution et font accroître le taux d'émissions de particules. Un nouveau coefficient a donc été ajouté à la fonction de caractérisation des émissions de particules.

Enfin, l'objectif de cette thèse est bien atteint puisqu'il est possible de déterminer un niveau moyen d'émissions de particules en conditions réelles, grâce à la fonction de caractérisation réalisée dans ces travaux. La principale nouveauté est d'avoir pu faire le lien entre les variations des émissions de particules de test à test avec la consommation d'huile via le phénomène de balayage lui-même lié à la variation de l'angle formé par les endgap.

Les résultats qui en découlent peuvent être de plusieurs natures : optimisation du décanteur d'huile, mise en place de capteur de présence de carburant dans l'huile, optimisation de l'hybride pour réduire la durée des temps de ralenti... Tout ceci peut aider au perfectionnement des moteurs à combustion interne et permettre de répondre aux futures exigences auxquelles devront faire face les motoristes en terme de dépollution.

Un des axes de recherches prépondérants serait d'investiguer le phénomène d'accumulation d'huile sur la couronne du piston en fonction de la durée de ralenti de divers transitoires. Il permettrait ainsi d'optimiser les stratégies à adopter afin de limiter les émissions de particules. Un autre axe de recherche, qui mérite d'être approfondie, est le vieillissement de l'huile et du filtre à huile. Aujourd'hui, la quatrième phase de la réglementation RDE sur la limitation des émissions polluantes est en application et impose aux constructeurs le respect des nouvelles normes non seulement sur des véhicules neufs, mais aussi sur des véhicules plus anciens, allant jusqu'à 100 000 kms et 5 ans [178,179]. La réglementation prévoit de contrôler les émissions

Conclusion

polluantes des véhicules sans remplacement d'huile et de filtre si lors du contrôle, « l'entretien programmé est supérieur à 800 kms [179] ». Il est donc primordial de tenir compte du vieillissement de l'ensemble huile et filtre à huile dans la caractérisation des émissions de particules pour ainsi permettre à ces véhicules de respecter pleinement les normes antipollution.

Références bibliographiques

- [1] B.Liang, Y.Ge, J.Tan, X.Han, L.Gao, L.Hao, W.Ye, P.Dai, Comparison of PM emissions from a gasoline direct injected (GDI) vehicle and a port fuel injected (PFI) vehicle measured by electrical low pressure impactor (ELPI) with two fuels: Gasoline and M15 methanol gasoline, *J. Aerosol Sci.* 57 (2013) 22–31. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2012.11.008>.
- [2] Commission européenne, Règlement (UE) n°459/2012, *J. Off. l'Union Eur.* 2012 (2012) 16–24.
- [3] C.Marchal, G.Moréac, C.Vovelle, C.Mounaïm-Rousselle, F.Mauss, Soot modelling in automotive engines, in: *Proc. Eur. Combust. Meet.*, 2009: pp. 1–6.
- [4] A. Maiboom, Etude expérimentale et modélisation phénoménologique de l'influence des caractéristiques thermodynamiques et de la composition des gaz d'admission sur la combustion et les émissions d'un moteur diesel automobile, PhD Thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2007. <https://www.theses.fr/2007NANT2142> (accessed July 9, 2018).
- [5] J.B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, McGraw-Hill, 1988.
- [6] S.Barbusse, G.Plassat, Les particules de combustion automobile et leurs dispositifs d'élimination, 2005. <http://scholar.google.com/scholar?hl=en&btnG=Search&q=intitle:Les+particules+de+combustion+automobile+et+leurs+dispositifs+d+?limination#0>.
- [7] R.W.D. J.Warnatz, U.Mass, *Combustion Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, Springer, Springer, 2006.
- [8] L.R. C.K.Gaddam, W.Vander, Physical and chemical characterization of SIDI engine particulates, *Combust. Flame.* 160 (2013) 2517–2528. <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2013.05.025>.
- [9] T.Ishiguro, Y.Takatori, K.Akihama, Microstructure of diesel soot particles probed by electron microscopy: First observation of inner core and outer shell, *Combust. Flame.* 108 (1997) 231–234. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(96\)00206-4](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(96)00206-4).
- [10] I. Glassman, *Combustion*, Academic Press, 1996.
- [11] H. Bockhorn, *Detailed Mechanism and Modeling of Soot Particle Formation*, 1994. https://doi.org/10.1007/978-3-642-85167-4_10.
- [12] A. V. Krestinin, Detailed modeling of soot formation in hydrocarbon pyrolysis, *Combust. Flame.* 121 (2000) 513–524. [https://doi.org/10.1016/S0010-2180\(99\)00167-4](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(99)00167-4).
- [13] J.E. Ketterer, Soot Formation in Direct Injection Spark Ignition Engines Under Cold-Idle Operating Conditions, PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2013. <http://hdl.handle.net/1721.1/85538>.
- [14] H.G. Wagner, Soot formation in combustion, *Symp. Combust.* 17 (1979) 3–19. [https://doi.org/10.1016/S0082-0784\(79\)80005-3](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(79)80005-3).
- [15] D.R.Tree, K.I.Svensson, Soot processes in compression ignition engines, *Prog. Energy Combust. Sci.* 33 (2007) 272–309. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2006.03.002>.
- [16] C. Marchal, Modélisation de la formation et de l'oxydation des suies dans un moteur automobile, PhD Thesis, Université d'Orléans, 2008. <https://tel.archives-ouvertes.fr/tel-00392316/document> (accessed April 17, 2018).
- [17] M.E.Law, P.R.Westmoreland, T.A.Cool, J.Wang, N.Hansen, C.A.Taatjes, T.Kasper, Benzene precursors and formation routes in a stoichiometric cyclohexane flame, *Proc. Combust. Inst.* 31 I (2007) 565–573. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2006.07.259>.
- [18] A.W. S.Harris, Surface Growth of Soot Particles in Premixed Ethylene/Air Flames, *Combust. Sci. Technol.* 31 (1983) 155–167. <https://doi.org/10.1080/00102208308923637>.
- [19] H.B. F.Mauss, T.Schäfer, Inception and growth of soot particles in dependence on the surrounding gas phase, *Combust. Flame.* 99 (1994) 697–705.

- [https://doi.org/10.1016/0010-2180\(94\)90064-7](https://doi.org/10.1016/0010-2180(94)90064-7).
- [20] B.H. H.Richter, Formation of polycyclic aromatic hydrocarbons and their growth to soot- a review of chemical reaction pathways, (n.d.). www.elsevier.com/locate/pecc (accessed July 10, 2018).
- [21] J.C.Guibet, E.Faure, R.H.Levy, Carburants et moteurs : technologies, énergie, environnement. Tome 2, Ed. Technip, 1997.
- [22] A. Lallemand, Convertisseurs thermomécaniques : Cycles moteurs à gaz/ Beau de Rochas et Diesel, Tech. l'ingénieur. (2007).
- [23] TOTAL, Quelle est la composition des différents carburants ?, (n.d.). <https://www.total.fr/mes-deplacements/tout-savoir-sur-les-carburants-total/composition-des-differents-carburants>.
- [24] J.B. Heywood, Pollutant Formation and Control in Spark-Ignition Engines, Student Ed, Pergamon Press Ltd, 1979. <https://doi.org/10.1016/b978-0-08-024780-9.50016-2>.
- [25] M.Borel, Les phénomènes d'ondes dans les moteurs, TECHNIP, 2000.
- [26] H.Mezher, J.Migaud, V.Raimbault, J.G.Lelong, D.Chalet, N.Perrot, A.Hunault, P.Chesse, B.Huurdeman, Optimized air intake for a turbocharged engine taking into account water-cooled charge air cooler reflective properties for acoustic tuning, SAE Tech. Pap. 2 (2013). <https://doi.org/10.4271/2013-01-0575>.
- [27] M.F.Harrison, I.De Soto, P.L.R.Unzueta, A linear acoustic model for multi-cylinder IC engine intake manifolds including the effects of the intake throttle, J. Sound Vib. 278 (2004) 975–1011. <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2003.12.009>.
- [28] L.Munjal, Acoustics of Ducts and Mufflers, John Wiley & Sons, 1988.
- [29] D. Chalet, Etude et modélisation des ondes de pression dans les géométries complexes. Application à la simulation du fonctionnement d'un moteur à combustion interne., PhD Thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2003.
- [30] A. Mahe, Caractérisation du comportement non-stationnaire du système d'admission d'air d'un moteur à combustion interne. Incidence sur le remplissage., PhD Thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2011.
- [31] D.T.F. M.C.Drake, T.D.Fansler, Crevice flow and combustion visualization in a direct-injection spark-ignition engine using laser imaging techniques, SAE Tech. Pap. (1995). <https://doi.org/10.4271/952454>.
- [32] W.F.M. A.C.Alkidas, R.J.Drews, Effects of piston crevice geometry on the steady-state engine-out hydrocarbons emissions of a S.I. engine, SAE Tech. Pap. (1995). <https://doi.org/10.4271/952537>.
- [33] Kolbensmidt, Piston Rings for combustion engine, (n.d.).
- [34] H.Y. M.Takiguchi, K.Nakayama, S.Furuhama, Variation of piston ring oil film thickness in an internal combustion engine - Comparison between thrust and anti-thrust sides, SAE Tech. Pap. (1998). <https://doi.org/10.4271/980563>.
- [35] M.Namazian, J.B.Heywood, Flow in the piston-cylinder-ring crevices of a spark-ignition engine: Effect on hydrocarbon emissions, efficiency and power, SAE Tech. Pap. (1982). <https://doi.org/10.4271/820088>.
- [36] H.M.Herbst, H.H.Priebsch, Simulation of piston ring dynamics and their effect on oil consumption, SAE Tech. Pap. (2000). <https://doi.org/10.4271/2000-01-0919>.
- [37] R.Rabuté, T.Tian, Challenges involved in piston top ring designs for modern SI engines, J. Eng. Gas Turbines Power. 123 (2001) 448–459. <https://doi.org/10.1115/1.1364520>.
- [38] C.Delprete, E.Selmani, A.Bisha, Gas escape to crankcase: impact of system parameters on sealing behavior of a piston cylinder ring pack, Int. J. Energy Environ. Eng. (2019). <https://doi.org/10.1007/s40095-019-0296-x>.

- [39] T. Tian, Dynamic behaviours of piston rings and their practical impact. Part 1: Ring flutter and ring collapse and their effects on gas flow and oil transport, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part J J. Eng. Tribol.* 216 (2002) 209–228. <https://doi.org/10.1243/135065002760199961>.
- [40] N.Iijima, T.Miyamoto, M.Takiguchi, R.Kai, M.Sato, An experimental study on phenomena of piston ring collapse, *SAE Tech. Pap.* (2002). <https://doi.org/10.4271/2002-01-0483>.
- [41] C.Cheng, H.Schock, D.Richardson, The dynamics of second ring flutter and collapse in modern diesel engines, *J. Eng. Gas Turbines Power.* 137 (2015). <https://doi.org/10.1115/1.4030291>.
- [42] M.N. W.K.Cheng, D.Hamrin, J.B.Heywood, S.Hochgreb, K.Min, An overview of hydrocarbon emissions mechanisms in spark-ignition engines, *SAE Tech. Pap.* (1993). <https://doi.org/10.4271/932708>.
- [43] L.Le Moyne, Injection d'essence dans les moteurs d'automobile, (2009). <https://www.techniques-ingenieur.fr/res/pdf/encyclopedia/42829210-bm2550.pdf> (accessed June 28, 2018).
- [44] G.T.K. L.P.Wyszynski, C.R.Stone, The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels, *SAE Tech. Pap.* 2002 (2002). <https://doi.org/10.4271/2002-01-0839>.
- [45] S.S. L.Chen, Z.Liang, X.Zhang, Characterizing particulate matter emissions from GDI and PFI vehicles under transient and cold start conditions, *Fuel.* 189 (2017) 131–140. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.10.055>.
- [46] J.Su, W.Lin, J.Sterniak, M.Xu, S.V.Bohac, Particulate matter emission comparison of spark ignition direct injection (SIDI) and port fuel injection (PFI) operation of a boosted gasoline engine, *ASME 2013 Intern. Combust. Engine Div. Fall Tech. Conf. ICEF 2013.* 1 (2013) 1–7. <https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19157>.
- [47] T.Gupta, A.Kothari, D.K.Srivastava, A.Kumar, A.K.Agarwal, Measurement of number and size distribution of particles emitted from a mid-sized transportation multipoint port fuel injection gasoline engine, *Fuel.* 89 (2009) 2230–2233. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2009.12.014>.
- [48] S.P.Chincholkar, J.G.Suryawanshi, Gasoline Direct Injection: An Efficient Technology, *Energy Procedia.* 90 (2016) 666–672. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.235>.
- [49] S.D. M.Raza, L.Chen, F.Leach, A Review of particulate number (PN) emissions from gasoline direct injection (gdi) engines and their control techniques, *Energies.* 11 (2018). <https://doi.org/10.3390/en11061417>.
- [50] B.T.Z. X.He, M.A.Ratcliff, Effects of gasoline direct injection engine operating parameters on particle number emissions, *Energy and Fuels.* 26 (2012) 2014–2027. <https://doi.org/10.1021/ef201917p>.
- [51] E.Stevens, R.Steeper, Piston wetting in an optical DISI engine: Fuel films, pool fires, and soot generation, *SAE Tech. Pap.* 2001 (2001). <https://doi.org/10.4271/2001-01-1203>.
- [52] B.F. W.Piock, G.Hoffmann, A.Berndorfer, P.Salemi, Strategies Towards Meeting Future Particulate Matter Emission Requirements in Homogeneous Gasoline Direct Injection Engines, *SAE Int. J. Engines.* 4 (2011) 2011-01–1212. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1212>.
- [53] Y.S. S.Feng, W.Hong, X.Li, F.Xie, The influence of DISI engine control parameters and M15 fuel on regulated and particulate emissions under light-load, *Fuel.* 276 (2020). <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.118024>.
- [54] C. Wang, H. Xu, J.M. Herreros, J. Wang, R. Cracknell, Impact of fuel and injection system on particle emissions from a GDI engine, (2014).

- <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.06.012>.
- [55] J. Su, W. Lin, J. Sterniak, M. Xu, S. V. Bohac, Particulate Matter Emission Comparison of Spark Ignition Direct Injection (SIDI) and Port Fuel Injection (PFI) Operation of a Boosted Gasoline Engine, Vol. 1 Large Bore Engines; *Adv. Combust. Emiss. Control Syst. Instrumentation, Control. Hybrids.* 136 (2013) V001T04A002. <https://doi.org/10.1115/ICEF2013-19157>.
- [56] P. Whitaker, P. Kapus, M. Ogris, P. Hollerer, Measures to Reduce Particulate Emissions from Gasoline DI engines, *SAE Int. J. Engines.* 4 (2011) 1498–1512. <https://doi.org/10.4271/2011-01-1219>.
- [57] L.C.R.Johansen, S.Hemdal, In cylinder visualization of stratified combustion of E85 and main sources of soot formation, *Fuel.* 159 (2015) 392–411. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2015.07.013>.
- [58] M.C. Drake, T.D. Fansler, A.S. Solomon, G.A. Szekely, Piston fuel films as a source of smoke and hydrocarbon emissions from a wall-controlled spark-ignited direct-injection engine, *SAE Tech. Pap.* (2003). <https://doi.org/10.4271/2003-01-0547>.
- [59] E. Nam, S. Kishan, R.W. Baldauf, C.R. Fulper, M. Sabisch, J. Warila, Temperature effects on particulate matter emissions from light-duty, gasoline-powered motor vehicles., *Environ. Sci. Technol.* 44 (2010) 4672–4677. <https://doi.org/10.1021/es100219q>.
- [60] T.Alger, J.Gingrich, I.A.Khalek, B.Mangold, The role of EGR in PM emissions from gasoline engines, *SAE Tech. Pap.* 3 (2010) 85–98. <https://doi.org/10.4271/2010-01-0353>.
- [61] L.Zhao, X.Yu, D.Qian, W.Dong, P.Sun, L.He, S.Yang, The effects of EGR and ignition timing on emissions of GDI engine, *Sci. China Technol. Sci.* 56 (2013) 3144–3150. <https://doi.org/10.1007/s11431-013-5379-y>.
- [62] S. Le Guen, Etude Expérimentale et Modélisation Phénoménologique des Transferts thermiques aux Parois des Chambres de Combustion des Moteurs à Allumage Commandé., PhD Thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2020.
- [63] T. Husberg, S. Gjirja, I. Denbratt, A. Omrane, M. Aldén, J. Engström, Piston temperature measurement by use of thermographic phosphors and thermocouples in a heavy-duty diesel engine run under partly premixed conditions, *SAE Tech. Pap.* (2005). <https://doi.org/10.4271/2005-01-1646>.
- [64] C.R.Mure, K.T.Rhee, Instantaneous heat transfert over the piston of a motored direct injection type diesel engine, (1989). <https://doi.org/DOI:https://doi.org/10.4271/890469>.
- [65] N. Kato, M. Moritsugu, T. Shimura, J. Matsui, Piston temperature measuring technology using electromagnetic induction, *SAE Tech. Pap.* (2001). <https://doi.org/10.4271/2001-01-2027>.
- [66] O.Güralp, M.Hoffman, D.Assanis, Z.Filipi, T.W.Kuo, P.Najt, R.Rask, Thermal characterization of combustion chamber deposits on the HCCI engine piston and cylinder head using instantaneous temperature measurements, *SAE Tech. Pap.* (2009). <https://doi.org/10.4271/2009-01-0668>.
- [67] D.P. Madison, Thermal Characterization of a Gasoline Turbocharged Direct Injection (Gtdi) Engine Utilizing Lean Operation and Exhaust Gas Recirculation (Egr), PhD Thesis, Michigan Technological University, 2013. <http://digitalcommons.mtu.edu/etds>.
- [68] F.L. X.He, Y.Li, M.Sjöberg, D.Vuilleumier, C.P.Ding, X.Li, Impact of coolant temperature on piston wall-wetting and smoke generation in a stratified-charge DISI engine operated on E30 fuel, *Proc. Combust. Inst.* 37 (2019) 4955–4963. <https://doi.org/10.1016/j.proci.2018.07.073>.
- [69] Y.Sun, W.Dong, X.Yu, Effects of coolant temperature coupled with controlling

- strategies on particulate number emissions in GDI engine under idle stage, *Fuel*. 225 (2018) 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2018.03.075>.
- [70] J.G.S. S.P.Chincholkar, Gasoline Direct Injection: An Efficient Technology, *Energy Procedia*. 90 (2016) 666–672. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.235>.
- [71] K.Choi, J.Kim, C.L.Myung, L.Minho, S.Kwon, Y.Lee, S.Park, Effect of the mixture preparation on the nanoparticle characteristics of gasoline direct-injection vehicles, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 226 (2012) 1514–1524. <https://doi.org/10.1177/0954407012445534>.
- [72] D.B.Sonntag, C.R.Bailey, C.R.Fulper, R.WBaldauf, Contribution of lubricating oil to particulate matter emissions from light-duty gasoline vehicles in Kansas City, *Environ. Sci. Technol.* 46 (2012) 4191–4199. <https://doi.org/10.1021/es203747f>.
- [73] T.Delvigne, P.China, R.Iovine, O.Courtois, Oil consumption sources in a modern gasoline engine including contribution of blow-by separator and turbocharger: An experimental study based on the use of radiotracers, *SAE Tech. Pap.* 3 (2010) 916–924. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2256>.
- [74] M.Manni, M.Carriero, A.Roselli, A study of oil consumption on a diesel engine with independently lubricated turbocharger, *SAE Tech. Pap.* (2002). <https://doi.org/10.4271/2002-01-2730>.
- [75] E.Yilmaz, T.Tian, V.Wong, J.B.Heywood, The contribution of different oil consumption sources to total oil consumption in a spark ignition engine, *SAE Tech. Pap.* (2004). <https://doi.org/10.4271/2004-01-2909>.
- [76] E. Yilmaz, Sources and Characteristics of oil consumption in a spark-ignition engine, PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technologie, 2003.
- [77] H.Y. S.Furuhama, M.Hiruma, An increase of engine oil consumption at high temperature of piston and cylinder, *SAE Tech. Pap.* (1981). <https://doi.org/10.4271/810976>.
- [78] T. Jues, Modélisation et simulation des gaz de blow-by dans un décanteur automobile, PhD Thesis, L'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, 2010.
- [79] L.J. Gschwender, D.C. Kramer, B.K. Lok, S.K. Sharma, C.E. Snyder, M.L. Sztenderowicz, Liquid lubricants and lubrication, 2000. <https://doi.org/10.1201/9780849377877.ch10>.
- [80] J. Ayel, Lubrifiants Additifs à action chimique, *Tech. l'ingénieur Lubrif.* base docum (2001).
- [81] P.B. G.Ferraro, E.Fratini, R.Rausa, Impact of oil aging and composition on the morphology and structure of diesel soot, *J. Colloid Interface Sci.* 512 (2018) 291–299. <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2017.10.033>.
- [82] O.K. J.Jang, J.Kim, M.Lee, J.Young, The Effect of Engine Oil on Particulate Matter, Emissions and Fuel Economy in Gasoline and Diesel Vehicle, *SAE Tech. Pap. Ser. 1* (2014). <https://doi.org/10.4271/2014-01-2837>.
- [83] T.R. L.Pirjola, P.Karjalainen, J.Heikkilä, S.Saari, T.Tzamkiozis, L.Ntziachristos, K.Kulmala, J.Keskinen, Effects of fresh lubricant oils on particle emissions emitted by a modern GDI passenger car Effects of fresh lubricant oils on particle emissions emitted by a modern GDI passenger car, (2015). <https://doi.org/10.1021/es505109u>.
- [84] M.S. V.Premnath, I.Khalek, A.Michlberger, Effect of Lubricant Oil on Particle Emissions from a Gasoline Direct Injection Light-Duty Vehicle, (2018) 1–11. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1708.Abstract>.
- [85] R.D.R. R.Amirante, E.Distaso, M.Napolitano, P.Tamburrano, S.D.Iorio, P.Sementa, B.M.Vaglieco, Effects of lubricant oil on particulate emissions from port-fuel and direct-injection spark-ignition engines, *Int. J. Engine Res.* 18 (2017) 606–620. <https://doi.org/10.1177/1468087417706602>.

- [86] Y.P. J.Qin, X.Li, Effects of Combustion Parameters and Lubricating Oil on Particulate Matter Emissions from a Turbo-Charged GDI Engine Fueled with Methanol/Gasoline Blends, SAE Tech. Pap. 2014-October (2014). <https://doi.org/10.4271/2014-01-2841>.
- [87] L. Dong, G. Shu, X. Liang, Effect of lubricating oil on the particle size distribution and total number concentration in a diesel engine, Fuel Process. Technol. 109 (2013) 78–83. <https://doi.org/10.1016/j.fuproc.2012.09.040>.
- [88] C. Lensch-Franzen, M. Gohl, P. Scholl, F. Paoloni, Impact of Engine Lubricant Volatility on Oil and Particle Emissions, MTZ Worldw. 80 (2019) 44–53. <https://doi.org/10.1007/s38313-019-0087-z>.
- [89] M. Dam, J. Nuzskowski, G.J. Thompson, Effects of Oil Aging on Laboratory Measurement of Emissions from a Legacy Heavy-duty Diesel Engine, SAE Tech. Pap. Ser. 1 (2011). <https://doi.org/10.4271/2011-01-1163>.
- [90] D. Uy, J. Storey, C.S. Sluder, T. Barone, S. Lewis, M. Jagner, Effects of Oil Formulation, Oil Separator, and Engine Speed and Load on the Particle Size, Chemistry, and Morphology of Diesel Crankcase Aerosols, SAE Int. J. Fuels Lubr. 9 (2016) 224–238. <https://doi.org/10.4271/2016-01-0897>.
- [91] M. Wattrus, Fuel Property Effects on Oil Dilution in Diesel Engines, SAE Int. J. Fuels Lubr. 6 (2013) 794–806. <https://doi.org/10.4271/2013-01-2680>.
- [92] P.J. Shayler, L.D. Winborn, A. Scarisbrick, The build-up of oil dilution by gasoline and the influence of vehicle usage pattern, SAE Tech. Pap. (2000). <https://doi.org/10.4271/2000-01-2838>.
- [93] T. Hu, H. Teng, X. Luo, B. Chen, Impact of Fuel Injection on Dilution of Engine Crankcase Oil for Turbocharged Gasoline Direct-Injection Engines, SAE Int. J. Engines. 8 (2015). <https://doi.org/10.4271/2015-01-0967>.
- [94] T. Hu, H. Teng, X. Luo, C. Lu, J. Luo, Influence of Fuel Dilution of Crankcase Oil on Ignitability of Oil Particles in a Highly Boosted Gasoline Direct Injection Engine, SAE Tech. Pap. 2015-Sept (2015). <https://doi.org/10.4271/2015-01-2811>.
- [95] M. Diaby, M. Sablier, A. Le Negrate, M. El Fassi, J. Bocquet, Understanding carbonaceous deposit formation resulting from engine oil degradation, Carbon N. Y. 47 (2009) 355–366. <https://doi.org/10.1016/j.carbon.2008.10.014>.
- [96] E. Förster, C.C. Fraenza, J. Küstner, E. Anardo, H. Nirschl, G. Guthausen, Monitoring of engine oil aging by diffusion and low-field nuclear magnetic resonance relaxation, Meas. J. Int. Meas. Confed. 137 (2019) 673–682. <https://doi.org/10.1016/j.measurement.2019.02.019>.
- [97] B. Giechaskiel, T. Lähde, Y. Drossinos, Regulating particle number measurements from the tailpipe of light-duty vehicles: The next step?, Environ. Res. 172 (2019) 1–9. <https://doi.org/10.1016/j.envres.2019.02.006>.
- [98] J. Lyyränen, J. Jokiniemi, E.I. Kauppinen, U. Backman, H. Vesala, Comparison of Different Dilution Methods for Measuring Diesel Particle Emissions, Aerosol Sci. Technol. 38 (2004) 12–23. <https://doi.org/10.1080/02786820490247579>.
- [99] I.A. Khalek, D.B. Kittelson, F. Brear, Nanoparticle growth during dilution and cooling of diesel exhaust: Experimental investigation and theoretical assessment, SAE Tech. Pap. (2000). <https://doi.org/10.4271/2000-01-0515>.
- [100] B. Giechaskiel, M. Maricq, L. Ntziachristos, C. Dardiotis, X. Wang, H. Axmann, A. Bergmann, W. Schindler, Review of motor vehicle particulate emissions sampling and measurement: From smoke and filter mass to particle number, J. Aerosol Sci. 67 (2013) 48–86. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2013.09.003>.
- [101] K.T. Whitby, Generator for producing high concentrations of small ions, Rev. Sci. Instrum. 32 (1961) 1351–1355. <https://doi.org/10.1063/1.1717250>.
- [102] Pegasor, User Manual, Notice. 3 (2014).

- [103] S. Amanatidis, M.M. Maricq, L. Ntziachristos, Z. Samaras, Measuring number, mass, and size of exhaust particles with diffusion chargers: The dual Pegasor Particle Sensor, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2015.10.005>.
- [104] M. Fierz, D. Meier, P. Steigmeier, H. Burtscher, Aerosol Measurement by Induced Currents, *Aerosol Sci. Technol.* 48 (2014) 350–357. <https://doi.org/10.1080/02786826.2013.875981>.
- [105] K. Siegmann and H.C Siegmann, Fast and Reliable “in situ” Evaluation of Particles and their Surfaces with Special Reference to Diesel Exhaust, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* (2000).
- [106] R.C.Flagan, J.H.Seinfeld, *Fundamentals of Air pollution engineering*, Prentice H, 1988. [https://doi.org/10.1016/0013-9327\(70\)90009-1](https://doi.org/10.1016/0013-9327(70)90009-1).
- [107] D.B. Kittelson, ENGINES AND NANOPARTICLES: A REVIEW, *J. Aerosol Sci.* 296 (1998) 575–588. https://ac.els-cdn.com/S0021850297100374/1-s2.0-S0021850297100374-main.pdf?_tid=18638749-bc24-46d5-a8e8-55d7709abfdc&acdnat=1530177252_e9a15a08b251e585c3250c34a27facc6 (accessed June 28, 2018).
- [108] S.J. Harris, M.M. Maricq, Signature size distributions for diesel and gasoline engine exhaust particulate matter, *J. Aerosol Sci.* 32 (2001) 749–764. [https://doi.org/10.1016/S0021-8502\(00\)00111-7](https://doi.org/10.1016/S0021-8502(00)00111-7).
- [109] Z. Wu, C. Song, G. Lv, S. Pan, H. Li, Morphology, fractal dimension, size and nanostructure of exhaust particles from a spark-ignition direct-injection engine operating at different air–fuel ratios, *Fuel.* 185 (2016) 709–717. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.08.025>.
- [110] R.K. Chakrabarty, H. Moosmüller, W.P. Arnott, M.A. Garro, J. Walker, Structural and fractal properties of particles emitted from spark ignition engines, *Environ. Sci. Technol.* 40 (2006) 6647–6654. <https://doi.org/10.1021/es060537y>.
- [111] I. Whelan, S. Samuel, D. Timoney, A. Hassaneen, Characteristics of nano-scale particulates from gasoline turbo-intercooled direct-injection engine, *SAE Tech. Pap.* 3 (2010) 839–848. <https://doi.org/10.4271/2010-01-2197>.
- [112] J. Jang, J. Lee, J. Kim, S. Park, Comparisons of the nanoparticle emission characteristics between GDI and PFI vehicles, *J. Nanoparticle Res.* 17 (2015) 1–14. <https://doi.org/10.1007/s11051-015-3280-2>.
- [113] M.M. Maricq, D.H. Podsiadlik, R.E. Chase, Examination of the size-resolved and transient nature of motor vehicle particle emissions, *Environ. Sci. Technol.* 33 (1999) 1618–1626. <https://doi.org/10.1021/es9808806>.
- [114] M.M. Maricq, Monitoring Motor vehicle pm emissions: An evaluation of three portable low-cost aerosol instruments, *Aerosol Sci. Technol.* 47 (2013) 564–573. <https://doi.org/10.1080/02786826.2013.773394>.
- [115] M. Lapuerta, R. Ballesteros, F.J. Martos, A method to determine the fractal dimension of diesel soot agglomerates, *J. Colloid Interface Sci.* 303 (2006) 149–158. <https://doi.org/10.1016/j.jcis.2006.07.066>.
- [116] M. Maricq, N. Xu, The effective density and fractal dimension of soot particles from premixed flames and motor vehicle exhaust, *J. Aerosol Sci.* 35 (2004) 1251–1274. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2004.05.002>.
- [117] K. Park, F. Cao, D.B. Kittelson, P.H. McMurry, Relationship between particle mass and mobility for diesel exhaust particles, *Environ. Sci. Technol.* 37 (2003) 577–583. <https://doi.org/10.1021/es025960v>.
- [118] J.S. Olfert, J.P.R. Symonds, N. Collings, The effective density and fractal dimension of particles emitted from a light-duty diesel vehicle with a diesel oxidation catalyst, *Aerosol Sci.* 38 (2007) 69–82. <https://doi.org/10.1016/j.jaerosci.2006.10.002>.
- [119] E. Zervas, P. Dorlhène, R. Daviau, B. Dionnet, Repeatability of fine particle

- measurement of diesel and gasoline vehicles exhaust gas, SAE Tech. Pap. (2004). <https://doi.org/10.4271/2004-01-1983>.
- [120] N. Zimmerman, K.J.G. Pollitt, C. Jeong, J.M. Wang, T. Jung, J.M. Cooper, J.S. Wallace, G.J. Evans, Comparison of three nanoparticle sizing instruments: The influence of particle morphology, *Atmos. Environ.* 86 (2014) 140–147. <https://doi.org/10.1016/j.atmosenv.2013.12.023>.
- [121] B. Giechaskiel, Differences between tailpipe and dilution tunnel sub-23 nm nonvolatile (solid) particle number measurements, *Aerosol Sci. Technol.* 53 (2019) 1012–1022. <https://doi.org/10.1080/02786826.2019.1623378>.
- [122] F.E. Zannikos, Vehicle emissions and driving cycles: comparison of the Athens driving cycle (ADC) with ECE-15 and European driving cycle (EDC), *Glob. NEST Journal Global NEST Int. J.* 8 (2018) 282–290. <https://doi.org/10.30955/gnj.000376>.
- [123] D. Tsokolis, S. Tsiakmaki, A. Dimaratos, G. Fontaras, P. Pistikopoulos, B. Ciuffo, Z. Samaras, Fuel consumption and CO₂ emissions of passenger cars over the New Worldwide Harmonized Test Protocol, *Appl. Energy.* 179 (2016) 1152–1165. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.07.091>.
- [124] C.J.D. D.E.Hall, Measurement of the Number and Size Distribution of Particles Emitted from a Gasoline Direct Injection Vehicle, *SAE Int. J. Fuels Lubr.* (1999). <https://doi.org/https://doi.org/10.4271/1999-01-3530>.
- [125] A. Zissis, Dimaratos, G. Triantafyllopoulos, L. Ntziachristos, Emisia, Real-world emissions testing on four vehicles, 2017.
- [126] M.S. Peckham, A. Finch, B. Campbell, P. Price, M.T. Davies, Study of particle number emissions from a turbocharged gasoline direct injection (GDI) engine including data from a fast-response particle size spectrometer, SAE 2011 World Congr. Exhib. (2011). <https://doi.org/10.4271/2011-01-1224>.
- [127] G. Lv, C.L. Song, S.Z. Pan, J.H. Gao, X.F. Cao, Comparison of number, surface area and volume distributions of particles emitted from a multipoint port fuel injection car and a gasoline direct injection car, *Atmos. Pollut. Res.* 5 (2014) 753–758. <https://doi.org/10.5094/APR.2014.084>.
- [128] Y.Q. Hu, Z. Lu, Z. Bo, S. Impact of test cycle on mass, number and particle size distribution of particulates emitted from gasoline direct injection vehicles, *Sci. Total Environ.* (2019) 136126. <https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2020.143128>.
- [129] W. Jang, A. Ko, S. Baek, D. Jin, K. Choi, C.L. Myung, S. Park, Study of regulated emissions and nanoparticle characteristics of light-duty direct-injection vehicles fuelled with gasoline and liquefied petroleum gas in the new European driving cycle and the federal test procedure 75 driving cycle, *Proc. Inst. Mech. Eng. Part D J. Automob. Eng.* 229 (2015) 25–37. <https://doi.org/10.1177/0954407013517219>.
- [130] G. Xu, Y. Zhao, M. Li, L. Lin, Y. Hu, Effects of the lubricating oil and diesel mixture combustion on the oxidation and microphysical properties of particulate matter, *Energy Reports.* 6 (2020) 308–314. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2020.01.004>.
- [131] J. Wang, J. Storey, N. Domingo, S. Huff, J. Thomas, B. West, Studies of diesel engine particle emissions during transient operations using an engine exhaust particle sizer, *Aerosol Sci. Technol.* 40 (2006) 1002–1015. <https://doi.org/10.1080/02786820600919408>.
- [132] F. Yang, The causes of unstable engine idle speed and their solutions, in: AIP Conf. Proc., 2018. <https://doi.org/10.1063/1.5041136>.
- [133] Y. Chen, Y. Wang, R. Raine, Correlation between cycle-by-cycle variation, burning rate, and knock: A statistical study from PFI and DISI engines, *Fuel.* 206 (2017) 210–218. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.06.016>.
- [134] S. Samuel, D. Morrey, I. Whelan, A. Hassaneen, Combustion Characteristics and Cycle-

- By-Cycle Variation in a Turbocharged-Intercooled Gasoline Direct-Injected Engine, SAE Tech. Pap. Ser. 1 (2010). <https://doi.org/10.4271/2010-01-0348>.
- [135] J. Fischer, A. Velji, U. Spicher, Investigation of cycle-to-cycle variations of in-cylinder processes in gasoline direct injection engines operating with variable tumble systems, SAE Tech. Pap. 2004 (2004). <https://doi.org/10.4271/2004-01-0044>.
- [136] M.K. Yesilyurt, T. Eryilmaz, M. Arslan, A comparative analysis of the engine performance, exhaust emissions and combustion behaviors of a compression ignition engine fuelled with biodiesel/diesel/1-butanol (C4 alcohol) and biodiesel/diesel/n-pentanol (C5 alcohol) fuel blends, *Energy*. 165 (2018) 1332–1351. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.10.100>.
- [137] M.K. Yesilyurt, Z. Yilbasi, M. Aydin, The performance, emissions, and combustion characteristics of an unmodified diesel engine running on the ternary blends of pentanol/safflower oil biodiesel/diesel fuel, Springer International Publishing, 2020. <https://doi.org/10.1007/s10973-020-09376-6>.
- [138] P. Vervisch Kljakic, Modélisation des oxydes d ' azote et des suies dans les moteurs Diesel, EM2C, Cent. Paris. (2012) 214.
- [139] C. Européen, Règlement Européen Cycle WLTP et RDE, 2008 (2018).
- [140] C. Européen, Conseil économique et social Commission économique pour l ' Europe, 24851 (2014).
- [141] A. Clenci, Real Driving Emissions (RDE): enjeux et défis, Util. Ration. l'énergie Environ. - Le CNAM. (2018).
- [142] T. Donato, M. Giovinazzi, Building a cycle for Real Driving Emissions, *Energy Procedia*. 126 (2017) 891–898. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.08.307>.
- [143] H. Xu, SAE TECHNICAL Control of A / F Ratio During Engine Transients, *Med. Int.* (1999). <https://doi.org/https://doi.org/10.4271/1999-01-1484>.
- [144] H.C. Watson, L.C. Goldsworthy, E.E. Milkins, Cycle by cycle variations of HC, CO, and NOX, SAE Tech. Pap. (1976). <https://doi.org/10.4271/760753>.
- [145] W.N. Schirmer, L.Z. Olanyk, C.L.B. Guedes, T.P. Quessada, C.B. Ribeiro, M.A. Capanema, Effects of air/fuel ratio on gas emissions in a small spark-ignited non-road engine operating with different gasoline/ethanol blends, *Environ. Sci. Pollut. Res.* 24 (2017) 20354–20359. <https://doi.org/10.1007/s11356-017-9651-8>.
- [146] C. Clos, Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne, *Tech. l'ingénieur Technol. Des Moteurs Therm. base docum* (1996) 1–36. <https://www.techniques-ingenieur.fr/base-documentaire/mecanique-th7/technologie-des-moteurs-thermiques-42165210/technologie-des-moteurs-alternatifs-a-combustion-interne-b2800/>.
- [147] A. Wolff, Numerical analysis of gas flow through the labyrinth seal of piston rings of an automotive IC engine, *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.* 421 (2018). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/421/4/042082>.
- [148] Y. Liu, Y. Li, T. Tian, Development and Application of Ring-Pack Model Integrating Global and Local Processes. Part 2: Ring-Liner Lubrication, *SAE Int. J. Engines*. 10 (2017). <https://doi.org/10.4271/2017-01-1047>.
- [149] E.W. Schneider, D.H. Blossfeld, Method for measurement of piston ring rotation in an operating engine, SAE Tech. Pap. (1990). <https://doi.org/10.4271/900224>.
- [150] M. Usui, K. Murayama, K. Oogake, H. Yoshida, Study of oil flow surrounding piston rings and visualization observation, SAE Tech. Pap. (2008). <https://doi.org/10.4271/2008-01-0795>.
- [151] B.P. Uhlig, C. Kirner, A.C. Preuss, G. Wachtmeister, Real-Time Measurement of the Piston Ring Gap Positions and Their Effect on Exhaust Engine Oil Emission, SAE Tech. Pap. (2017) 1–8. <https://doi.org/10.4271/2018-01-5006>.

- [152] E.W. Schneider, D.H. Blossfeld, D.C. Lechman, R.F. Hill, R.F. Reising, J.E. Brevick, Effect of cylinder bore out-of-roundness on piston ring rotation and engine oil consumption, SAE Tech. Pap. (1993). <https://doi.org/10.4271/930796>.
- [153] S. Jung, J. Jin, Monitoring of Rotational Movements of Two Piston Rings in a Cylinder Using Radioisotopes, J. Korean Nucl. Soc. (n.d.).
- [154] B.S. Min, J.S. Kim, D.Y. Oh, J.K. Choi, J.H. Jin, Dynamic characteristics of oil consumption-relationship between the instantaneous oil consumption and the location of piston ring gap, SAE Tech. Pap. (1998). <https://doi.org/10.4271/982442>.
- [155] B. Thirouard, T. Tian, Oil Transport in the Piston Ring Pack (Part II): Zone Analysis and Macro Oil Transport Model Benoist, SAE Tech. Pap. (2003). <https://doi.org/10.4271/2003-01-1952>.
- [156] B. Thirouard, D.P. Hart, Investigation of Oil Transport Mechanisms on the Piston Second Land of a Single Cylinder Diesel Engine, Using Two-Dimensional-Laser-Induced Fluorescence, Laser Tech. Appl. to Fluid Mech. (2000) 487–503. https://doi.org/10.1007/978-3-642-56963-0_32.
- [157] T. Icoz, Z. Dursunkaya, Experimental investigation of oil accumulation in second land of internal combustion engines, J. Eng. Gas Turbines Power. 127 (2005) 206–212. <https://doi.org/10.1115/1.1805011>.
- [158] M. Gohl, G. Matz, A.C. Preuss, S. Pischinger, M. Günther, T. Ebert, Investigation of Oil Sources in the Combustion Chamber of Direct Injection Gasoline Engines, SAE Tech. Pap. 2018-Sept (2018) 1–11. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1811>.
- [159] A. Frommer, A. Beeckmann, R. Freier, R. Künzel, Analysis of Lube Oil Consumption in Transient Engine Operation, MTZ Worldw. 74 (2013) 26–33. <https://doi.org/10.1007/s38313-013-0005-8>.
- [160] T.M. J.Hadler, C.Lensch-Franzen, M.Gohl, Concept for analysing, optimising oil emission, Autotechreview. (2014) Volume-3-Issue 3-24-29.
- [161] I. Papadopoulos, S. Becker, H. Ehnis, R. Kunzel, A. Frommer, Influence of Oil Drain Holes on Oil Emission of a Turbocharged Gasoline Engine, SAE Int. J. Engines. 10 (2017) 1948–1953. <https://doi.org/10.4271/2017-01-1045>.
- [162] K. Nakashima, S. Ishihara, K. Urano, Influence of piston ring gaps on lubricating oil flow into the combustion chamber, SAE Tech. Pap. (1995). <https://doi.org/10.4271/952546>.
- [163] V.K. Agarwal, J. Ajay Paul, Optimization of piston and ringpack design to improve the performance and emission characteristics of a gasoline engine, SAE Tech. Pap. 12 (2013). <https://doi.org/10.4271/2013-01-2809>.
- [164] B. Thirouard, Characterization and modeling of the fundamental aspects of oil transport in the piston ring pack of internal combustion engines, PhD Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2001.
- [165] PSA, Documentation technique du moteur EBdts, 2021. <https://public.servicebox-parts.com/pages/index.jsp?ref=B1BB>.
- [166] T.Tian, L.B. Noordzij, V.W. Wong, J.B. Heywood, Modeling Piston-Ring Dynamics , Blowby , and Ring-Twist Effects, 120 (1998).
- [167] A. Kharazmi, Three dimensional analysis of the gas flow in piston ring pack, PhD Thesis, Michigan State University, 2017.
- [168] N. Thiel, H.J. Weimar, H. Kamp, H. Windisch, Advanced piston cooling efficiency: A comparison of different new gallery cooling concepts, SAE Tech. Pap. 2007 (2007) 776–790. <https://doi.org/10.4271/2007-01-1441>.
- [169] S.O. Abril, C.P. García, J.P. León, Numerical and experimental analysis of the potential fuel savings and reduction in CO emissions by implementing cylinder bore coating

- materials applied to diesel engines, *Lubricants*. 9 (2021) 1–23. <https://doi.org/10.3390/lubricants9020019>.
- [170] A. GmbH, AVL 442 manual and operating instructions, 1996.
- [171] G. Koszałka, M. Guzik, Mathematical model of piston ring sealing in combustion engine, *Polish Marit. Res.* 21 (2014) 66–78. [https://doi.org/DOI: 10.2478/pomr-2014-0043](https://doi.org/DOI:10.2478/pomr-2014-0043).
- [172] V. Raimbault, Benefit of air intake optimization for new turbocharged gasoline engine, PhD Thesis, Ecole Centrale de Nantes, 2019.
- [173] E. Yilmaz, B. Thirouard, T. Tian, V.W. Wong, J.B. Heywood, N. Lee, Analysis of oil consumption behavior during ramp transients in a production spark ignition engine, *SAE Tech. Pap.* (2001). <https://doi.org/10.4271/2001-01-3544>.
- [174] T. Sagawa, H. Fujimoto, K. Nakamura, Study of fuel dilution in direct-injection and multipoint injection gasoline engines, *SAE Tech. Pap.* (2002). <https://doi.org/10.4271/2002-01-1647>.
- [175] T. Ito, T. Kitamura, H. Kojima, H. Kawanabe, Prediction of Oil Dilution by Post-injection in DPF Regeneration Mode, *SAE Tech. Pap. Ser. 1* (2019). <https://doi.org/10.4271/2019-01-2354>.
- [176] J.M.B. Fernandes Diniz, M.H. Gil, J.A.A.M. Castro, Hornification - Its origin and interpretation in wood pulps, *Wood Sci. Technol.* 37 (2004) 489–494. <https://doi.org/10.1007/s00226-003-0216-2>.
- [177] Š. Šutý, K. Petriláková, S. Katuščák, S. Kirschnerová, M. Jablonský, K. Vizarová, M. Vrška, Change in the capability of cellulose fibres to retain water during thermally accelerated ageing of paper, *Cellul. Chem. Technol.* 46 (2012) 631–635.
- [178] C. Europ, E. Bruxelles, D.E.L.A. Commission, REGLEMENT DE LA COMMISSION EUROPEENNE DU 5/11/2018 modifiant la directive 2007/46/CE, le règlement (CE) n° 692/2008 de la Commission et le règlement (UE) 2017/1151, (2018).
- [179] C. Europ, E. Bruxelles, Annexe_Réglementation_modifiant la directive 2007/46/CE, le règlement (CE) n° 692/2008 d, (2018).

Titre : Etude des émissions de particules d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé

Mots clés : particules, segment, pollution, moteur, essence, huile

Résumé : Les émissions de particules d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé sont très variables. La richesse du mélange air/carburant ne suffit pas à définir parfaitement la fonction de caractérisation de ces émissions. Des essais ont souligné l'importance du phénomène de balayage de l'huile par les gaz du blowby sur les émissions de particules Ceci est due à la position des segments qui tournent continuellement autour de leurs gorges.

La fonction de caractérisation des émissions de particules a été complétée en tenant compte de ces nouvelles conditions. Puis, la création d'un modèle de simulation des gaz du blowby sous GT-suite a permis de caractériser ces flux et d'appréhender ces mécanismes.

Par exemple, au ralenti, il se crée un phénomène d'accumulation d'huile sur la couronne du piston. Des essais expérimentaux ont confirmé l'importance de la durée du ralenti sur les émissions de particules. Enfin, l'étude de l'impact du vieillissement de l'huile et du filtre à huile sur les émissions de particules a été investiguée. Un ensemble « huile + filtre » vieillit dans des conditions réelles présente un taux d'émission de particules deux fois plus important qu'un ensemble neuf.

Enfin, ces travaux ont permis de compléter la fonction de caractérisation des émissions de particules afin d'être plus en adéquation avec les conditions réelles de fonctionnement d'un moteur à combustion interne de type allumage commandé.

Title : Study of particulate emissions from a spark ignition engine

Keywords : particles, rings, endgap, oil, gasoline, engine

Abstract : Particulate emissions from a spark ignition engine are highly variable. The equivalent ratio of the air/fuel mixture is not sufficient to perfectly define the characterisation function of these emissions. Tests have highlighted the importance of the phenomenon of oil scavenging by the blowby gases on the particulate emissions. This is due to the position of the piston rings which rotate continuously around their grooves. The particle emission characterisation function was completed taking into account these new conditions. Then, the creation of a blowby gas simulation model in GT-suite allowed the characterisation of these flows and the understanding of these mechanisms.

For example, at idle conditions, oil accumulates on the piston crown. Experimental tests confirmed the importance of the idling time on particle emissions. Finally, the impact of oil and oil filter ageing on particulate emissions was investigated. An "oil + filter" assembly aged under real conditions has a particle emission rate twice as high as a new assembly. Finally, this work has allowed to complete the particle emission characterisation function in order to be more in line with the real operating conditions of a spark ignition engine.