



HAL
open science

Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable

Victor Iorga-Siman Iorga-Simăn

► To cite this version:

Victor Iorga-Siman Iorga-Simăn. Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable. Autre. Conservatoire national des arts et métiers - CNAM, 2012. Français. NNT : 2012CNAM0800 . tel-00726258

HAL Id: tel-00726258

<https://theses.hal.science/tel-00726258>

Submitted on 29 Aug 2012

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.

THÈSE DE DOCTORAT

ÉCOLE DOCTORALE GÉNIE DES PROCÉDÉS ET HAUTE TECHNOLOGIE

Laboratoire du Génie des Procédés pour l'Énergie l'Environnement et la Santé (EA21)

Laboratoire de Moteurs de l'Université de Pitești, Roumanie

Présentée par :

Victor IORGA-SIMĂN

pour obtenir les grades de :

**DOCTEUR du Conservatoire National des Arts et Métiers
et
DOCTEUR de l'Université de Pitești**

Sujet de la thèse :

Etude par simulation numérique des écoulements dans le conduit d'admission d'un moteur à levée de soupape d'admission variable

soutenue le : 6 mars 2012

devant le jury composé de :

M. NICOLAE Viorel	Professeur UPIT	Président de jury
M. DELACROIX Alain	Professeur Cnam	Directeur de thèse
M. TABACU Ion	Professeur UPIT	Directeur de thèse
M. FEIDT Michel	Professeur UHP	Rapporteur
M. RADU Gheorghe	Professeur UTBV	Rapporteur
M. PODEVIN Pierre	Ingénieur de Recherche Cnam	Examineur
M. CLENCI Adrian	Maître de conférences UPIT	Examineur
M. DELIGANT Michael	Ingénieur de Recherche Cnam	Examineur
M. ANDREESCU Cristian	Professeur UPB	Membre invité

Remerciements

Je tiens à remercier Monsieur le Professeur Alain DELACROIX, (Professeur au Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris) et le Professeur Ion TABACU, (Professeur à l'Université de Pitesti) de m'avoir guidés et soutenus pendant cette période de 3 ans. Soyez assurés du témoignage de mes sincères remerciements et de ma profonde estime.

Je remercie, particulièrement, Monsieur Adrian CLENCI, Maître de Conférences, d'avoir mis à ma disposition ses compétences, pendant ce doctorat et sans l'aide duquel cette thèse en cotutelle n'aurait pas pu être réalisée. Je le remercie encore de m'avoir guidé pendant tout le déroulement des recherches.

Je désire remercier de même les Professeurs Pierre PODEVIN et Georges DESCOMBES (Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris) pour l'aide et la confiance accordée. Je désire de même remercier Michaël DELIGANT (Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris) de m'avoir guidé dans les premiers pas dans l'utilisation du programme de simulation numérique, Fluent. Je remercie Monsieur le Professeur Michel FEIDT (Université Henri Poincaré Nancy 1) et Monsieur Fabien FLORI, attaché pour la coopération scientifique et universitaire à l'Ambassade de France en Roumanie, de m'avoir accordé les financements pendant les stages effectués à Paris.

Je remercie mes collègues Adrian Cătălin NEACȘU et Sergiu STROE pour l'aide accordée.

Je remercie également Monsieur le Professeur Dan ABĂITANCEI (Université „Transilvania” de Brasov) et sa femme, pour les conseils donnés et la disponibilité qu'ils m'ont accordée.

J'adresse aussi ma profonde reconnaissance à ma famille: à mon père, de m'avoir encouragé et soutenu tout au long de cette thèse de doctorat et à ma mère d'avoir réalisé la traduction en français de tout l'ouvrage. Je veux de même remercier Andreea, pour la compréhension qu'elle m'a accordée, pendant cette période.

Victor IORGA-SIMĂN

Pitești, mars 2012

Résumé

L'impact négatif de l'automobile sur l'environnement a entraîné une sévèrification des normes législatives pour protéger celui-ci. Les difficultés rencontrées lors de l'amélioration du rendement du moteur à allumage commandé, résultent principalement de son fonctionnement inefficace à charges partielles.

La distribution variable est capable d'améliorations concernant la réduction de la consommation de carburant, surtout dans une zone d'utilisation fréquente : basses charges et bas régimes. Une alternative à l'étude expérimentale est l'approche par simulation numérique, CFD en utilisant le logiciel ANSYS-Fluent.

Dans cette thèse de doctorat, le but principal a été de déterminer les vitesses d'écoulement du fluide pendant le processus d'admission pour deux lois de levée de la soupape, pour un moteur entraîné à 815 tr/min et une ouverture du papillon de gaz de 21.6°.

Dans ce but, on a utilisé deux modèles de simulation numérique: un modèle bidimensionnel et un modèle tridimensionnel. L'étude réalisée par simulation numérique a permis de clarifier quelques aspects importants concernant les vitesses d'écoulement de l'air dans le cylindre et le degré de turbulence.

Mots clés: consommation de carburant, hauteur de levée variable de la soupape d'admission, lois de levée de la soupape, CFD, modèles 2D et 3D, vitesse d'écoulement, degré de turbulence.

Abstract

The negative impact of automobiles on the environment has led to increased severity in the legislation concerning environmental protection. The problems encountered in the efforts intended to improve the efficiency of the spark ignition engine are derived from its inefficient operation under partial loads.

The variable intake valve lift is capable of significant changes aiming at lower fuel consumption, especially in the frequent use area: low torque, low speed. An alternative to the experimental study of fluid flow is the approach by numerical simulation, CFD, using the software ANSYS-Fluent.

The main purpose of the present doctoral thesis was to determine the fluid flow velocity during the intake, for two intake valve lift laws, when the engine is running at 815 rpm, and with an opening of the throttle plate at 21.6° .

To do this, we have used two numerical simulation models: one two-dimensional, and one three-dimensional. The study by numerical simulation made it possible to clarify some important issues regarding the air flow velocity into the cylinder, and the level of turbulence.

Keywords: fuel consumption, variable intake valve lift ViVL, valve lift laws, CFD, 2D and 3D models, flow velocity, level of turbulence.

Table des matières

Liste des figures	I
Liste des tableaux	V
Liste des symboles	VI
1. Introduction et motivation	1
1.1. Intérêt pour le thème abordé	1
1.2. Objectifs de la thèse	6
1.3. Conclusions	7
2. Etat de l'art: la distribution à soupapes	8
2.1. Remplissage. Analyse fonctionnelle	8
2.1.1. Perméabilité. Caractéristiques de la loi de levée de soupape	8
2.1.2. Diagramme de distribution	11
2.1.2.1. Incidence du diagramme sur le cycle basse pression	13
2.1.2.2. Incidence du diagramme sur le cycle haute pression	15
2.1.2.3. Incidence du diagramme sur les émissions polluantes	16
2.1.3. Aérodynamique interne du moteur	17
2.1.3.1. Mouvement axial – tumble	18
2.1.3.2. Mouvement tangentiel de rotation (swirl)	21
2.2. Distribution variable	23
2.2.1. Méthodes de variation	23
2.2.1.1. Fermeture précoce de la soupape d'admission (EIVC)	26
2.2.1.2. Ouverture précoce de la soupape d'admission (EIVO)	28
2.2.1.3. Fermeture tardive de la soupape d'admission (LIVC)	28
2.2.1.4. Ouverture tardive de la soupape d'admission (LIVO)	29
2.2.1.5. Variation du calage (VVT)	30
2.2.1.6. Variation de la levée de la soupape d'admission (ViVL)	32
2.2.2. Réalisations constructives	34
2.2.2.1. Variation du calage	34
2.2.2.2. Variation de la hauteur de levée/durée d'ouverture	35
2.3. Conclusions	43

3. Etat de l'art: Modélisation et simulation numérique	
des écoulements	44
3.1. Caractéristiques du phénomène de turbulence	45
3.2. Equations de l'écoulement	48
3.3. Modélisation de la turbulence	54
3.3.1. Modèle de turbulence Spart-Allmaras	56
3.3.2. Modèle de turbulence standard $k - \varepsilon$	57
3.3.3. Modèle de turbulence $k - \varepsilon$ RNG	59
3.3.4. Modèle $k - \varepsilon$ réalisable	61
3.3.5. Modèle $k - \omega$ standard	63
3.3.6. Modèle de turbulence $k - \omega$ SST	65
3.3.7. Approche LES	67
3.4. Conclusions	67
4. Expérimentation	68
4.1. Présentation du banc d'essai moteur	69
4.2. Détermination des lois de levée de la soupape	73
4.3. Influence de la loi de levée de la soupape d'admission et	
de l'ouverture du papillon de gaz	75
4.4. Conclusions	82
5. Simulation numérique de l'écoulement de l'air dans les cylindres	
du moteur à levée de soupapes d'admission variable	83
5.1. Géométrie. Conditions initiales. Conditions limites	84
3.1.1. Caractéristiques géométriques des modèles bidimensionnel	
et tridimensionnel	84
3.1.2. Discrétisation du domaine de calcul	87
3.1.3. Conditions initiales. Etablissement des conditions limites	89

5.2. Modèle bidimensionnel	91
5.2.1. Analyse statistique et motivation du choix d'une série de données par rapport à l'expérimentation	92
5.2.2. Analyse des résultats de simulation numérique CFD	97
5.3. Modèle tridimensionnel	101
5.3.1. Analyse des résultats de la simulation numérique CFD	102
5.4 Conclusions	111
6. Conclusions finales	113
Contributions personnelles	115
Perspectives	117
<i>Bibliographie</i>	
<i>Curriculum vitae</i>	

Liste des figures

Nr. figure	Nom figure	Page
Figure 1.1	Description du phénomène de «l'effet de serre»	1
Figure 1.2	Objectif auto-assumé de ACEA, JAMA et KAMA concernant la réduction d'émission de CO ₂ et de la consommation de combustible	2
Figure 1.3	Différence en g/km par rapport au niveau cible de 130 g CO ₂ /Km	3
Figure 1.4	Paielements compensatoires/amendes pour le non-respect de la directive EU 443/2009	3
Figure 1.5	Principales voies de réduction de la consommation de combustible des automobiles	4
Figure 1.6	Courbes d'isorendement du moteur	5
Figure 1.7	Moteur prototype	6
Figure 2.1	Variation de la pression le long du conduit d'admission	8
Figure 2.2	Schéma pour le calcul de la section de passage des gaz à la soupape d'admission	9
Figure 2.3	Schéma pour le calcul simplifié	9
Figure 2.4	Cinématique de la soupape	11
Figure 2.5	Diagramme de distribution. Paramètres de distribution	12
Figure 2.6	Influence du diagramme de distribution sur le fonctionnement du moteur	13
Figure 2.7	L'aire qui correspond à la durée du croisement	14
Figure 2.8	Diagrammes de pompage par rapport au régime et aux moments de fermeture de la soupape d'admission	15
Figure 2.9	Représentation de l'écoulement du fluide dans le mouvement de tumble	18
Figure 2.10	Différents types de pistons pour optimiser le mouvement de tumble	18
Figure 2.11	Amélioration du mouvement de tumble	19
Figure 2.12	Variation du rapport de tumble pour différents régimes	20
Figure 2.13	Variation du taux de tumble en fonction du régime du moteur	20
Figure 2.14	Variation du rapport de tumble en fonction de l'ouverture de la soupape	21

Figure 2.15	Mouvement de swirl à l'intérieur du cylindre	22
Figure 2.16	Méthode d'engendrement du mouvement de swirl	22
Figure 2.17	Exemples de méthodes pour la variation des paramètres de distribution	24
Figure 2.18	Implications de l'admission variable sur les performances du moteur	24
Figure 2.19	Influence de la stratégie EIVC sur le pompage	26
Figure 2.20	Influence de la stratégie LIVC sur le pompage	29
Figure 2.21	Le calage de la distribution	30
Figure 2.22	Changement du calage des arbres de distribution	31
Figure 2.23	Couple d'entraînement distribution vs levée de soupape	33
Figure 2.24	Décaleur VANOS	35
Figure 2.25	Double VANOS	35
Figure 2.26	Le système VTEC	36
Figure 2.27	Couplage verrou VTEC	36
Figure 2.28	Architecture de la solution Valvetronic	38
Figure 2.29	Lois de mouvement pour la solution BMW	38
Figure 2.30	Situations limite pour le mécanisme Valvetronic	39
Figure 2.31	Réduction significative du pompage	39
Figure 2.32	Réaction du système Valvetronic	40
Figure 2.33	Le mécanisme Hara ViVL – variante OHC	41
Figure 2.34	Le mécanisme Hara ViVL – variante OHV	41
Figure 2.35	Le moteur Hara ViVL	42
Figure 3.1	CFD – La mise en évidence des zones de turbulence	44
Figure 3.2	Allure du signal de turbulence	46
Figure 3.3	Evolution d'une particule de fluide sous l'influence de la diffusion	46
Figure 3.4	Processus en cascade du spectre des tourbillons turbulents	48
Figure 3.5	Solution de l'équation de diffusion pour différentes périodes de temps	51
Figure 3.6	Solution non linéaire de l'équation d'advection	51
Figure 3.7	Solution exacte de l'équation de Burgers pour $Re \gg 1$	53
Figure 4.1	Instrumentation du moteur prototype	69
Figure 4.2	Présentation générale du banc d'essai moteur	70
Figure 4.3	Instrumentation moteur	70

Figure 4.4	Capteur AVL GU13Z-31	71
Figure 4.5	Amplificateur charge AVL FlexIFEM	71
Figure 4.6	Capteur optique de position angulaire du vilebrequin	71
Figure 4.7	AVL IndiModul 621	71
Figure 4.8	Détermination PMH	72
Figure 4.9	Lois réelles de distribution du moteur prototype	73
Figure 4.10	Paramètres de la distribution pour la levée maximale de levée de la Soupape d'Admission	74
Figure 4.11	Variation du rapport effectif de compression avec la loi de mouvement de la soupape d'admission	75
Figure 4.12	Diagrammes de pression	77
Figure 4.13	Evaluation du pompage (PMEP)	77
Figure 4.14	Analyse du phénomène de pompage	78
Figure 4.15	Schéma de calcul Concerto	78
Figure 4.16	Evolution de la pression dans le collecteur d'admission	79
Figure 4.17	Evaluation de l'échange de gaz	80
Figure 5.1	Construction de la géométrie	84
Figure 5.2	Evolution du modèle 2D	85
Figure 5.3	Géométrie du modèle 3D	86
Figure 5.4	Présentation des zones d'interface utilisées dans les modèles de calcul	88
Figure 5.5	Modification du domaine de calcul	90
Figure 5.6	Graphiques Kernel pour la pression du cylindre	94
Figure 5.7	Evolution de la pression dans le cylindre	97
Figure 5.8	Evolution de la pression dans le collecteur d'admission	98
Figure 5.9	Diagramme de pression (2D_CFD) pour les deux lois de levée de la soupape	99
Figure 5.10	Variation de quelques paramètres pendant la course d'admission pour la loi maximale	100
Figure 5.11	Image des écoulements par les vecteurs pour la loi maximale	101
Figure 5.12	Variation de quelques paramètres pendant la course d'admission pour la loi minimale	102
Figure 5.13	Corrélation CFD expérimentation. Evolution de la pression dans le cylindre	103
Figure 5.14	Corrélation CFD expérimentation. Evolution de la pression dans	103

	le collecteur d'admission	
Figure 5.15	Variation de quelques paramètres pendant le processus d'admission pour la loi maximale	104
Figure 5.16	Variation de quelques paramètres pendant le processus d'admission pour la loi minimale	104
Figure 5.17	Plan de section	106
Figure 5.18	Vitesse maximale d'écoulement de l'air	106
Figure 5.19	Vitesse d'écoulement de l'air à l'ouverture maximale de la soupape	107
Figure 5.20	Evolution de la masse d'air aspirée dans le cylindre	108
Figure 5.21	Phénomène du pompage le long de l'admission	108
Figure 5.22	Nombre de swirl	109
Figure 5.23	Trajectoires des particules de fluide au moment de l'atteinte d'ouverture maximale de la soupape	110
Figure 5.24	Caractérisation de l'aérodynamique interne	111

Liste des tableaux

Nr. tableau	Nom tableau	Page
Tableau 3.1	Constantes du modèle $k - \varepsilon$	59
Tableau 3.2	Constantes du modèle $k - \omega$	64
Tableau 3.3	Constantes du modèle $k - \omega$ SST	66
Tableau 4.1	Principales caractéristiques géométriques du moteur	76
Tableau 5.1	Éléments qui composent les modèles 2D et 3D	86
Tableau 5.2	Caractéristiques géométriques des modèles	87
Tableau 5.3	Données initiales. Conditions de simulation	90
Tableau 5.4	La statistique descriptive du premier ensemble de séries concernant la pression dans le cylindre	92
Tableau 5.5	Résultats tests statistiques	93
Tableau 5.6	Résultats tests statistiques	95
Tableau 5.7	Résultats tests statistiques	95
Tableau 5.8	Résultats tests statistiques	96
Tableau 5.9	Résultats tests statistiques	96
Tableau 5.10	Résultats tests statistiques	97
Tableau 5.11	Valeurs de la pression dans le cylindre à la fin de la compression	98
Tableau 5.12	Paramètres de caractérisation de l'écoulement inverse	101
Tableau 5.13	Expérimentation vs. CFD 3D/2D	103

Liste des symboles

Symbole	Spécification
A_c	Aire de la section minimale du collecteur
A_s	Section du passage des gaz à la soupape
a_s	Accélération de la soupape
A_p	Aire du piston
<i>ACEA</i>	Associations des Constructeurs Européens d'Automobiles
<i>AOA</i>	Avance (par rapport à PMH) à l'Ouverture de la soupape d'Admission
<i>AOE</i>	Avance (par rapport à PMB) à l'Ouverture de la soupape d'Echappement
c_p	Chaleur spécifique à pression constante
C_s	Coefficient de swirl
C_{sm}	Coefficient moyen de swirl
C_{sma}	Coefficient moyen absolu de swirl
<i>CAI</i>	Controlled Auto-Ignition
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
D	Diamètre du piston (ou l'alésage du moteur)
d_{oa}	Diamètre de la portée de la soupape d'admission
d_s	Diamètre de "référence" de la portée
d_s^*	Petit diamètre de la portée de la soupape
d_{sa}	Grand diamètre de la soupape
<i>EIVC</i>	Early Inlet Valve Closing
<i>EIVO</i>	Early Inlet Valve Opening
f_{pc}	Facteur du profil de la came
f_v	Fonction d'amortissement de viscosité
<i>FA</i>	Fermeture de la soupape d'Admission
<i>FSA</i>	Moment de Fermeture de la Soupape d'Admission
<i>FSE</i>	Moment de Fermeture de la Soupape d'Echappement
G_k	Production de l'énergie cinétique turbulente
<i>GDI</i>	Gasoline Direct Injection
<i>GES</i>	Gaz à Effet de Serre

h	Hauteur de levée de la soupape
h_{SA}	Hauteur de levée de la soupape d'admission
$H_{x,z}$	Moment cinétique
$h(\alpha)$	Loi de mouvement de la soupape
IRT	Intensité relative de la turbulence
<i>JAMA</i>	Japan Automotive Manufacturers Association
<i>KAMA</i>	Korean Automotive Manufacturers Association
<i>LES</i>	Large-Eddy Simulation
<i>LIVC</i>	Late Inlet Valve Closing
<i>LIVO</i>	Late Inlet Valve Opening
m_{fp}	Masse du fluide d'admission
m_{gr}	Masse des gaz résiduels
M_t	Nombre de Mach
$M_{x,z}$	Moment d'inertie
n	Régime du moteur
n_t	Régime du mélange du fluide
<i>OHC</i>	Over Head Camshaft
<i>OHV</i>	Over Head Valves
<i>OSA</i>	Moment d'Ouverture de la Soupape d'Admission
p_a	Pression des gaz d'admission
p_{gr}	Pression des gaz résiduels
Pr_t	Nombre de Prandtl
Re_D	Nombre de Reynolds
<i>RANS</i>	Reynolds Average Navier Stokes
<i>RFA</i>	Retard (par rapport à PMB) à la Fermeture de la soupape d'Admission
<i>RFE</i>	Retard (par rapport à PMH) à la Fermeture de la soupape d'Echappement
<i>RNG</i>	ReNormalizationGroup
<i>SA</i>	Soupape d'Admission
<i>SST</i>	Shear-Stress Transport
T_a	Température du fluide d'admission
T_{gr}	Température des gaz résiduels
<i>TR</i>	Rapport de tumble

TS_{SA}	Produit section-temps de la soupape d'admission
US_{SA}	Produit angle - section de la soupape d'admission
$u \frac{\partial u}{\partial x}$	Terme de convection
V_k	Volume de la chambre de combustion
V_S	Cylindrée unitaire
v_s	Vitesse de la soupape
VCP	Variable Cam Phaser
$ViVL$	Variable Valve Lift
$VTEC$	Variable-valve Timing and Electronic-lift Control
VVT	Variable Valve Timing
W'	Intensité de la turbulence
\vec{W}_a	Mouvement axial de vitesse
W_p	Vitesse du piston
\vec{W}_r	Mouvement radial de vitesse
W_s	Vitesse des gaz à la soupape
\overline{W}_{SA}	Vitesse moyenne obtenue à la soupape d'admission
\vec{W}_t	Mouvement tangentiel de vitesse
Y_M	Terme de dilatation-dissipation
ZUF	Zone d'Utilisation Fréquente du moteur
α_{DSA}	Angle d'ouverture de la soupape d'admission
α_{ISA}	Angle de fermeture de la soupape d'admission
β	Coefficient d'expansion thermique
δ_{ij}	Tenseur (symbole) de Kroneker
$\delta(x)$	Distribution de Dirac
γ	Angle d'inclinaison de la soupape
Γ_k	Diffusivité effective de k
Γ_ω	Diffusivité effective de ω
ε	Rapport volumétrique de compression
ε_{ec}	Rapport effectif de compression

η	Viscosité dynamique
θ	La durée angulaire d'ouverture de la soupape
λ	Conductivité thermique
μ_t	Viscosité turbulente
$\nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$	Terme de dissipation
ρ	masse volumique
τ_{DSA}	Moment d'ouverture de la soupape d'admission
τ_{ISA}	Moment de fermeture de la soupape d'admission
ω	Vitesse angulaire de rotation du vilebrequin
ω_t	Vitesse angulaire de rotation du fluide

1. Introduction et motivation du thème

1.1. Intérêt pour le thème abordé

L'automobile, comme l'un des principaux moyens de transport, sans cesse augmente son rôle dans la civilisation humaine. Le principal impact de ce développement de l'automobile dans la société se manifeste par son interaction avec l'environnement. Notamment par l'énergie consommée pour la fabrication, l'utilisation et la destruction du véhicule, ce qui conduit à l'émission de dioxyde de carbone et d'autres gaz qui accroissent «l'effet de serre», figure 1.1.

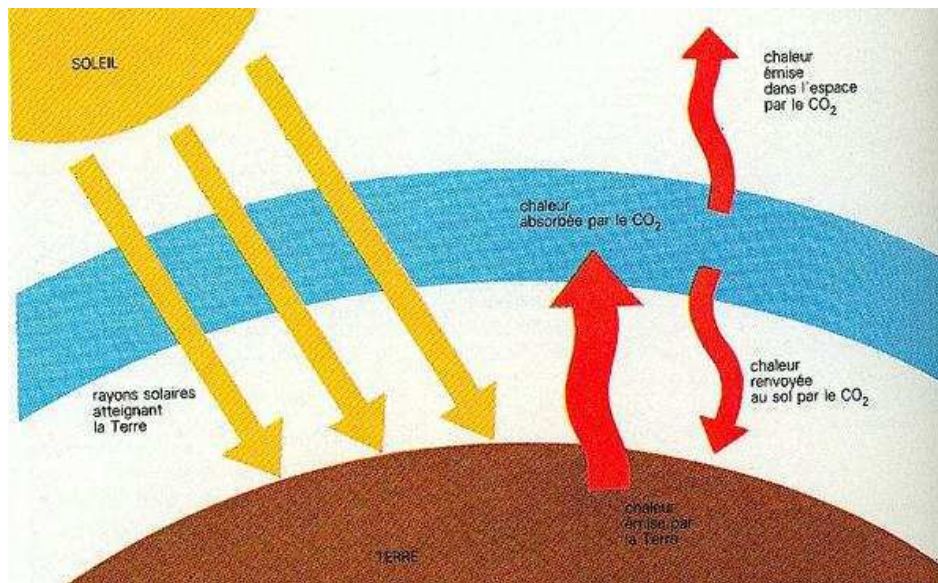


Fig. 1.1. Description du phénomène de «l'effet de serre», /53/

Pendant la deuxième moitié du siècle de très grandes quantités de dioxyde de carbone ont été émises dans l'atmosphère. Celles-ci ont réduit la perméabilité de l'atmosphère pour les radiations de chaleur de la Terre vers le cosmos. Cet effet conduit au phénomène de réchauffement global de notre planète, /57/.

Des engagements en vue de lutter contre le réchauffement climatique ont été pris :

Le Protocole de Kyoto, adopté en 1997 par 158 états et ratifié par l'Union Européenne au mois de mars 2002, engage les-états signataires à réduire leurs émissions de gaz à effet de serre (GES), en moyenne de 5.2% pendant la période 2008-2012, par rapport au niveau de l'année 1990, /78/.

En 2009 l'Union Européenne a émis une directive qui vise le scénario 20/20/20 pour 2020 soit: une réduction de 20% de la consommation énergétique et de l'émission de GES et l'accroissement avec 20% des sources d'énergie renouvelables utilisées, par rapport au niveau enregistré en 1990. Aux Etats Unis, il est probable que ce scénario prenne la forme 80/80/80, ce

qui veut dire des améliorations de 80% pour 2050, par rapport au même point de référence (1990), /36/.

Du point de vue de la densité de puissance, de la densité d'énergie stockée pendant le fonctionnement et de l'autonomie, le moteur à combustion interne constitue, encore, une solution actuelle et de perspective immédiate, dans le domaine du transport routier.

Pourtant, en tenant compte des réserves limitées de combustibles fossiles et des règlements internationaux de plus en plus sévères concernant les émissions de polluants, l'amélioration des performances du moteur d'automobile devient obligatoire.

En 1998 les Associations des Constructeurs d'Automobiles d'Europe (ACEA¹), le Japon (JAMA²) et la Corée (KAMA³) se sont imposées de réduire l'émission de CO₂ jusqu'à 2008/2009 à la valeur de 140g/km, et jusqu'à 2012, à 120g/km. Ces actions font partie du projet de réduction globale de 35% de l'émission de GES jusqu'à 2012, par rapport à 1990, /135/. Cet objectif peut être aussi considéré comme une mesure indirecte de contrôle de la consommation de carburant des véhicules (figure 1.2)

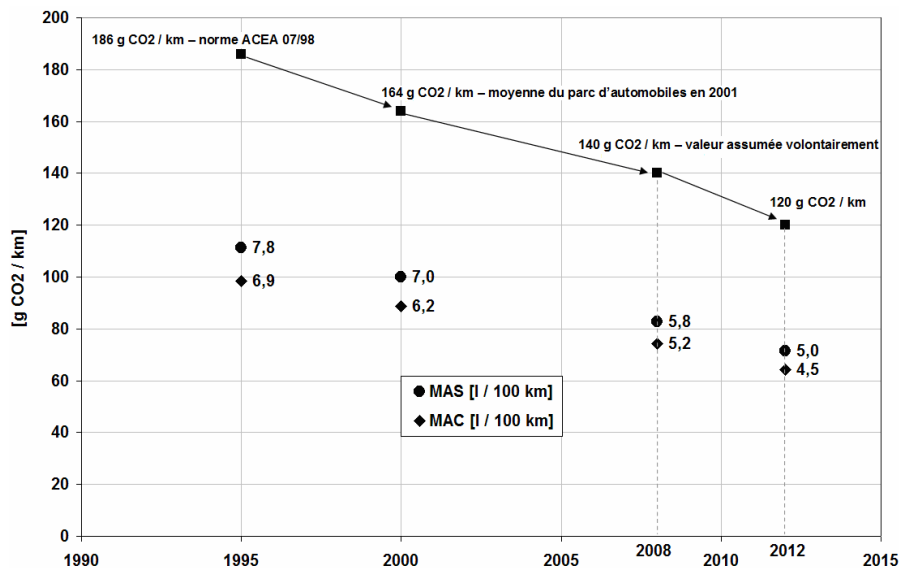


Fig. 1.2. Objectif auto-assumé de ACEA, JAMA et KAMA concernant la réduction d'émission de CO₂ et de la consommation de combustible

En 2008, l'analyse du marché montrait que les engagements auto-assumés par les constructeurs d'automobiles étaient loin d'être atteints (figure 1.3), ce qui a conduit l'Union Européenne à établir la Directive 443/2009 préconisant un seuil de 130 g CO₂/km en 2015 et 95 g CO₂/km en 2020, /135/.

¹ Association des Constructeurs d'Automobiles d'Europe

² Japan Automotive Manufacturers Association

³ Korean Automotive Manufacturers Association

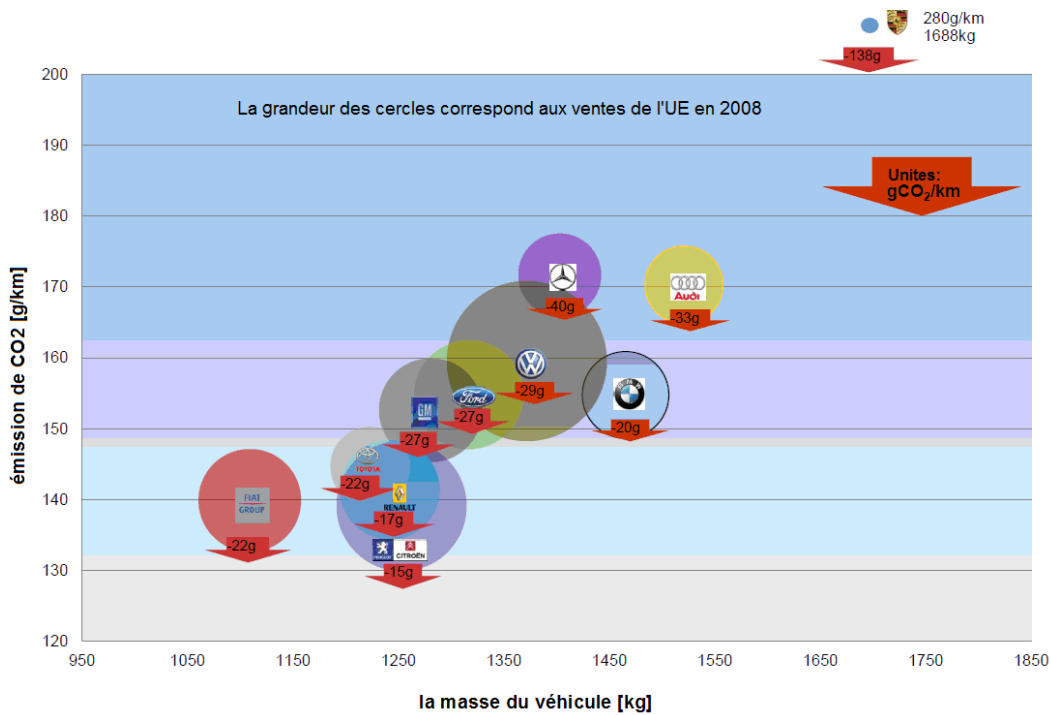


Fig. 1.3. Différence en g/km par rapport au niveau cible de 130 g CO₂/Km, /50/

Le non-respect de ces valeurs générant des sanctions pécuniaires (figure 1.4), /50/.

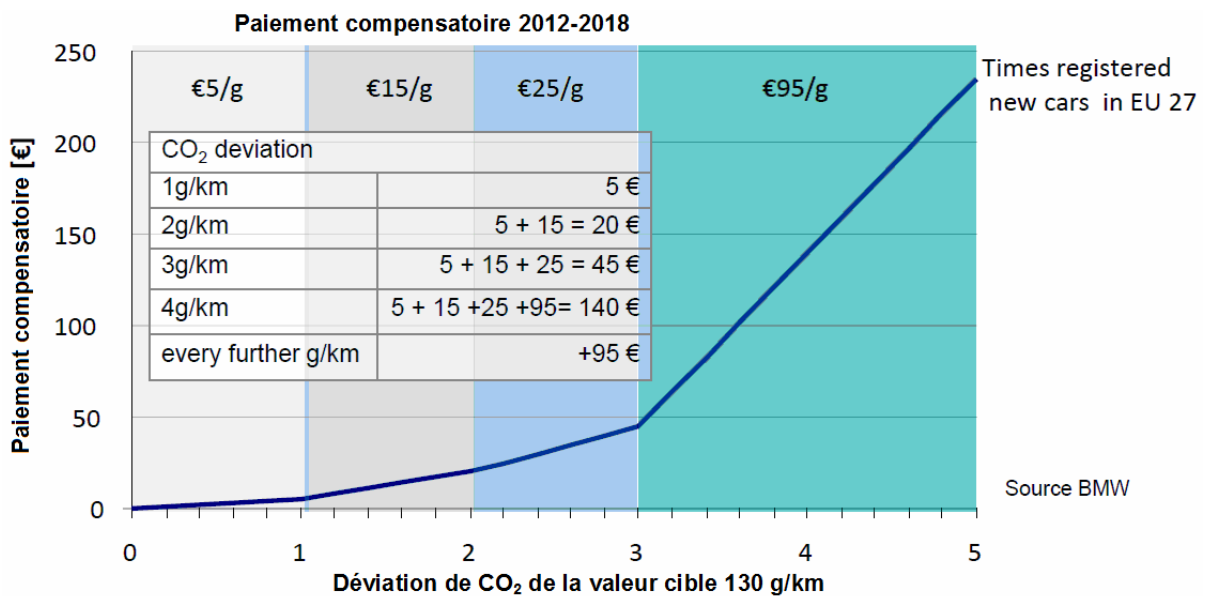


Fig. 1.4. Paiements compensatoires/amendes pour le non-respect de la directive EU 443/2009, /50/

La figure 1.5 illustre les différentes voies d'action qui peuvent être envisagées pour réduire la consommation d'un véhicule au cours du cycle d'homologation, urbain et extra urbain. On présente le gain de consommation (exprimé en %) généré par une amélioration de 20% d'une caractéristique du véhicule. Le rendement du moteur est le paramètre dont l'action est la plus directe sur la consommation puisque toute amélioration dans ce domaine est directement répercutée sur la consommation en carburant. La réduction de la masse est également très efficace mais cette voie d'action est limitée du fait de la tendance à une augmentation des

prestations de confort et de sécurité ainsi qu'à la demande croissante des consommateurs pour des véhicules de gamme supérieure, en général plus lourds.

La réduction des frottements internes au moteur est une piste très intéressante puisqu'elle agit directement sur le rendement moteur lui-même. Cette piste a déjà été largement explorée au cours des dix dernières années et a d'ores et déjà permis aux moteurs de dernière génération de bénéficier de niveaux de consommation bien inférieurs à ceux de leurs prédécesseurs.

Longtemps considéré comme un moyen d'accroître les performances pures du moteur, l'augmentation du couple spécifique (couple maximum rapporté au litre de cylindrée) est aujourd'hui considérée comme l'un des moyens les plus efficaces pour réduire la consommation. De fait, associée à une réduction de la cylindrée du moteur ("downsizing"), cette solution permet de réduire considérablement les pertes internes au moteur avec un effet direct sur le rendement énergétique. Quant à la réduction du frottement de la chaîne de traction de l'ensemble du véhicule, celle-ci aura un impact relativement faible du fait des excellents niveaux de rendement mécanique déjà atteints.

Les gains à attendre d'une réduction de la traînée aérodynamique du véhicule sont également relativement modestes du fait de la vitesse moyenne relativement faible du cycle d'homologation. Bien entendu, ce paramètre devient au contraire prépondérant pour les grandes vitesses observées sur autoroute (130 km/h).

En conclusion, la méthode la plus efficace et la plus directe pour réaliser une réduction significative de la consommation en carburant des véhicules automobiles passe par l'amélioration du moteur, /101/.

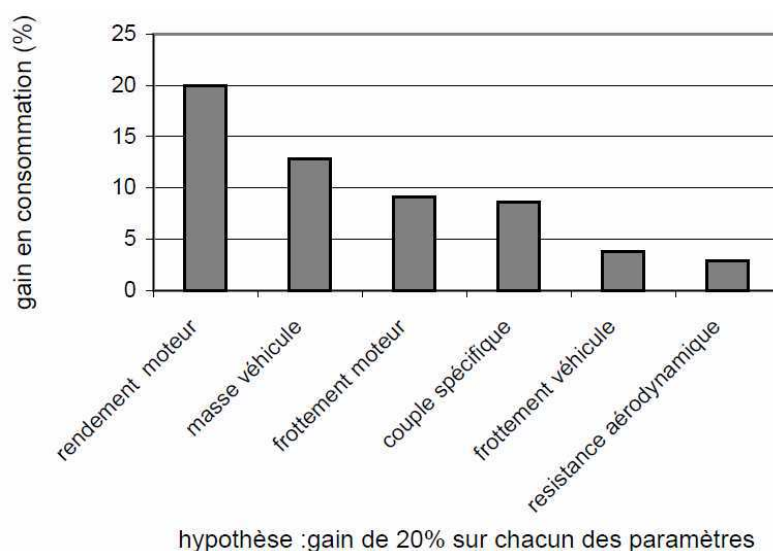


Fig. 1.5 Principales voies de réduction de la consommation de combustible des automobiles, /101

La conception et la réalisation du moteur à combustion interne représentent un immense compromis entre la performance, l'économie de carburant et la quantité des substances

polluantes émises dans l'atmosphère. Ces trois facteurs sont liés et il est impossible d'optimiser l'un d'entre eux sans dégrader, plus ou moins, les deux autres. Si nous nous rapportons à l'économie de combustible du moteur à allumage commandé, selon la figure 1.6, le rendement maximum est situé autour de la valeur de 33%. En analysant la zone d'utilisation fréquente du moteur (ZUF = domaine des charges et des bas et moyens régimes), on observe une importante dégradation énergétique.

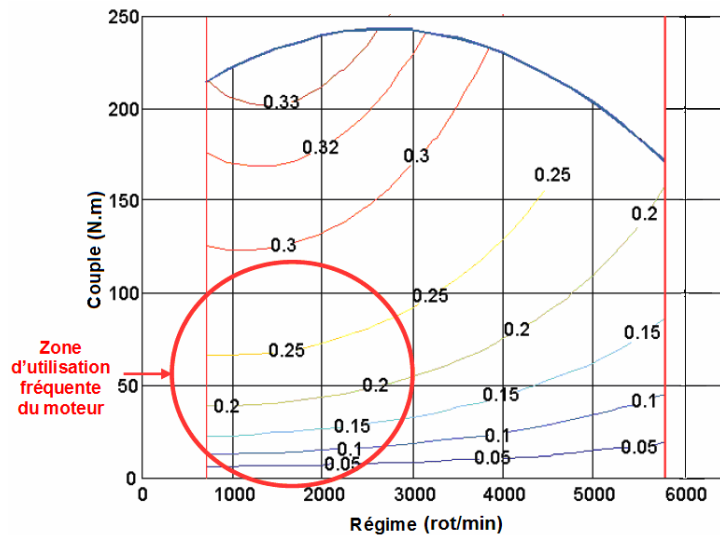


Fig. 1.6. Courbes d'isorendement du moteur, /81/

Le fonctionnement inefficace du moteur automobile dans les basses charges et les faibles régimes, suscite l'intérêt pour la recherche de solutions techniques qui agissent pendant cet intervalle de fonctionnement.

Pour le moteur à allumage commandé, une amélioration sensible peut-être apportée par *la distribution variable*. Celle-ci agit de manière flexible, et par un réglage automatisé et adapté au point de fonctionnement du moteur.

La solution *distribution variable* se justifie par l'impact extrêmement important sur la courbe de couple et sur les performances économiques et écologiques du moteur.

C'est pourquoi, aujourd'hui, *la distribution variable* gagne rapidement du terrain, et tend à se généraliser sous diverses variantes (v. § 2).

La distribution variable offre l'opportunité de maintenir le fonctionnement du moteur à rendement élevé, surtout dans le domaine des bas et moyens régimes, alors que le fonctionnement du moteur standard (sans distribution variable), est tributaire au compromis réalisé au moment de l'établissement de la distribution classique (fixe).

1.2. Objectifs de la thèse

Le but principal de cette thèse est l'étude approfondie des phénomènes qui se déroulent pendant le processus d'admission d'un moteur à allumage commandé qui présente la possibilité de variation de la hauteur de la levée des soupapes d'admission, pour diminuer la consommation de carburant en ZUF. Le Laboratoire de Moteurs Thermiques pour Automobiles à l'Université de Pitești dispose d'un prototype d'un tel moteur (figure 1.7), /9, 42, 62, 104/.

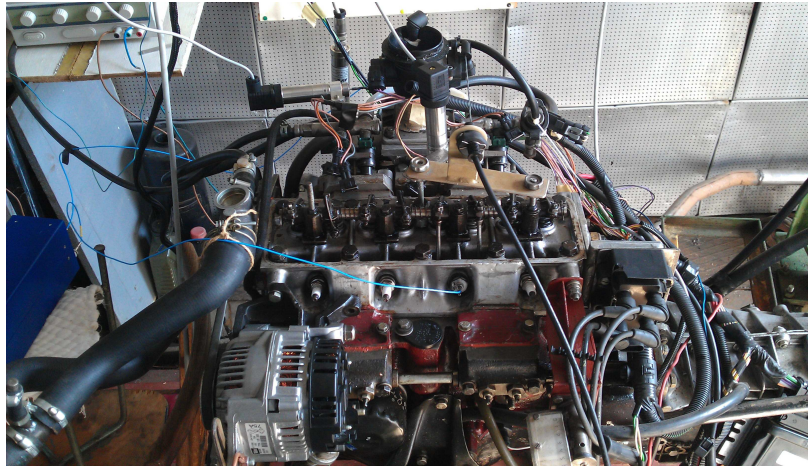


Fig. 1.7. Moteur prototype, /62/

Le système assure une variation continue de la levée de la soupape pendant le fonctionnement du moteur, il permet donc une meilleure adaptation du diagramme de distribution sur tous les points de fonctionnement du moteur (v. § 2). Les expérimentations effectuées sur ce moteur ont montré une réduction importante de la consommation de carburant au régime de ralenti, /9, 41, 42, 43, 45, 104/.

Le moteur représente un système complexe et il est très difficile d'effectuer des mesures de caractérisation de l'écoulement du fluide à l'intérieur du cylindre. Pour cette raison les simulations numériques constituent une bonne alternative. Elles peuvent, dans une certaine limite, se substituer aux moyens d'essais et engendrer des gains de temps et de coûts de développement appréciables. Grâce aux performances des ordinateurs actuels, les processus d'un moteur à combustion interne peuvent être abordés d'une manière réaliste, par modélisation et simulation numérique.

Donc, pour comprendre et expliquer les phénomènes qui se déroulent pendant le processus d'admission du moteur prototype, présenté figure 1.7, on utilisera dans cette thèse de doctorat une approche numérique. Dans ce but l'auteur utilisera les méthodes CFD⁴, proposées par le programme ANSYS-Fluent.

⁴ CFD – Computational Fluid Dynamics

1.3. Conclusions

Quoique le moteur à combustion interne représente encore la plus utilisée source énergétique du domaine routier, il est confronté à des problèmes qui tiennent à la dégradation de l'environnement. Il s'agit de la mobilité routière, en tant que moteur du développement économique et aussi, comme on l'a déjà démontré dans ce chapitre, du transport routier, qui exerce une importante influence négative sur l'environnement.

Donc, plus que jamais, il est nécessaire de trouver un équilibre entre l'augmentation naturelle de la mobilité routière et la protection de l'environnement.

Par rapport à d'autres solutions considérées des sources énergétiques alternatives, *le moteur à combustion interne* reste, pour le moment, la variante la plus convenable du point de vue de la densité de puissance, de la densité d'énergie stockée, du temps de fonctionnement possible et du prix.

Le moteur à combustion interne est encore susceptible d'être amélioré. Dès son apparition et jusqu'à ce moment, les constructeurs de moteurs ont exploité surtout trois axes:

- Automatisation et optimisation du dosage,
- Automatisation et optimisation de l'allumage,
- Optimisation organologique du moteur entier.

Pendant ses étapes d'évolution, le moteur thermique a passé d'un réglage manuel de l'avance à l'allumage, à l'un, complètement automatisé, caractérisé par un feedback continu, dû au contrôle électronique. Ce domaine de l'électronique a aussi influencé le système de dosage du combustible et le traitement des émissions polluantes qui a eu comme conséquence l'automatisation et l'optimisation de son fonctionnement.

On peut ajouter à ces axes, l'optimisation des paramètres fondamentaux du système de distribution qui offre de nombreuses opportunités d'approche du point de vue du fonctionnement du moteur à rendement maximal, surtout dans le domaine des zones d'utilisation fréquente (ZUF), là où le fonctionnement du moteur standard (*sans distribution variable*) dépend du compromis réalisé au moment de l'établissement des paramètres de la distribution classique (fixe).

2. Etat de l'art: la distribution à soupapes

2.1. Remplissage. Analyse fonctionnelle

2.1.1. Perméabilité. Caractéristiques de la loi de levée de soupape

Le système d'admission des moteurs à allumage commandé, non suralimenté, comprend le filtre à air, le conduit de liaison, le papillon de gaz, le conduit d'admission, la portée de la soupape et la soupape.

Les pertes gazodynamiques, déterminées par le frottement du courant de gaz avec les parois, par les variations locales de pression et par les changements de la trajectoire d'écoulement, auront comme conséquence la réduction de pression le long du trajet, cylindre inclus, par rapport à la pression initiale, figure 2.1, ce qui influence négativement la *perméabilité* du système d'admission.

L'intérêt de l'étude de la variation de la pression le long du circuit d'admission provient du fait que celle-ci caractérise la *perméabilité* du système (v. § 3 et 4). La section de passage des gaz à la soupape/aux soupapes d'admission est également une grandeur importante, qui influence la *perméabilité* du système d'admission. Les divers paramètres géométriques de la soupape et de la distribution qui exercent une influence sur la *perméabilité* sont donc passés en revue dans ce chapitre.

La section de passage offerte par la soupape peut être calculée par l'intermédiaire de l'aire latérale du tronc de cône avec la génératrice AB (figure 2.2):

$$A_s = \frac{\pi \cdot (BB' + AA') \cdot AB}{2} = \pi \cdot h_s \cdot \cos \gamma \cdot (d_s^* + 0,5 \cdot h_s \cdot \sin 2\gamma) \quad (2.1)$$

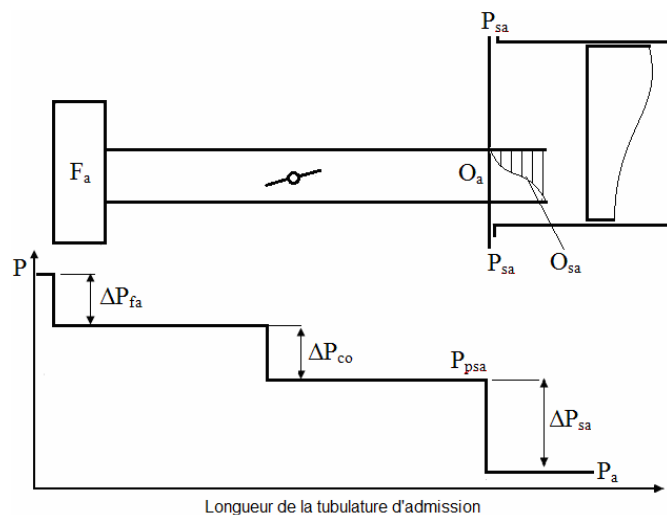


Fig. 2.1 Variation de la pression le long du conduit d'admission

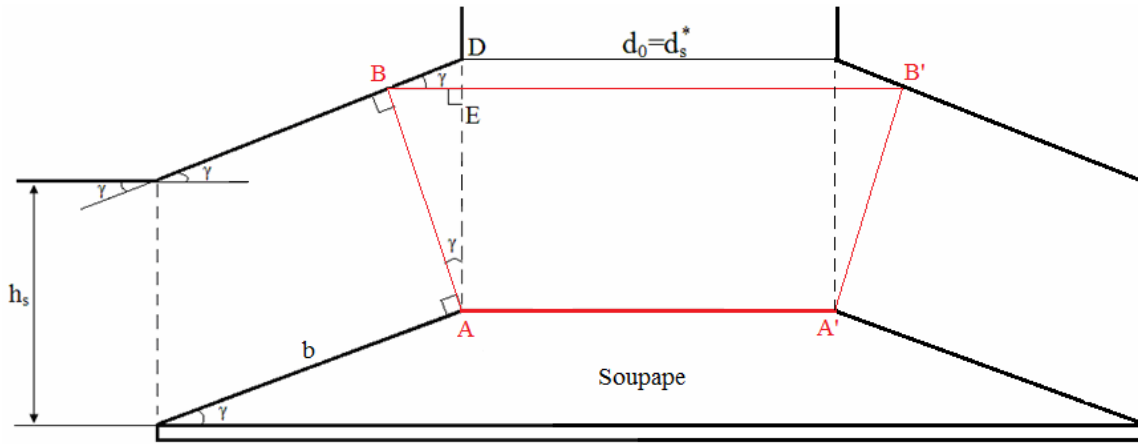


Fig. 2.2. Schéma pour le calcul de la section de passage des gaz à la soupape d'admission

Concernant la *perméabilité* du système d'admission, pour le petit diamètre de la portée de la soupape d_s^* , il y a deux exigences opposées : d'une part, être aussi grand que possible, pour que les pertes gazodynamiques soient plus réduites et d'autre part, être aussi petit que possible pour augmenter la longueur b , du siège, afin de réduire la pression de contact donc diminuer l'usure.

Pour le calcul de la section du passage des gaz au niveau de la soupape, l'ouvrage /35/ indique une relation simplifiée (v. figure 2.3):

$$A_s = \pi \cdot d_s \cdot h_s \sin \theta = \pi \cdot d_s \cdot h_s \cos \gamma, \quad (2.2)$$

où : d_s est le diamètre de "référence" de la portée

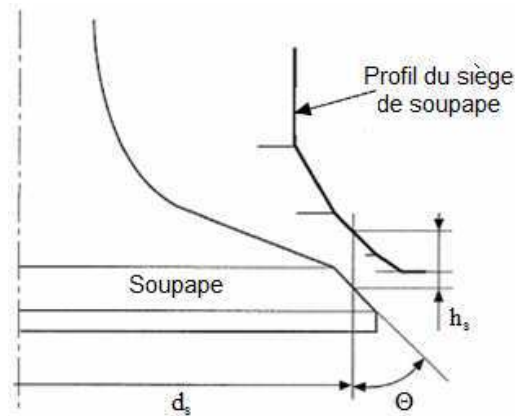


Fig. 2.3. Schéma pour le calcul simplifié, /35/

En appliquant l'équation de continuité simplifiée et en acceptant l'hypothèse d'incompressibilité du fluide, par l'emploi de la relation 2.2, il résulte que :

$$W_s \cdot A_s = W_p \cdot A_p \Rightarrow \begin{cases} \frac{W_p}{W_s} = \frac{A_s}{A_p} = 4 \cdot \left(\frac{d_s}{D}\right)^2 \cdot \frac{h}{d_s} \cdot \sin \theta & (a) \\ W_s = \frac{W_p \cdot A_p}{A_s} & (b) \end{cases} \quad (2.3)$$

où : A_p = aire du piston, D = diamètre du piston (ou l'alésage du moteur),

W_p = vitesse du piston, W_s = vitesse de gaz à la soupape.

Donc, si l'on considère, que pour un régime donné, c'est-à-dire pour une vitesse du piston donnée, la perte de la charge au niveau de la soupape se réduit, quand la vitesse des gaz au niveau de la soupape diminue aussi, il est évident qu'une *perméabilité* importante signifie un rapport W_p / W_s élevé (v. relation 2.3, a). Cette situation conduit, dans le cas d'un alésage fixe, au choix d'un diamètre de soupape le plus grand possible; pour un D et un d_s , donnés, l'objectif précédent peut être obtenu par l'augmentation au maximum de la loi de mouvement de la soupape, $h(\alpha)$.

Mais la réduction du régime détermine la réduction de la vitesse d'écoulement des gaz au niveau de la soupape d'admission, ce qui n'aide ni le processus de formation du mélange, ni le processus de combustion. Le niveau maximal de la vitesse d'écoulement des gaz par la soupape d'admission est établi au régime de puissance maximale, de sorte que les pertes de charge aient des valeurs acceptables. Pour une réduction du régime de fonctionnement, le rétablissement de la vitesse d'écoulement ne peut se réaliser que par une réduction de la section de passage au niveau de la soupape d'admission. Cette conservation de vitesse suppose l'utilisation d'un système de distribution variable, capable, d'une variation de la hauteur de levée de la soupape d'admission (v. § 2.2).

Pour l'analyse comparative des lois diverses de mouvement de la soupape d'admission, obtenues par l'introduction d'un système de distribution variable, on peut utiliser les paramètres suivants.

- *Le produit section - temps de la soupape d'admission :*

$$TS_{SA} = \int_{\tau_{DSA}}^{\tau_{ISA}} A_{SA} d\tau \quad [m^2 \cdot s] \quad (2.4)$$

En remplaçant le temps avec l'angle de rotation du vilebrequin ($d\tau = d\alpha/6n$), il résulte :

$$TS_{SA} = \frac{1}{6 \cdot n} \int_{\alpha_{DSA}}^{\alpha_{ISA}} A_{SA} d\alpha \quad [m^2 \cdot s] \quad (2.5)$$

La nouvelle intégrale de la relation précédente s'appelle le *produit angle - section* de la soupape d'admission

$$US_{SA} = \int_{\alpha_{DSA}}^{\alpha_{ISA}} A_{SA} d\alpha \quad [m^2 \cdot \text{°Vb}] \quad (2.6)$$

- *La vitesse et l'accélération de la soupape* s'obtiennent par dérivation numérique, ayant comme point de départ la loi de mouvement de la soupape d'admission $h(\alpha)$:

$$v_s = h' = \frac{dh}{d\alpha} = \frac{h_{i+1} - h_{i-1}}{2\Delta\alpha} \quad [mm / \text{°Vb}] \quad \Rightarrow \quad v_s = \frac{h_{i+1} - h_{i-1}}{2\Delta\alpha} \cdot \omega_{AK} \cdot \left(\frac{180}{\pi} \right) \cdot 10^{-3} \quad [m / s] \quad (2.7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} a_s = h'' = \frac{d^2 h}{d\alpha^2} = \frac{h_{i+1} + h_{i-1} - 2h_i}{(\Delta\alpha)^2} \quad [mm / (^{\circ}Vb)^2] \\ a_s = \frac{h_{i+1} + h_{i-1} - 2h_i}{(\Delta\alpha)^2} \cdot \omega_{AD}^2 \cdot \left(\frac{180}{\pi}\right)^2 \cdot 10^{-3} \quad [m / s^2] \end{array} \right. , \quad (2.8)$$

La figure 2.4 présente la cinématique de la soupape d'admission. On observe les rampes d'ouverture et de fermeture; celles-ci ne participent pas réellement à la levée de la soupape. Pour des distributions qui fonctionnent avec un jeu thermique (v. § 2.2.3), elles permettent d'établir le contact entre les pièces (came/soupape, à l'ouverture et soupape/siège, à la fermeture) avec des vitesses d'impact suffisamment faibles. Pour les distributions qui fonctionnent sans jeu (celles qui possèdent des poussoirs hydrauliques), les rampes d'ouverture et de fermeture sont soit plus petites en hauteur et en temps, soit inexistantes.

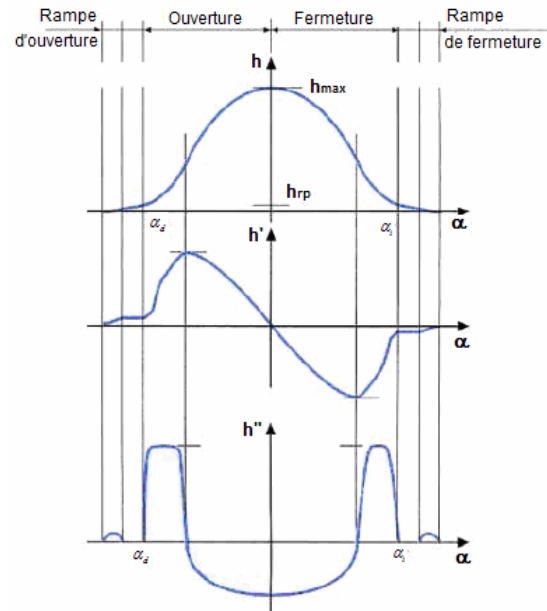


Fig. 2.4. Cinématique de la soupape, /35/

2.1.2. Diagramme de distribution

Le mécanisme de distribution d'un moteur thermique comprend la totalité des éléments qui déterminent l'ouverture et la fermeture périodique des espaces d'admission et d'échappement et qui permettent l'échange de gaz (l'admission des gaz frais et l'échappement des gaz brûlés).

Son rôle est de définir la loi d'évolution des sections de passage, par lesquelles passent le mélange frais et les gaz brûlés. Il a aussi le rôle d'assurer l'étanchéité des cylindres pendant les phases de compression et de détente du moteur. L'influence du système de distribution est décisive sur les performances dynamiques, de consommation et de dépollution du moteur.

Pour mettre en évidence les principaux paramètres qui définissent le mécanisme de distribution du moteur, on recourt au *diagramme de distribution*, (figure 2.5.).

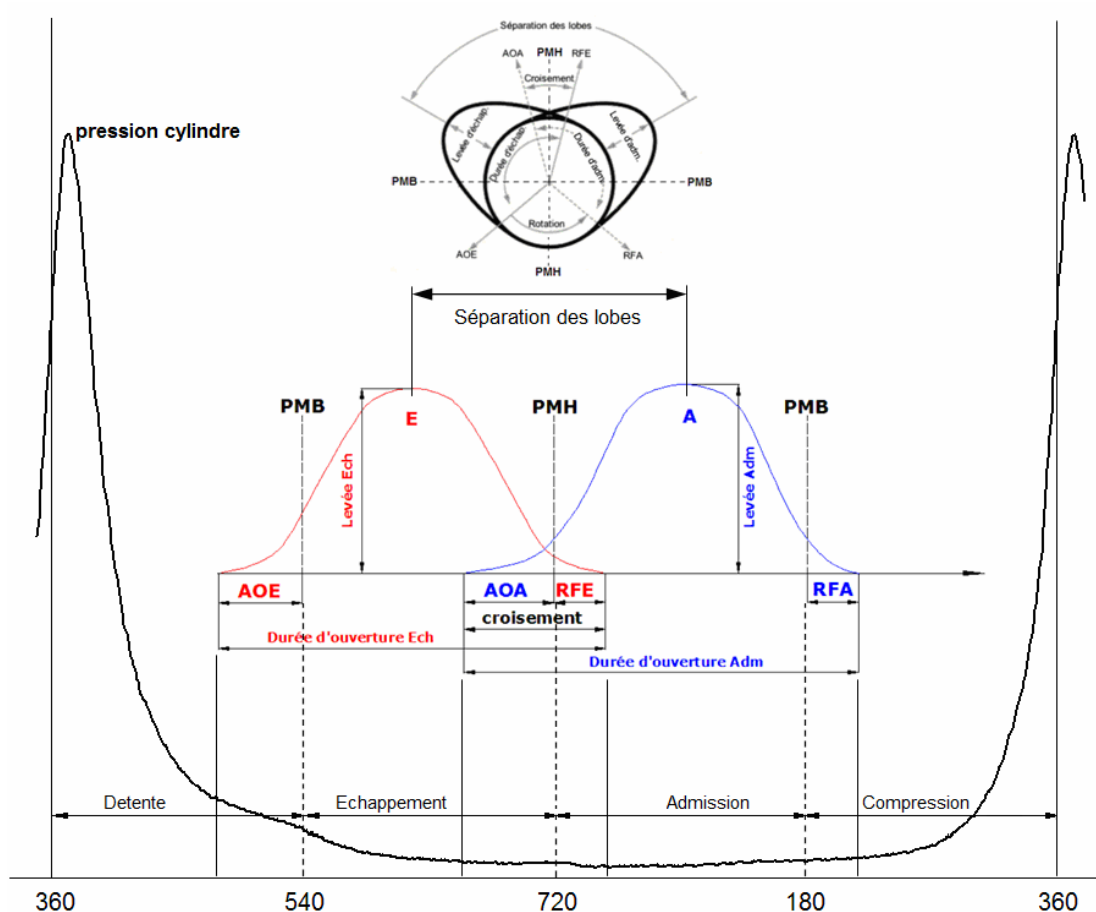


Fig. 2.5. Diagramme de distribution. Paramètres de distribution, /9/

Le diagramme de distribution représente la variation des hauteurs de levée des soupapes en fonction de la position angulaire du vilebrequin, $h_{SA}, h_{SE}[\text{mm}] = f(\alpha)$, par rapport aux points morts (*PMB* et *PMH*). Ce diagramme est caractérisé par les paramètres suivants:

- $AOA [^\circ Vb]$ = avance (par rapport à *PMH*) à l'ouverture de la soupape d'admission,
- $RFA [^\circ Vb]$ = retard (par rapport à *PMB*) à la fermeture de la soupape d'admission,
- $AOE [^\circ Vb]$ = avance (par rapport à *PMB*) à l'ouverture de la soupape d'échappement,
- $RFE [^\circ Vb]$ = retard (par rapport à *PMH*) à la fermeture de la soupape d'échappement,
- Le croisement ou la superposition de l'ouverture des soupapes $[^\circ Vb] = AOA + RFE$,
- La durée d'ouverture de l'admission $[^\circ Vb] = AOA + 180^\circ + RFA$,
- La durée d'ouverture d'échappement $[^\circ Vb] = AOE + 180^\circ + RFE$,

Les pentes des rampes d'ouverture et de fermeture étant très faibles, il est difficile de définir avec précision les avances et les retards. Pour cette raison ces valeurs sont fournis à une hauteur standard/de référence (ex. 0.2 mm). Compte tenu de cette règle, la variation de la hauteur de levée est aussi accompagnée de la variation des moments d'ouverture et de fermeture de la soupape donc, de la variation de la durée d'ouverture, (v. § 2.2.3). Dans la pratique cette incidence est bien réelle sur le fonctionnement du moteur car les phases de vidange ou de remplissage sont très peu affectées sur les premiers millimètres de levée de la soupape.

2.1.2.1. Incidence du diagramme sur le cycle basse pression

Avance à l'ouverture de la soupape d'échappement, AOE

L'AOE est favorable à la vidange du cylindre. Pourtant, elle ne doit pas être trop grande pour ne pas dégrader le rendement du cycle haute pression (v. aire „a” dans la figure 2.6, a). Les avantages d'une ouverture anticipée sont les suivants :

- la pression des gaz brûlés est élevée, ce qui assure une vidange libre, par la détente des gaz dans le conduit d'échappement et détermine l'augmentation de l'amplitude des phénomènes acoustiques dans la tubulure d'échappement;

- au moment de l'arrivée au PMB, la section de passage au niveau de la soupape étant significative, il s'ensuit une réduction des pertes de charge pendant toute la phase de refoulement

- la pression dans le cylindre, au début de la course d'échappement est réduite, ce qui détermine la diminution du travail consommé pendant cette course, (v. aire „b” dans la figure 2.6, a).

Retard à la fermeture de la soupape d'échappement RFE

RFE doit exister pour éviter la recompression des gaz résiduels brûlés à la fin de la course d'échappement (v. aire „a” dans la figure 2.6, b) et pour assurer la vidange du volume mort en exploitant, ainsi, les éventuels phénomènes pulsatoires. En effet, l'onde de pression générée par l'ouverture de la soupape se propage dans le système d'échappement, pour se refléter dans une onde de dépression qui remonte vers la soupape. Pour être correctement exploitée, cette dépression doit assurer la vidange du volume mort, lorsque le piston est au voisinage du PMH (i.e. quand la vitesse du piston est presque nulle). Pour cela, la soupape d'échappement doit être encore ouverte. Cependant, la fermeture de la soupape d'échappement ne doit pas s'effectuer trop tardivement, pour éviter l'aspiration des gaz brûlés dans le cylindre.

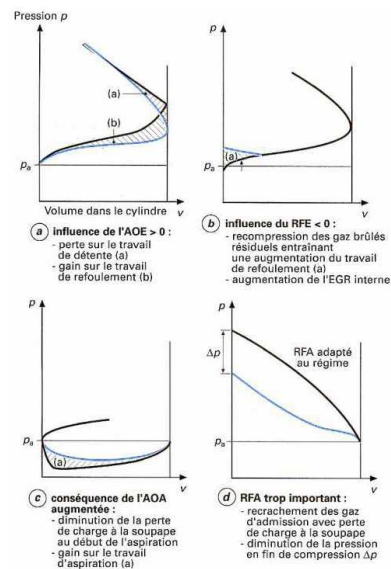


Fig. 2.6. Influence du diagramme de distribution sur le fonctionnement du moteur, /35/

Avance à l'ouverture de la soupape d'admission AOA

L'AOA conditionne la section de passage du gaz au début de la phase d'aspiration. En augmentant l'AOA, la perte de charge à la soupape diminue, (v. aire „a” figure 2.6, c), ce qui permet une meilleure conversion du travail du piston en énergie cinétique de l'air du collecteur. Cette énergie cinétique est ensuite récupérée à la fin de la phase d'admission, permettant ainsi d'améliorer le remplissage. L'AOA améliore, donc, la perméabilité pendant la phase d'admission, diminuant le travail de pompage. Pourtant, l'AOA doit être limitée pour éviter le refoulement d'une partie des gaz brûlés dans le conduit d'admission.

Croisement des soupapes, AOA+RFE

Quand le piston se trouve au voisinage de *PMH*, et les processus d'échappement et d'admission se succèdent, on constate que la chambre de combustion est en communication avec le conduit d'admission et aussi avec celui d'échappement. Cette phase s'appelle croisement ou ouverture simultanée des soupapes et elle est responsable de l'*EGR* interne dont l'intensité dépend du point de fonctionnement du moteur.

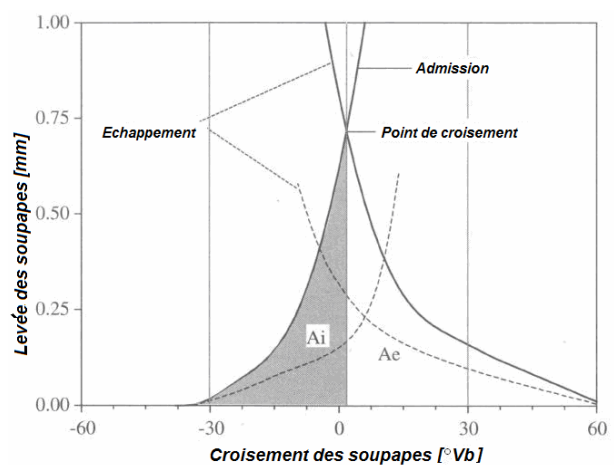


Fig. 2.7. L'aire qui correspond à la durée du croisement, /9/

Aux bas régimes, il est préférable d'adopter une étendue angulaire réduite du croisement pour diminuer le mixage entre la charge fraîche et les gaz d'échappement. Pour les hauts régimes, quand le temps disponible pour le mélange est diminué, on peut procéder à un élargissement du croisement pour améliorer le remplissage du cylindre.

Même si l'on parle souvent, dans les analyses effectuées de la phase de croisement des soupapes du point de vue de "l'extension angulaire", on peut considérer que l'approche du point de vue "aire", est plus convaincante, car ce paramètre influence directement les sections d'écoulement pour les deux types de soupapes, c'est-à-dire l'échange de gaz.

Par exemple, pour deux croisements identiques du point de vue de la durée angulaire, en fonction de la loi de la came, on peut avoir des surfaces différentes (figure 2.7). Cette situation peut être analysée comparativement par l'angle - section de la soupape (v. relation 2.6)

Retard à la fermeture de la soupape d'admission RFA

La fermeture de la soupape d'admission doit s'effectuer suffisamment tard pour bénéficier de l'énergie cinétique acquise par les gaz pendant l'aspiration et des phénomènes dynamiques susceptibles d'augmenter le remplissage.

Pour un certain régime n_1 (figure 2.8) où le rendement du remplissage, η_v est maximal, la soupape d'admission ferme au point 1, à la pression p_1 égale à la pression du conduit d'admission.

Pour le régime $n_2 > n_1$ à la même charge, le diagramme de pompage change, de sorte que, au moment de la fermeture de la soupape d'admission, $p_1 < p_1$. On obtient une réduction de la période de postremplissage. Pour augmenter l'efficacité du postremplissage, la soupape devrait être fermée au plus tard au point 2. Pour $n_3 < n_1$, à cause

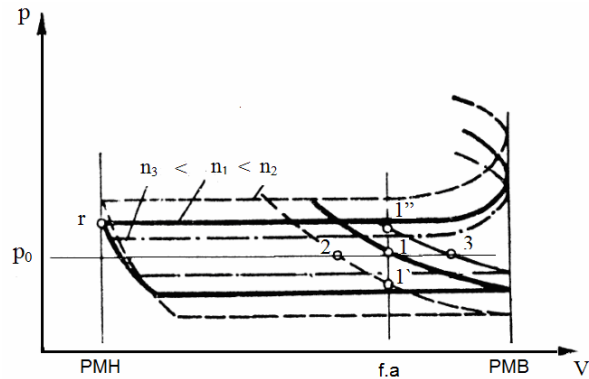


Fig. 2.8. Diagrammes de pompage par rapport au régime et aux moments de fermeture de la soupape d'admission, /1/

de la conversion du diagramme de pompage au sens inverse, $p_{1''} > p_1$, à la fin du processus a lieu un refoulement de la charge fraîche dans le conduit d'admission. Pour éviter ce phénomène, la soupape d'admission doit être fermée en avance au point 3, /1/.

Donc, pour chaque régime, pour augmenter le remplissage, on doit trouver une valeur optimale pour le RFA. Dans tous les cas, le RFA doit augmenter avec l'accroissement du régime.

2.1.2.2. Incidence du diagramme sur le cycle haute pression

Influence du RFA sur la compression

On a d'une part expliqué l'influence du RFA sur le rendement du remplissage, ce qui, évidemment a des conséquences sur le cycle haute pression.

D'autre part, le moment de la fermeture de la soupape d'admission (FSA), représentant le début du processus de compression, il en résulte que sa valeur influence la pression de fin de compression (figura 2.6, d). On peut donc définir le rapport effectif de compression ϵ_{ec} , /20, 22, 103/:

$$\epsilon_{ec} = \frac{V_{FSA}}{V_k} < \epsilon_c = \frac{V_s + V_k}{V_k}, \quad (2.9)$$

où V_k est le volume de la chambre de combustion/volume mort et V_s est la cylindrée unitaire.

Donc plus le *RFA* sera significatif, plus le *rendement de cycle* sera réduit, du fait d'un rapport effectif de compression diminué ($\eta_{ono} = 1 - \frac{1}{\epsilon_{ec}^{k-1}}$)

Influence de l'AOE sur le travail de détente

La figure 2.6, a présente l'influence de l'AOE sur le travail de détente.

- $AOE = 0$ (v. courbe noire, valable pour la détente isentropique) \Rightarrow le travail fourni est maximal
- $AOE > 0$ (v. courbe bleue), l'ouverture de la soupape avec avance détermine une réduction plus rapide de la pression, d'où résulte une diminution du travail de détente (v. aire „a” dans la figure 2.6. a)

En conclusion, à un régime donné, le choix de l'AOE doit être effectué pour assurer le meilleur compromis entre les pertes générées par le travail de détente et celles par pompage.

2.1.2.3. Incidence du diagramme sur les émissions polluantes.

Les émissions polluantes dépendent en partie de l'interaction entre les gaz admis dans le cylindre et les gaz d'échappement. Deux paramètres sont fondamentaux et gouvernent le recyclage des gaz brûlés du cycle précédent (*EGR* interne): le volume mort de la chambre de combustion et la durée du croisement des soupapes.

Considérons le cas d'un moteur à allumage commandé, non suralimenté.

Premier cas : croisement nul

Dans ce cas, survient ce qu'on pourrait appeler "le recyclage des gaz brûlés au sein de la chambre de combustion". L'ouvrage /35/ montre que dans ce cas, le taux massique d'*EGR* peut être estimé par la relation :

$$\frac{m_{gr}}{m_{gr} + m_{fp}} = \frac{V_S}{V_S + \frac{p_a}{p_{gr}} V_k \frac{T_{gr}}{T_a}} \quad (2.10)$$

où : m_{fp}, m_{gr} - masse du fluide d'admission, masse des gaz résiduels,

T_a, T_{gr} - température du fluide d'admission, température des gaz résiduels,

p_a, p_{gr} - pression des gaz d'admission, pression des gaz résiduels,

V_S - cylindrée unitaire,

En pleine charge, $p_a \approx p_{gr}$, il résulte:

$$\frac{m_{gr}}{m_{gr} + m_a} = \frac{1}{1 + (\varepsilon - 1) \frac{T_{gr}}{T_a}} \quad (2.11)$$

En appliquant la relation 2.11 pour un rapport de compression $\varepsilon = 10$ si $T_{gr}/T_a = 3$, il résulte que la masse de gaz brûlés représente 3.6% de la masse totale de gaz contenue dans le cylindre.

A très faibles charges, le taux d'*EGR* augmente sensiblement. Supposons $p_a/p_{gr}=0.3$. $\varepsilon=10$, $T_{gr}/T_a=3$, le pourcentage d'*EGR* atteint 11%.

Deuxième cas : croisement non nul

a) Comportement aux charges partielles

Lorsque la charge est contrôlée par le papillon de gaz, pendant le croisement des soupapes, la pression moyenne dans le conduit d'admission est inférieure à celle du conduit d'échappement. Il peut y avoir deux situations:

- avant le *PMH*, écoulement des gaz brûlés du cylindre, dans le conduit d'admission (écoulement inverse)

- après le *PMH*, aspiration simultanée des gaz brûlés, des conduits d'admission et d'échappement, dans le cylindre

Le rapport réel d'*EGR* est donc supérieur à la valeur calculée précédemment, surtout aux bas régimes. Au ralenti, le taux élevé d'*EGR* génère une combustion instable, traduite par des émissions polluantes importantes et des irrégularités du régime.

b) Comportement en pleine charge

La pression dans le conduit d'admission est voisine de la pression atmosphérique et les phénomènes acoustiques sont, dans ce cas, de forte amplitude. En fonction de leurs phases d'admission et d'échappement il peut y avoir soit un écoulement anormal des gaz brûlés vers le conduit d'admission, soit un écoulement anormal du fluide d'admission vers le conduit d'échappement. Dans ce dernier cas, si le moteur fonctionne en mélange homogène (à injection indirecte), il peut y avoir transfert de carburant dans l'échappement; ce phénomène détermine une émission importante d'hydrocarbures imbrûlés, /35/.

2.1.3. Aérodynamique interne du moteur

Le mouvement du fluide moteur dans le cylindre s'organise selon trois directions distinctes, /37/. L'une est parallèle à l'axe du cylindre – mouvement axial de vitesse \vec{W}_a , les

deux autres se trouvent sur un plan normal de l'axe du cylindre, parallèle à la tête du piston. Au plan normal, l'une des directions est suivant un rayon du cylindre – mouvement radial de vitesse \vec{W}_r ; l'autre est perpendiculaire à un rayon du cylindre – mouvement tangential de vitesse \vec{W}_t .

Le mouvement résultant est ainsi la somme de trois composantes.

$$\vec{W} = \vec{W}_a + \vec{W}_r + \vec{W}_t \quad (2.12)$$

2.1.3.1. Mouvement axial - tumble

Le mouvement de *tumble* est dû à l'impact du fluide avec la tête du piston. Cette situation génère l'apparition d'un mouvement de rotation du mélange du fluide frais par rapport au plan longitudinal du cylindre (figure 2.9.).

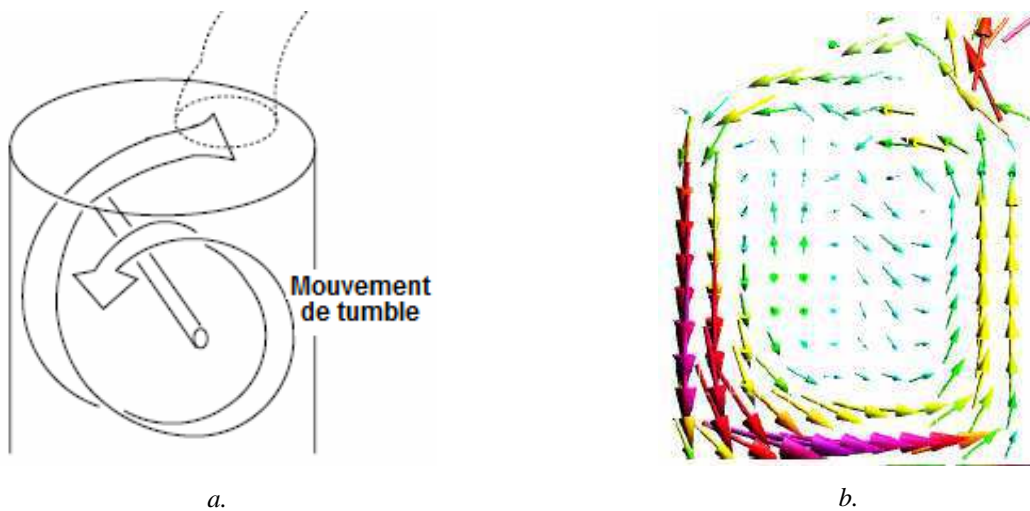


Fig.2.9. Représentation de l'écoulement du fluide dans le mouvement de tumble, /110/

Le mouvement de *tumble* peut être intensifié en optimisant la géométrie de la tête du piston, figure 2.10

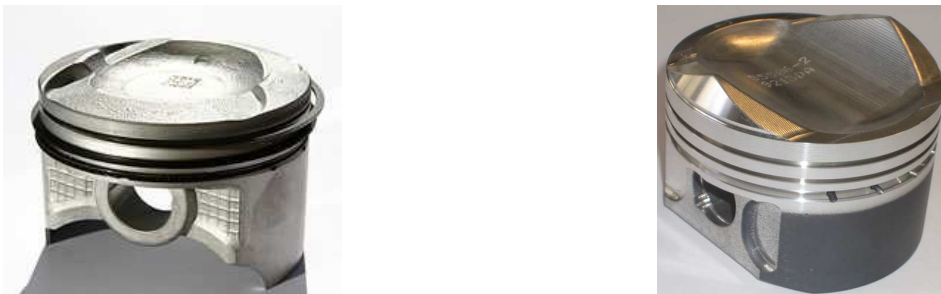


Fig.2.10. Différents types de pistons pour optimiser le mouvement de tumble, /56, 58/

On peut aussi améliorer ce mouvement par l'introduction d'un papillon de gaz dans le conduit d'admission, /2, 51/, (figure 2.11).

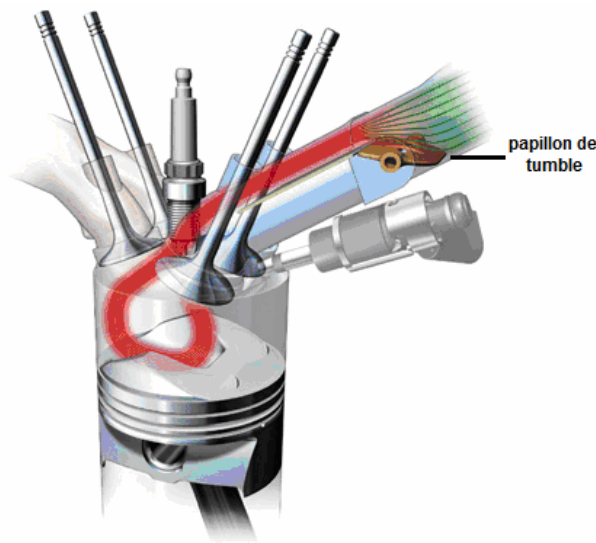


Fig. 2.11. Amélioration du mouvement de tumble, /51/

Le mouvement du fluide dans la direction axiale présente les particularités suivantes, /37/:

1. la vitesse moyenne du fluide dans la course d'admission varie d'une manière presque linéaire avec le régime et augmente avec la charge.
2. le phénomène de recyclage et de réflexion du fluide après avoir frappé le piston est plus faible, quand la portée de la soupape induit un mouvement hélicoïdal.
3. la distribution dynamique de la vitesse axiale montre qu'au voisinage des parois, le module de W_a est d'approximativement 50-80% plus grand qu'au centre du cylindre.

Le principal paramètre d'évaluation du mouvement axial est représenté par le rapport de *tumble*, TR , défini ainsi, /123/:

$$TR = \frac{60H_{x,z}}{2\pi M_{x,z} n} \quad (2.13)$$

où : $H_{x,z}$, $M_{x,z}$ représente le moment cinétique, respectivement le moment d'inertie correspondant aux axes X et Z, et n – régime du moteur (tr/min).

Dans les tableaux suivants, on met en évidence l'influence des différents paramètres du moteur sur le changement du rapport de *tumble*

- a) l'impact du déplacement du piston

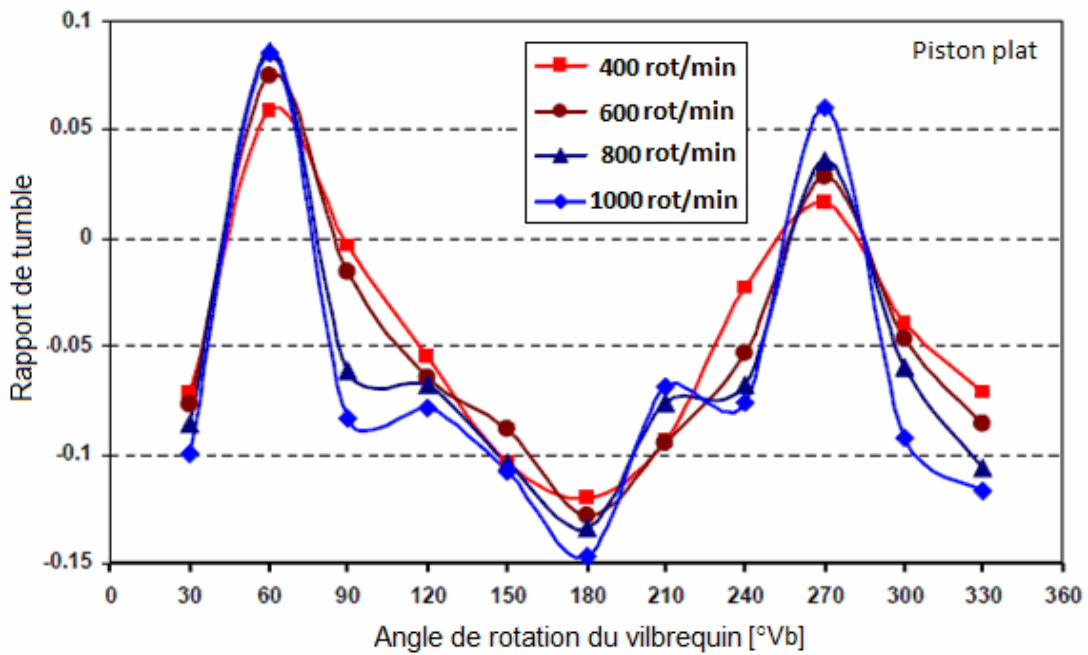


Fig. 2.12. Variation du rapport de tumble pour différents régimes, /86/

On peut remarquer, dans la figure 2.12 que le rapport de *tumble* dépend surtout de l'angle de rotation du vilebrequin, le changement de régime ayant une influence plus faible.

b) l'impact du changement du régime

La figure 2.13 présente la variation absolue du *TR* à 330°Vb (près de la fin de la compression) pour les régimes pris en considération. A cet angle de rotation du vilebrequin, plus la vitesse du moteur augmente, plus le taux de *tumble* s'intensifie. Il indique un accroissement global du mouvement de l'air.

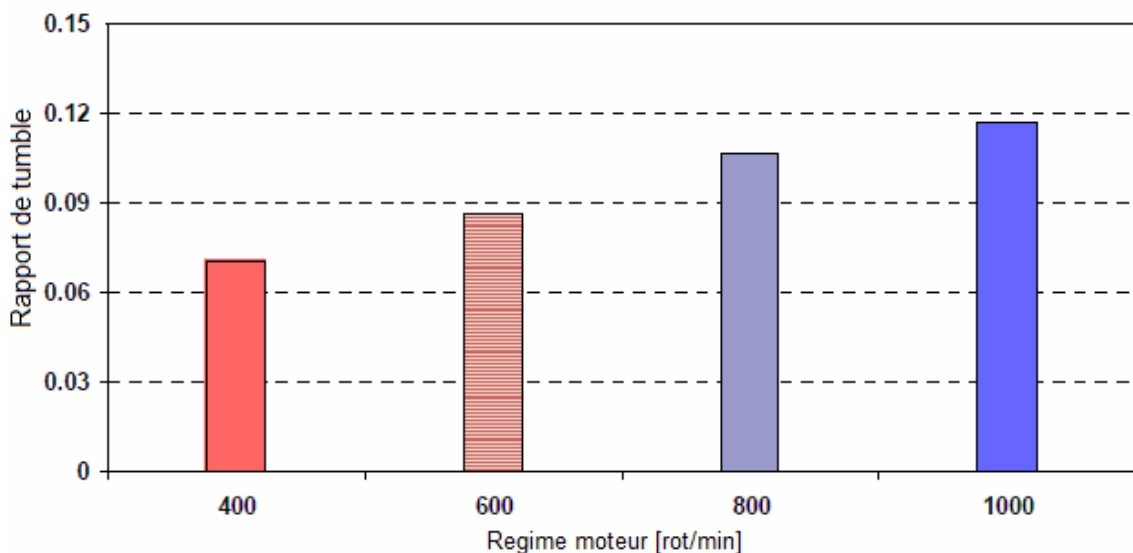


Fig.2.13. Variation du taux de tumble en fonction du régime du moteur, /86/

c) la variation du rapport de *tumble* avec l'ouverture de la soupape

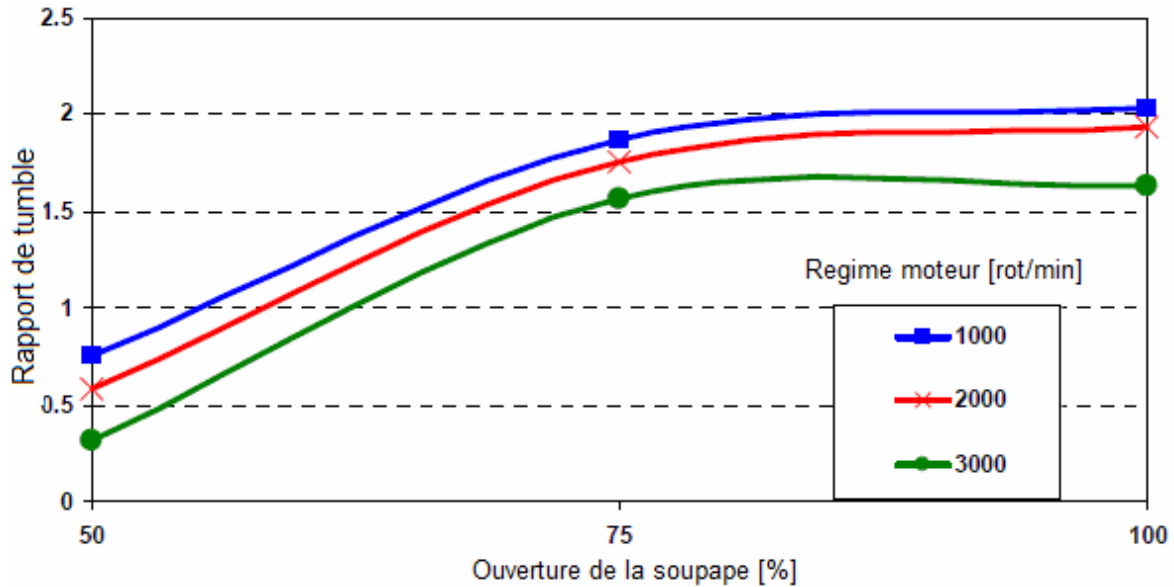


Fig. 2.14. Variation du rapport de *tumble* en fonction de l'ouverture de la soupape, /87/

La figure 2.14 montre la variation du rapport de *tumble* à l'ouverture de la soupape d'admission pour différents régimes. On peut observer que le rapport de *tumble* est plus élevé pour des ouvertures importantes de la soupape. A une ouverture plus grande de la soupape d'admission, le débit massique de l'air augmente, conduisant à l'accélération du fluide dans le cylindre. La zone de basse pression de l'amont de la soupape d'admission et la haute vitesse de l'air peuvent provoquer l'apparition de tourbillons de *tumble* dans le cylindre. Quand l'ouverture de la soupape est petite, il y a des pertes de pression et de vitesse dues au frottement du fluide sur les parois, réduisant ainsi le taux de *tumble*.

2.1.3.2. Mouvement tangentiel de rotation (*swirl*)

Le mouvement de *swirl* représente le mouvement de rotation de la masse de fluide d'admission, de l'intérieur du cylindre, au plan transversal (figure 2.15).

Le mouvement de *swirl* améliore la phase de formation du mélange, il génère une bonne et rapide homogénéisation. Le niveau d'homogénéité est étroitement lié au champ de vitesses et aux caractéristiques de la turbulence du cylindre. C'est une méthode particulière pour la dispersion très rapide du front de flamme pendant le processus de combustion.

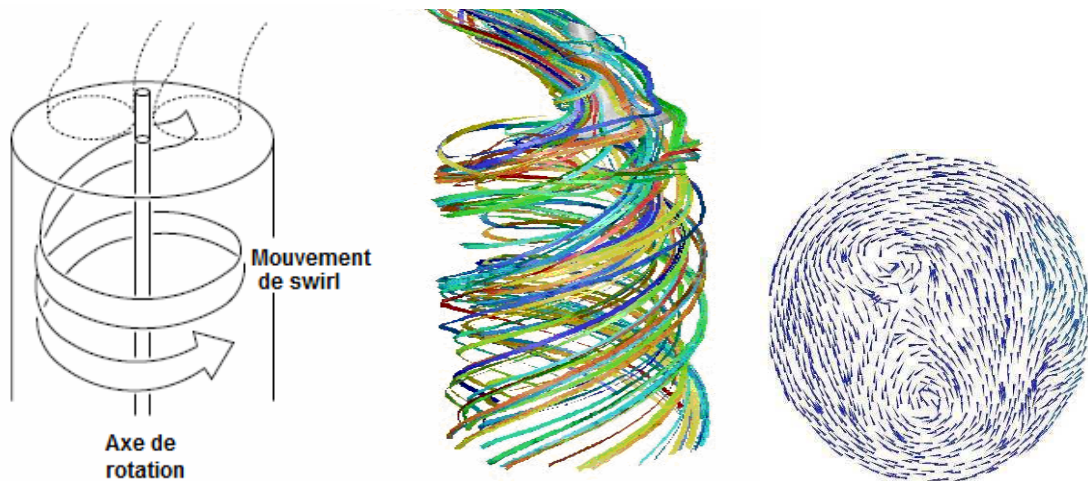


Fig. 2.15. Mouvement de swirl à l'intérieur du cylindre, /110, 65/

Ce mouvement est généré par la construction du système d'admission, pour qu'il imprime au mélange entrant dans le cylindre, une composante tangentielle. Cela se réalise par le "profilage" du conduit d'admission et de la soupape (figure 2.16).

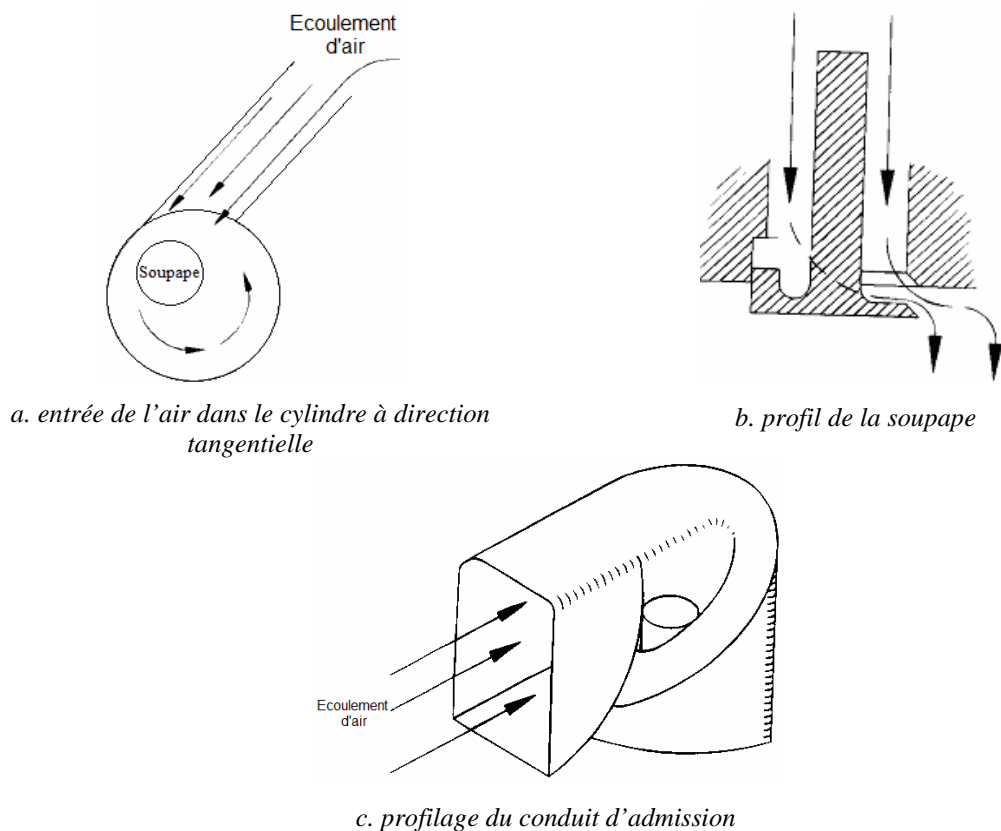


Fig. 2.16. Méthode d'engendrement du mouvement de swirl, /130/

Le mouvement de rotation du mélange dans le cylindre peut être évalué selon les paramètres suivants :

- a) vitesse angulaire de rotation ω_t (rad/s) ou régime n_t (tr/min) du mélange
- b) rapport de tourbillon ou le nombre de swirl n_s , défini par le rapport entre la vitesse angulaire de rotation du mélange et celle du vilebrequin:

$$n_s = \frac{\omega_t}{\omega} = \frac{n_t}{n} \quad (2.14)$$

Le nombre de *swirl* peut être calculé avec l'expression de l'ouvrage /33/

$$SN = \frac{\Gamma}{I \cdot 2 \cdot \pi \cdot n} \quad (2.15)$$

où Γ - moment angulaire du fluide, I - moment d'inertie du fluide, n – régime du moteur, (tr/s)

c) coefficient de *swirl* C_s – met en évidence la capacité du conduit d'admission de produire le mouvement tangentiel, /69/.

$$C_s = \frac{W_t}{W_{SA}} \quad (2.16)$$

où : \overline{W}_{SA} - vitesse moyenne obtenue à la soupape d'admission,

d) coefficient moyen de *swirl* C_{sm} , défini par :/69/

$$C_{sm} = \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} c_s d\theta \quad (2.17)$$

où : θ est la durée angulaire d'ouverture de la soupape

Cette grandeur offre des informations liées à l'efficacité du conduit d'admission, en ce qui concerne la production du mouvement de *swirl* pour un certain régime.

e) coefficient moyen absolu de *swirl*, C_{sma} , défini ainsi, conformément /69/

$$C_{sma} = C_{sm} \cdot n \quad (2.18)$$

2.2. Distribution variable

2.2.1. Méthodes de variation

Une *distribution est variable* quand, au moins l'un de ses principaux paramètres peut évoluer d'une manière continue ou discrète. Le degré de flexibilité de la distribution est accentué lorsque la variation des paramètres est indépendante.

La figure 2.17 représentent les variations possibles pour l'admission :

- variation de la hauteur de levée des soupapes avec le maintien constant de la durée.
- variation simultanée de hauteur et durée
- variation simultanée de la hauteur de levée et du moment de fermeture.
- variation simultanée de la hauteur et du moment d'ouverture.

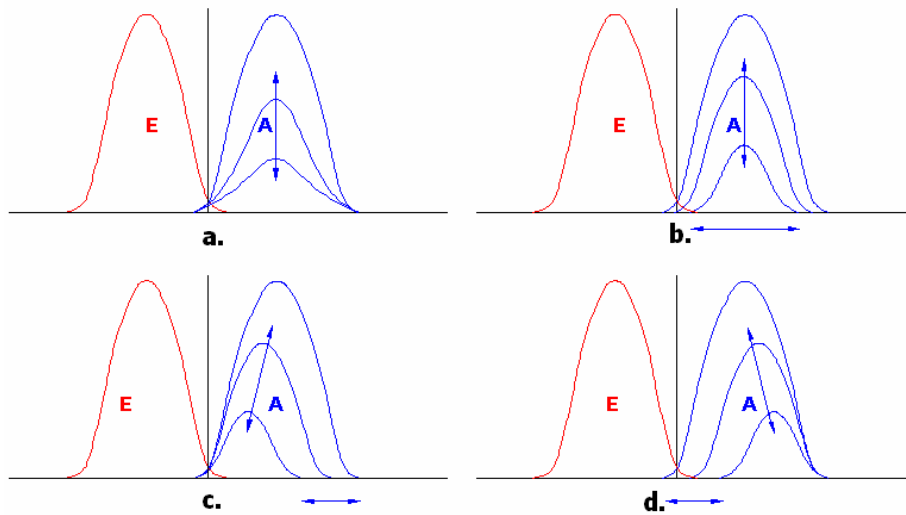


Fig. 2.17 Exemples de méthodes pour la variation des paramètres de distribution, /9/

L'idéal serait que tous les paramètres puissent être ajustés d'une manière continue et indépendante en accord avec les exigences fonctionnelles du moteur. Ceci pour le moment est difficile, voire impossible, surtout quand le système de distribution adopté est mécanique et repose sur l'utilisation des cames dont le profil est invariable.

Pour une vision d'ensemble sur les implications majeures qui résultent de l'utilisation d'un système d'une admission variable, on a recours au schéma de la figure 2.18, où sont mis en évidence les avantages suivants:

- réduction des pertes par pompage en éliminant le papillon de gaz, qui conduit au contrôle direct de la charge du moteur par les soupapes d'admission;
- contrôle de la qualité du mélange frais par l'intensification du mouvement turbulent;
- contrôle des écoulements inverses, pour le mélange frais et pour les gaz brûlés.

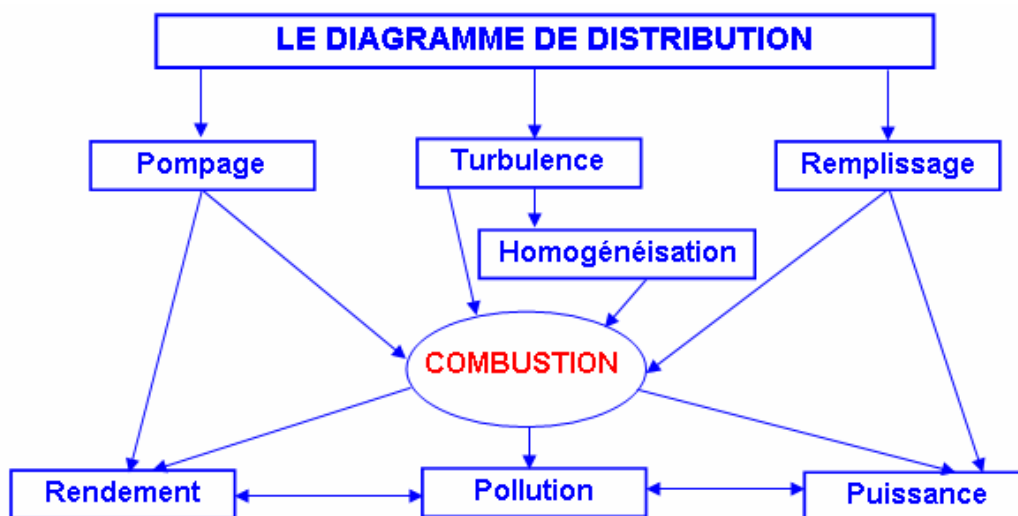


Fig.2.18 Implications de l'admission variable sur les performances du moteur, /9/

Les phénomènes énumérés auparavant influencent directement le processus de combustion. En conséquence, la distribution variable a une influence directe et simultanée sur le rendement énergétique, les émissions polluantes, le couple et la puissance du moteur.

Si l'on adopte un système de distribution variable à un moteur existant, les performances maximales de celui-ci peuvent être conservées, tandis que des améliorations importantes peuvent être obtenues pour l'économie de carburant et l'émission de produits polluants surtout pour les régimes de fonctionnement en charges partielles, /26/.

Conformément à la figure 2.18, on peut constater que les phénomènes liés directement au processus d'admission ont une grande importance sur les trois caractéristiques fondamentales du moteur : rendement, pollution, performances. Il est évident que la distribution variable du moteur à quatre temps, appliquées à la partie d'échappement du moteur, conduit à des qualités supérieures de celui-ci. Cependant dans ce mémoire, on s'intéressera plus spécifiquement à la distribution variable appliquée à l'admission.

En analysant les méthodes de variation des paramètres présentées dans la figure 2.17, on peut identifier les stratégies de travail permises par la distribution variable; les plus représentatives sont:

- *La fermeture précoce de la soupape d'admission, EIVC¹*
- *L'ouverture précoce de la soupape d'admission EIVO²*
- *La fermeture tardive de la soupape d'admission LIVC³*
- *L'ouverture tardive de la soupape d'admission LIVO⁴*
- *Variation du calage (VVT)*
- *La variation de la hauteur maximale de levée des soupapes; VIVL⁵*

Dans l'analyse que l'on conduira pour mettre en évidence les bénéfices apportés par ces stratégies et les processus qui en découlent, on se rapportera constamment au fonctionnement d'un moteur équipé d'un système de distribution classique, optimisé pour le régime du couple maximal.

¹ *Early Intake Valve Closing*

² *Early Intake Valve Opening*

³ *Early Intake Valve Opening*

⁴ *Late Intake Valve Opening*

⁵ *Variable intake Valve Lift*

2.2.1.1. Fermeture précoce de la soupape d'admission (EIVC)

Cette stratégie a comme but principal de réduire les pertes par pompage à l'admission et même d'obtenir le contrôle de la charge du moteur sans le papillon de gaz. Dans cette dernière situation, le débit de la charge fraîche qui entre dans le cylindre est réglé seulement par les soupapes d'admission qui assurent la fonction du papillon.

Pour que cela soit possible; une fois le régime de fonctionnement du moteur diminué, pour réduire la quantité nécessaire de charge fraîche, on peut recourir à la fermeture précoce des soupapes d'admission, c'est-à-dire après avoir retenue dans les cylindres du moteur, la charge fraîche exigée par le régime de fonctionnement, /26, 109, 115, 116/.

La valeur du paramètre *RFA* doit être ainsi réduite, en même temps avec le régime de fonctionnement par rapport à celle qui caractérise la distribution classique. Quand on prend en considération des régimes très bas de fonctionnement la fermeture de la soupape d'admission va se produire avant que le piston atteigne *PMB*, d'où l'appellation de *fermeture précoce de la soupape d'admission*.

La réduction du pompage à l'admission par l'utilisation de la stratégie *EIVC*, de plus en plus évidente au fur et à mesure de la diminution du régime de travail du moteur, est illustrée figure 2.19.

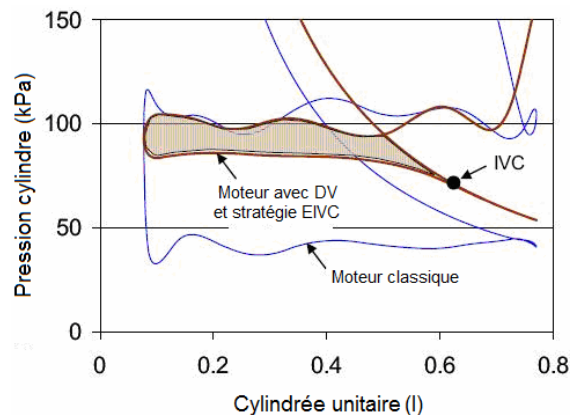


Fig. 2.19. Influence de la stratégie *EIVC* sur le pompage, /115/

Pour des pertes par pompage réduites de 50% à un régime proche du ralenti, sur un moteur équipé d'une distribution variable, la consommation de carburant a été réduite de 10-12%, /26/.

A des charges partielles et moyennes, l'économie de carburant obtenue par la stratégie *EIVC*, combinée à la réduction de la durée et de la hauteur de levée des soupapes d'admission peut être placée dans l'intervalle 5-7%.

L'explication de la réduction de la surface du diagramme de pompage consiste dans le fait que pour obtenir le débit nécessaire, dans le cas de l'admission sans papillon de gaz, le piston parcourt seulement une fraction de la course de descente, et la pression du cylindre où se déroule

ce processus est voisine à la pression atmosphérique. Même si, après la fermeture de la soupape, quand le piston continue sa descente, jusqu'à *PMB*, on va enregistrer un bas niveau de la pression absolue du cylindre, cet effet va être compensé ultérieurement, au début de la course de compression, par la récupération de l'énergie consommée.

Néanmoins, une fois le régime de fonctionnement du moteur réduit, par l'application de la stratégie *EIVC*, malgré la diminution sensible du pompage à l'admission, l'intensité du mouvement de la charge fraîche à la fin de la compression diminue beaucoup en conduisant à la dégradation de la stabilité de la combustion et à l'accroissement de l'émission d'hydrocarbures imbrûlés *HC*, /26, 75, 115/. A la limite, au ralenti, on a constaté que ce mouvement, à la fin de compression juste avant le déclenchement de l'allumage, était pratiquement nul. Pour les régimes de fonctionnement cités auparavant le rendement énergétique du moteur est très affecté aussi du fait que le degré de compression est sensiblement réduit, par rapport au moteur classique, /116/.

De plus, il est même possible que le degré d'homogénéité de la charge fraîche diminue, à cause de la réduction importante de la pression absolue et de la température dans le cylindre, après la fermeture de la soupape d'admission, quand le phénomène de condensation des vapeurs de combustible est prépondérant, /8, 14, 30, 40, 80, 115/.

Aux bas et très bas régimes, la stratégie *EIVC* doit donc être précautionneusement appliquée pour ne pas altérer le cycle du point de vue thermodynamique, ce qui peut être gagné par la réduction du pompage.

Pour contrecarrer partiellement ces effets, on a identifié quelques solutions qui pourraient être simultanément appliquées, quand on désire un maximum de bénéfices de la stratégie *EIVC*:

- réduction des hauteurs de levée des soupapes, /3, 75/;
- masquer la chambre de combustion pour augmenter l'effet de *Tumble -Chamber Mask*, /14, 80, 115/;
- double allumage (deux bougies par cylindre);
- désactiver une soupape d'admission et/ou l'ouverture différenciée des soupapes d'admission au cas des multisoupapes, /40, 88, 126/;
- système d'admission pour favoriser l'effet de swirl, /3, 115, 116/ désactivation du fonctionnement de quelques cylindres du moteur.

Donc, l'utilisation de la stratégie *EIVC* doit être envisagée avec quelques réserves dues aux inconvénients qui l'accompagnent; elle est utilisée en particulier pour les bas et moyens régimes de fonctionnement, quand tout son potentiel peut être mis en valeur.

2.2.1.2. Ouverture précoce de la soupape d'admission (EIVO)

Par l'utilisation de la stratégie *EIVO* on veut accroître la période de croisement des soupapes d'admission et d'échappement pour faciliter le remplissage des cylindres pour les charges importantes du moteur, à des effets bénéfiques sur le couple moteur à des régimes réduits et sur la puissance à de hauts régimes. Par le contrôle rigoureux de la phase de croisement, les gaz d'échappement peuvent être recyclés à l'intérieur, au niveau maximal, pour combattre les produits polluants, surtout NO_x et HC , mais pour diminuer aussi la consommation de combustible pour les charges particules, /23, 24, 28/.

Quand la charge du moteur est importante et le régime réduit, par l'accroissement d'*AOA*, en gardant la durée totale d'ouverture de la soupape d'admission, le *RFA* est aussi diminué, d'où résulte la réduction ou même l'élimination des écoulements inverses des gaz frais du cylindre. Le résultat est un couple moteur supérieur à 7-10% par rapport au moteur classique, pour les mêmes régimes de fonctionnement.

En même temps, en avançant le moment d'ouverture des soupapes d'admission, l'échange de gaz autour de *PMH* est amélioré, et le recyclage interne des gaz d'échappement peut être optimisé pour obtenir un bon compromis entre la consommation de combustible du moteur et le niveau des émissions polluantes.

2.2.1.3. Fermeture tardive de la soupape d'admission (LIVC)

Une autre stratégie de réduction des pertes par pompage repose sur la fermeture tardive de la soupape d'admission. De cette façon, une partie de la charge fraîche admise dans les cylindres est refoulée dans le collecteur d'admission au commencement de la course de compression et la réduction du pompage dérive de la possibilité de maintenir une ouverture importante du papillon de gaz pendant le fonctionnement du moteur. On peut ainsi obtenir un fonctionnement du moteur conforme au cycle *Miller-Atkinson*, qui présente un rendement supérieur au cycle *Otto* dans certaines situations, /109/.

Si la stratégie *LIVC* est utilisée au ralenti ou aux régimes très bas, quand le besoin de charge fraîche est très réduit, la *FSA* devrait se produire avant même à la fin de la course de compression (au voisinage de *PMH*). Dans ce cas, il n'est plus possible de bénéficier d'une avance à l'allumage optimale et la pression au sein de la chambre de combustion est très faible. Cette dégradation du degré de compression conduit à une augmentation de la consommation de carburant et des émissions polluantes, /14/. C'est pourquoi, la stratégie *LIVC* est surtout destinée aux régimes importants et charges élevées du moteur.

Le tableau de la boucle inférieure du diagramme p-V quand on utilise la stratégie *LIVC* est présenté dans la figure 2.20 où l'on peut observer une aire diminuée par rapport à celle correspondante au moteur classique, pour le même régime de fonctionnement.

Les écoulements inverses de charge fraîche, du cylindre vers l'extérieur, qui apparaissent dans le cas d'un retard majeur à la fermeture de la soupape d'admission pendant la course de compression font qu'une partie de la charge arrive de nouveau dans le collecteur d'admission et perturbe le

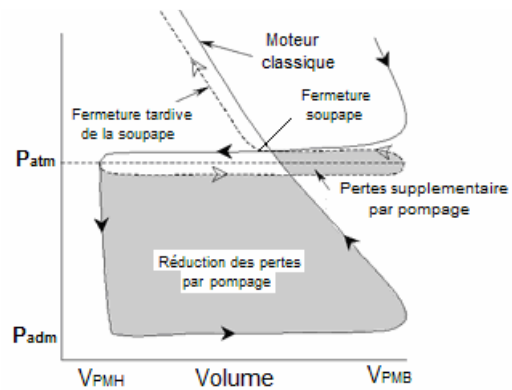


Fig. 2.20. Influence de la stratégie *LIVC* sur le pompage, /9/

contrôle du dosage pour le cycle moteur suivant. Pour une injection à l'extérieur du cylindre, on a constaté que ces écoulements inverses affectaient la résolution du capteur de pression absolue, d'où résulte la nécessité de l'utilisation d'un débitmètre d'air, /24/. Pour une telle application, le constructeur japonais Honda a mis au point un débitmètre d'air spécifique, qui saisit les écoulements inverses et qui, accompagné d'un logiciel dédié à l'ordinateur d'injection, va calculer avec précision la dose de combustible nécessaire au cycle moteur suivant.

Un autre avantage de la stratégie *LIVC* est possible pour le moteur *Otto* classique, qui fonctionne aux régimes et charges importantes, quand l'effet de postremplissage du cylindre peut être utilisé en totalité, pour obtenir une puissance maximale supérieure, /24, 131/.

2.2.1.4. Ouverture tardive de la soupape d'admission (*LIVO*)

La concentration de *HC* et la consommation de combustible du moteur peuvent subir des réductions importantes, par l'intermédiaire de la stratégie *LIVO*. Sachant que 80-90% de l'émission de *HC* d'un moteur est réalisé pendant la période de démarrage avant l'amorçage du système de traitement des gaz d'échappement, une attention particulière doit être accordée à cette phase de fonctionnement, /6, 23, 24/.

Le temps nécessaire pour l'amorçage du système de traitement des gaz d'échappement et du réchauffement du moteur peut être réduit d'une manière importante en augmentant la vitesse de la charge fraîche. Cela peut être obtenu par *LIVO* qui dans la première partie du processus d'admission conduit à une réduction importante de pression au niveau du cylindre. Quand les soupapes s'ouvrent, entre la pression du collecteur d'admission et le cylindre il y a une différence accentuée, qui, si l'on atteint certaines valeurs peut conduire à un écoulement à vitesse

sonique de la charge fraîche au-dessous de la soupape d'admission /8, 102/. En même temps, avec le retard de l'ouverture de la soupape d'admission, la vitesse maximale du piston est atteinte pendant que la levée de la soupape est, en général, réduite. D'ici, il résulte l'intensification de la turbulence et l'amélioration du mixage avec pour conséquences: démarrage efficace du moteur à basses températures, stabilité supérieure de la combustion, pendant la période de réchauffement du moteur, réductions de 20% de la consommation de carburant et de 35% de l'émission de *HC*, sur l'intervalle entre le départ à froid et le moment d'amorçage du catalyseur.

Ce procédé peut être aussi utilisé avec succès pour la diminution des pertes par pompage à l'admission.

Comme dans les cas des stratégies présentées auparavant, on peut constater des contraintes concernant l'adoption du *LIVO*, puisque, une diminution de l'*AOA* peut conduire à l'augmentation des pertes par pompage qui ne peuvent pas être compensées par l'avantage thermodynamique obtenu. On peut ainsi justifier l'utilisation de cette stratégie pour de très faibles régimes de fonctionnement du moteur (ex.: démarrage à froid et à chaud au ralenti normal/accélééré), /102, 116/.

2.2.1.5. Variation du calage (VVT)

Par le calage de la distribution, on comprend l'établissement d'une interdépendance entre le mouvement de rotation de l'arbre moteur et celui qui correspond aux arbres de distribution, ce qui impose, par rapport à la position du vilebrequin, des moments bien déterminés pour l'ouverture et la fermeture des soupapes (figure 2.21). Si cette interdépendance ne change pas pendant le fonctionnement, le calage est fixe.

La modification du calage de la distribution pendant le fonctionnement du moteur, répond aux acronymes *VVT*⁶ ou *VCP*⁷. Les dispositifs de variation du calage de la distribution s'appellent *décaleurs*.

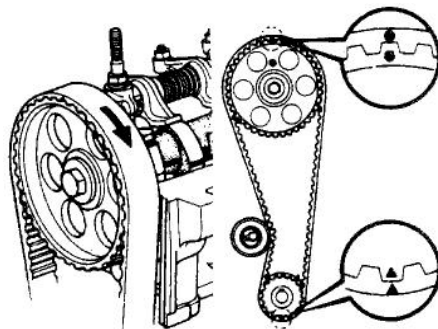


Fig. 2.21. Le calage de la distribution, /9/

⁶ *engl.* = Variable Valve Timing

⁷ *engl.* = Variable Cam Phaser

Au cours du temps diverses solutions constructives ont été proposées. Les décaleurs constituent les premiers pas réalisés dans le domaine de la distribution variable du fait de leurs simplicité constructive, mais aussi à leurs multiples avantages: réduction de la consommation de combustible, dépollution significative, amélioration de la stabilité de la combustion, surtout pour des bas régimes, augmentation des performances dynamiques. Placés au niveau des arbres à cames d'admission et éventuellement à ceux d'échappement, les décaleurs ont le rôle de modifier les moments d'ouverture des soupapes sans changer la durée d'ouverture et de leur loi de levée, (figure. 2.22.)

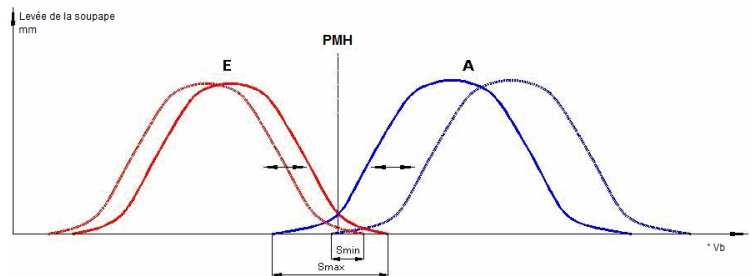


Fig. 2.22. Changement du calage des arbres de distribution, /9/

A titre d'exemple, considérons le diagramme de distribution $AOE60^\circ-RFE20^\circ$, $AOA20^\circ-RFA60^\circ$ où la durée angulaire d'ouverture des soupapes est $20^\circ + 180^\circ + 60^\circ = 260^\circ$, et le croisement de ces deux types de soupapes est $20^\circ + 20^\circ = 40^\circ$. Si les cames d'admission et celles d'échappement aussi sont disposées sur des arbres différents, le diagramme de distribution peut être changé en recourant au changement du calage de ces deux arbres par rapport à l'arbre moteur. Donc, il est possible d'obtenir le diagramme de distribution $AOE50^\circ-RFE30^\circ$, $AOA30^\circ-RFA50^\circ$, caractérisé d'un croisement des soupapes de 60° , au lieu de 40° la valeur initiale (NB. la durée totale d'ouverture des soupapes ne change pas, 260°). Le résultat consiste dans l'amélioration du couple moteur aux bas et moyens régimes au détriment de la puissance aux hauts régimes. D'ailleurs, par la réduction de la valeur RFA , aux bas et moyens régimes, l'intensité des écoulements inverses du cylindre vers l'extérieur est diminuée; c'est-à-dire il résulte un remplissage plus efficace. La stabilité de la combustion au régime de ralenti est en même temps altérée, par l'accroissement de la durée du croisement, qui favorise un haut taux de recyclage à voie interne des gaz d'échappement.

Du point de vue constructif, la majorité de solutions des décaleurs sont intégrés au niveau des pignons de commande des arbres moteur de distribution.

Pour un moteur non suralimenté, les modes de fonctionnement des décaleurs placés sur l'admission peuvent être, en général, synthétisés ainsi, /133/:

- **démarrage moteur + régime au ralenti et bas régimes** = *croisement réduit; effet recyclage des gaz à combustion diminué (stabilité de la combustion);*
- **bas et moyens régimes** = *augmentation du croisement et réduction RFA; effets: amplification du recyclage des gaz de combustion, diminution du pompage + remplissage amélioré des cylindres;*

- **hauts régimes** = croisement réduit pour augmenter RFA; **effet**: recyclage des gaz de combustion diminué, important remplissage inertiel;

De nos jours, les décaleurs modernes peuvent réaliser des variations du calage de 30° - 50° Vb, en 0.5 secondes ou 100° - 120° Vb/ sec, /8, 131, 133/.

2.2.1.6. Variation de la levée des soupapes (ViVL)

Dans la distribution classique, la levée maximale des soupapes est constante. Elle est établie en imposant comme condition que le moteur obtienne une certaine efficacité de remplissage à l'admission au régime maximal. Pour le processus d'admission, on va constater qu'une fois le régime optimal réduit, une diminution de la levée maximale serait plus indiquée, présentant ainsi les avantages suivants :

- accroissement de vitesse de la charge fraîche, /3, 12, 24, 72, 115/;
- réduction de la durée du processus de combustion;
- contrôle rigoureux du débit de fluide moteur qui coule de et vers le cylindre;
- diminution du pompage à l'admission;
- réduction des frottements du mécanisme de distribution, /12, 29, 90, 131/.

Tous ces avantages peuvent être bien sûr joints à ceux présentés pour les autres stratégies déjà analysées.

A titre d'exemple, on peut considérer l'utilisation de la stratégie *EIVC* pour réduire le pompage, alors que la reconstitution de la qualité et de la cinématique du mélange frais dans les cylindres peut être réalisé par la réduction des hauteurs de levée des soupapes.

L'augmentation de vitesse de la charge fraîche, directement dépendante du régime du moteur, diminuera en même temps avec sa réduction, d'où résulte une dégradation du processus de combustion. Dans une telle situation, en ajustant la hauteur maximale de levée de la soupape, on peut rétablir le niveau initial de l'énergie cinétique de la colonne de charge fraîche et maintenir une efficacité élevée du processus de combustion, qui, finalement peut conduire à un couple moteur supérieur pour le même régime de fonctionnement, /24, 72, 115, 131/.

Cette approche peut favoriser tout régime de fonctionnement du moteur, mais les avantages maximaux sont surtout atteints dans les situations suivantes:

- au démarrage du moteur, mais aussi jusqu'à atteindre le régime thermique optimal du moteur, /115/;
- au ralenti et à de bas régimes de fonctionnement;
- pendant la phase d'amorçage du catalyseur, /24/.

La réduction du régime au ralenti est une autre opportunité de diminuer la hauteur de levée des soupapes, surtout, si, simultanément on peut aussi recourir au contrôle de la période de croisement des soupapes, /24, 131/.

Si, par la distribution variable on désire le contrôle du fonctionnement du moteur par l'intermédiaire des soupapes d'admission, sans la contribution du traditionnel papillon de gaz, cela est facilité par le recours simultané à la variation des phases de distribution et à la modification des hauteurs de levée des soupapes, /24, 26/.

Cela conduit à un contrôle plus rigoureux des sections d'écoulement, qui établiront, finalement, le débit de travail de la charge fraîche, considéré comme un paramètre clé pour le réglage quantitatif de celle-ci.

Il est à remarquer le fait que la réduction excessive de levée des soupapes d'admission peut conduire à l'augmentation des pertes par pompage, qui à partir d'un certain niveau ne peuvent plus être combattues par l'effet cinétique de la charge fraîche, ce qui impose une prudence accrue dans de telles situations, /3, 8, 46/.

Le rendement effectif d'un moteur est directement influencé par les pertes par frottement qui apparaissent dans ses couples de mouvement. Le mécanisme de distribution occupe la deuxième place dans le classement des mécanismes consommateurs d'énergie du moteur, devancé seulement par son attelage mobile.

L'énergie nécessaire à l'entraînement du mécanisme de distribution peut être substantiellement diminuée par la réduction des hauteurs maximales de levée des soupapes (énergie faible pour la compression des ressorts),

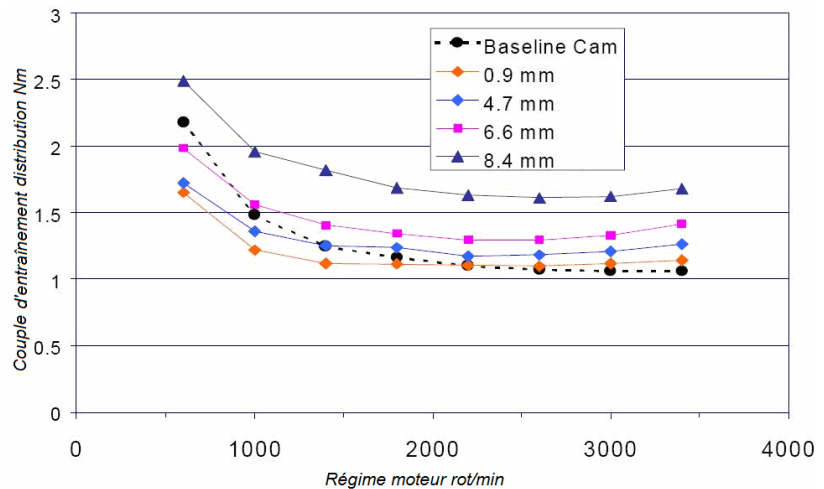


Fig. 2.23. Couple d'entraînement distribution vs levée de soupape, /100/

Mais cela chose ne doit pas être envisagée, comme un but en soi, parce que l'objectif principal de la stratégie ViVL doit rester l'amélioration des processus liés au cycle moteur.

2.2.2. Solutions constructives

Les premières solutions de distribution variables, caractérisées par leur simplicité constructive et technologique ont été, comme c'était tout à fait naturel, appliquées à la production de série. Cette catégorie appartient aux décaleurs, des composants qui représentent de nos jours un standard dans le domaine du moteur à allumage commandé. Les distributions variables occupent la seconde place caractérisée par un surplus de complexité constructive, une efficacité élevée par rapport à celle des décaleurs. La distribution commutable repose sur l'utilisation des cames multiples et elle a permis une approche à efficacité élevée du *ZUF* (v. § 1) sans influencer les hautes performances, en diminuant ainsi les contraintes du compromis, qui caractérise la distribution classique.

Après avoir appliqué ces deux technologies, décrites ci-dessus, le pas suivant avait été représenté par la *distribution variable de type continu*, qui peut modifier d'une manière continue la hauteur de levée et la durée d'ouverture des soupapes. Elle réussit à aborder à efficacité maximale chaque point de fonctionnement du moteur, en éliminant les compromis réalisés par les technologies antérieures.

Ce chapitre n'a pas un caractère exhaustif; il se propose de présenter quelques solutions que l'auteur a considérées représentatives, pour la catégorie à laquelle elles appartiennent. On présentera aussi la solution qui constitue l'objet d'étude de cette thèse (*la solution Hara*).

2.2.2.1. Variation du calage

Le changement du calage de l'arbre moteur et les arbres de distribution, peut être obtenu à l'aide des décaleurs. Du point de vue de la construction, les décaleurs sont presque toujours des systèmes de type hydraulique où la mise en marche s'effectue par la pression d'un fluide de travail, qui; dans la plupart des cas est même l'huile utilisée pour la lubrification du moteur. Le pilotage du système est confié à l'ordinateur du moteur et se réalise, généralement par une électrovanne à trois voies.

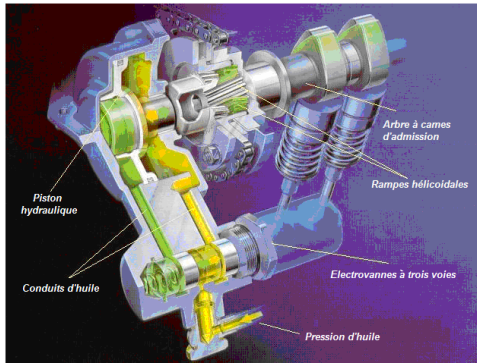


Fig. 2.24 Décaleur VANOS, /135/

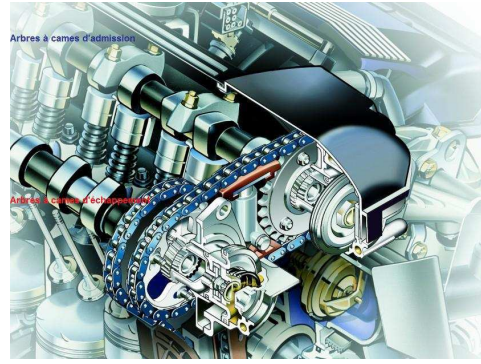


Fig. 2.25. Double VANOS, /136/

Un exemple est représenté par le système VANOS - *Variable Nockenwellen Steuerung*, du constructeur allemand BMW, apparu en 1992. C'est un décaleur à rampe hélicoïdale où le piston hydraulique sépare deux compartiments. Le schéma de principe est présenté dans la figure 2.24, où on peut distinguer les rampes hélicoïdales et les circuits d'huile caractéristiques à la mise en mouvement hydraulique, /135/.

En 1997 le constructeur BMW décide d'élargir la solution aussi au niveau de l'arbre à cames d'échappement nommé cette fois *Double Vanos*, figure 2.25, /136/.

Les dernières versions de la technologie *Double Vanos* ont permis une variation de l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, jusqu'à 60°Vb, et à l'ouverture de la soupape d'échappement, jusqu'à 45°Vb,

2.2.2.2. Variation de la hauteur de levée/durée d'ouverture

a) distribution variable commutable

La sévérité des normes concernant l'environnement a généré le changement des priorités des constructeurs de moteurs: de l'accroissement de la puissance vers la réduction de la consommation en combustible et des émissions polluantes.

De nos jours, les constructeurs de moteurs qui ont fait appel à la distribution commutable associent cette technologie à celle du décaleur.

Dans la catégorie des distributions commutables, il convient de citer la solution **Honda VTEC**⁸. A la fin des années 80, le but principal de la technologie VTEC était l'augmentation de la puissance des moteurs, ce qui à cette date, représentait "l'objectif numéro 1" des constructeurs de moteurs, /26, 131, 136, 137/. Par un tel système, la barrière psychologique des 100Cv/l a pu être atteinte. Le constructeur Honda a ensuite élargi cette technologie à presque tous ses moteurs à allumage commandé.

⁸ Variable-valve Timing and Electronic-lift Control

Au cours du temps, le système *VTEC* a évolué. Le système *VTEC* est appliqué sur les moteurs à configuration *DOHC* ou *SOHC* à 3 ou 4 soupapes par cylindre et peut actionner soit uniquement les soupapes d'admission, soit aussi les soupapes d'échappement.

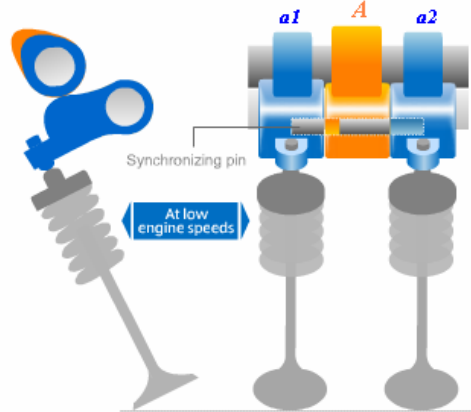


Fig. 2.26. Le système *VTEC*, /137/

On présentera ici la version *VTEC – DOHC* à quatre soupapes au cylindre. L'arbre de distribution de l'admission contient trois came pour chaque cylindre, figure 2.26, réparties ainsi, /137/:

- deux came extérieures à dimensions réduites a_1 et a_2 caractérisées par des phases et hauteurs de levée diminuées pour améliorer le rendement du moteur; par exemple dans le cas des déplacements urbains;
- une came centrale A , à profil spécifique des moteurs à hautes performances, pour faciliter le fonctionnement du moteur à hauts régimes;

Quand le moteur fonctionne à régimes réduits et moyens, les deux came réduites a_1 et a_2 vont chacune commander sa propre soupape d'admission. Pour les hauts régimes celles-ci sont simultanément commandées par la came centrale. Le changement de ces deux modes de travail s'effectue par un verrou, obtenu de deux petits pistons, piloté d'une manière électro-hydraulique par l'ECU en fonction des paramètres fonctionnels du moteur.

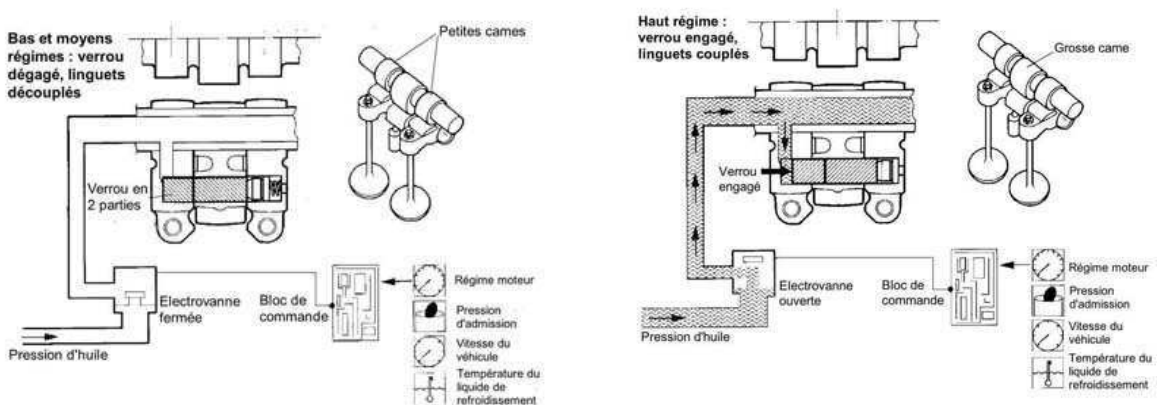


Fig. 2.27. Couplage verrou *VTEC*, /135/

Le schéma de principe de la mise en mouvement électro-dynamique est présenté dans la figure 2.27, où l'on peut observer les deux positions extrêmes des petits pistons, qui forment le verrou, /135/.

L'énergie nécessaire à la mise en mouvement du verrou est obtenue par la pression de l'huile du système de lubrification du moteur, qui va être transmis à ces deux petits pistons, le retour à la position initiale s'effectue par le ressort de rappel.

Une autre technique appliquée aux moteurs à deux soupapes d'admission sur le cylindre consiste dans l'ouverture différenciée de celles-ci, pour augmenter le mouvement de *swirl* du mélange frais aux régimes réduits qui favorise le processus de combustion. Ainsi, les deux cames extérieures de la distribution commutable *VTEC* présentent elles des paramètres différents, en particulier pour l'avance de leur ouverture. Pour les moteurs à architecture *DOHC* on peut appliquer la technologie *VTEC* au niveau des soupapes d'échappement aussi, sans aucune restriction, en améliorant le fonctionnement du moteur, /135/.

b) distributions variables continues

Par rapport aux solutions présentées auparavant, les distributions qui présentent une variation continue des hauteurs et des phases de levée des soupapes ont l'avantage de pouvoir optimiser chaque point de fonctionnement du moteur, d'où résultent des avantages supplémentaires qui portent sur les émissions polluantes et la consommation de carburant. On peut s'imaginer qu'un tel moteur réunit une multitude de moteurs; un pour chaque point de fonctionnement.

Pour cette catégorie, la solution *BMW Valvetronic* est représentative. En 2001, la firme BMW commence à équiper quelques moteurs à essence, à quatre cylindres et configuration *DOHC*, d'un système de distribution variable *Valvetronic*, qui permet le fonctionnement du moteur sans l'intervention du papillon de gaz, le contrôle de la charge était effectué par la variation continue et simultanée des hauteurs de levée et des durées d'ouverture, pour les soupapes d'admission, /8/.

Le système de distribution est complété avec le double décaleurs *Double VANOS*, placés au niveau des arbres à cames d'admission et d'échappement pour améliorer au plus les performances du moteur d'où résulte le tandem *Valvetronic- Double VANOS*, /8, 30/.

Le but primordial de ce système est représenté par la réduction considérable des pertes par pompage à l'admission, qui caractérise ZUF (v. § 1) pour le moteur à allumage commandé.

Le système *Valvetronic* est composé d'un levier intermédiaire, placé entre l'arbre à cames d'admission et ses soupapes correspondantes, figure 2.28, /8, 30, 65, 135/.

Le maintien en position du levier intermédiaire est assuré par un excentrique, la came correspondante, le culbuteur à galet et le ressort de rappel. Par la modification de la position de la partie supérieure du levier, la partie inférieure agira différemment sur le culbuteur à galet et, finalement, sur les soupapes d'admission, d'où résulte la variation des hauteurs de levée et des phases d'ouverture de celles-ci.

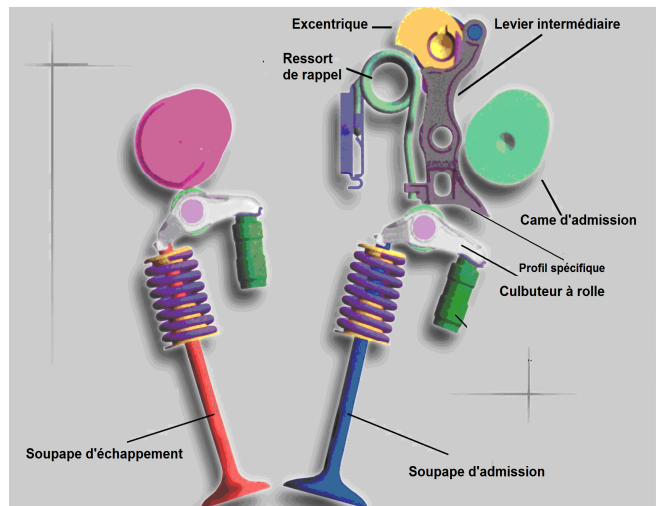
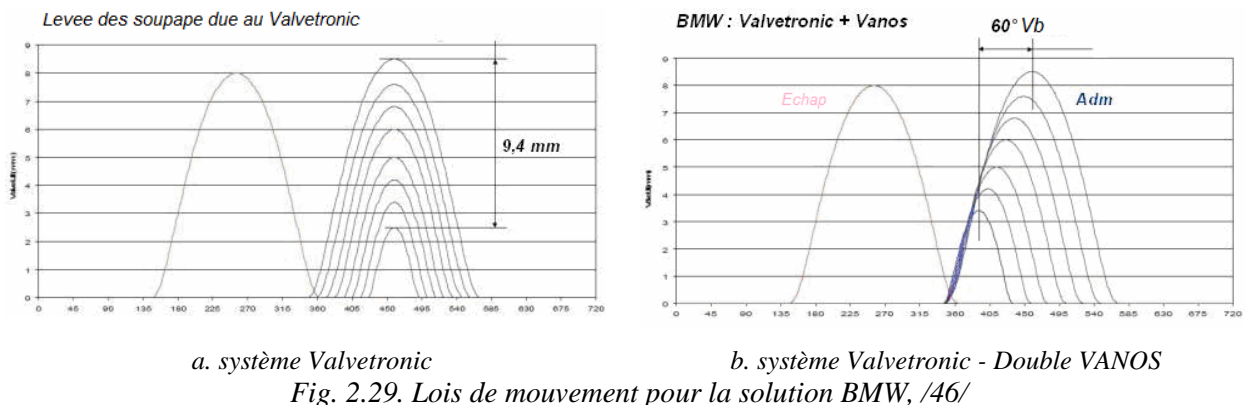


Fig. 2.28. Architecture de la solution Valvetronic, /135/

Il faut préciser que la partie inférieure du levier présente un profil spécifique, pareil à celui d'une came, figure 2.28, la loi de mouvement du profil se transmet partiellement ou intégralement au niveau des soupapes d'admission. Ce principe est appelé dans la littérature de spécialité *Lost Motion - Mouvement perdu*. Le mouvement perdu est englouti par le ressort de rappel du levier intermédiaire. Le levier représente la pièce-clé du mécanisme et c'est pourquoi on doit le mettre au premier plan du point de vue technologique, les tolérances de fabrication sont de l'ordre $8\mu\text{m}$, /135/.

Dans la figure 2.29 sont présentées les allures de levée des soupapes d'admission, correspondantes au tandem Valvetronic - Double Vanos, /8, 46/.



a. système Valvetronic

b. système Valvetronic - Double VANOS

Fig. 2.29. Lois de mouvement pour la solution BMW, /46/

Avec le système Valvetronic, la hauteur de levée des soupapes d'admission est continuellement réglée entre 0.27 mm et 9.7mm; la durée de l'ouverture étant aussi modifiée, /8, 135/.

La figure 2.29, b montre que la stratégie principale de travail adoptée par le constructeur allemand pour les soupapes d'admission est de les fermer en avance, *EIVC*, jointe à une réduction simultanée de la hauteur, /8, 30/. Comme on le sait, cette combinaison offre la

possibilité du contrôle de la charge du moteur système de distribution et en même temps conduit à des réductions importantes des pertes par pompage (v. § 2.2.1 et 2.2.2).

La figure 2.30 présente les deux positions extrêmes du mécanisme *Valvetronic*, qui correspondent à la levée minimale, respectivement maximale, pour les soupapes d'admission, /135/.

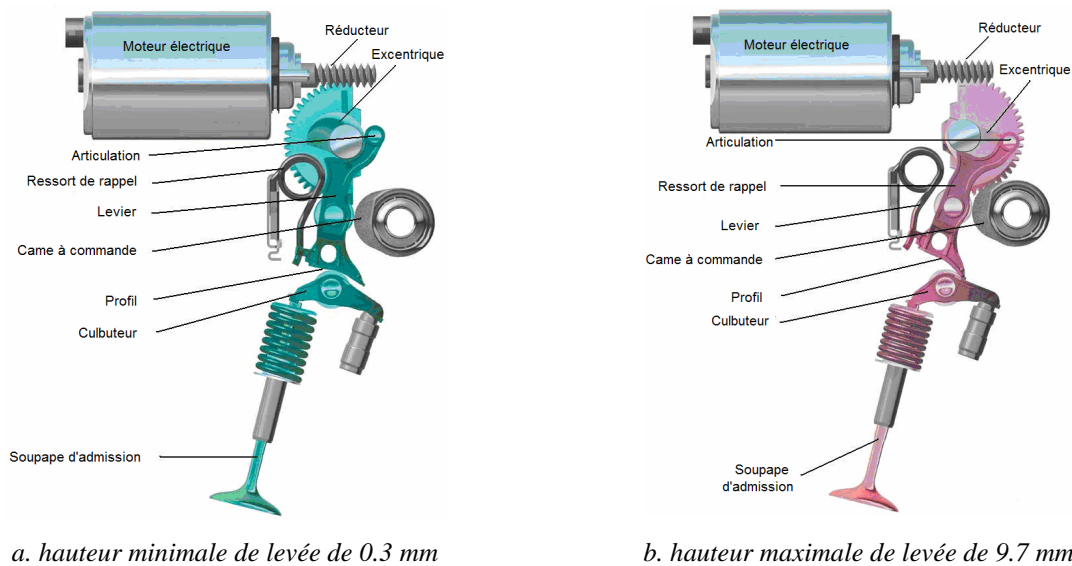


Fig. 2.30. Situations limite pour le mécanisme *Valvetronic*, /135/

La commande de l'excentrique qui actionne le levier, figure 2.30, est réalisée par un mécanisme réducteur de type roue hélicoïdale et un moteur électrique de courant continu géré via *ECU*. Pour un contrôle rigoureux, on a recours au feed-back, en mettant au niveau de l'axe de l'excentrique un capteur de position de haute résolution, /30/.

Au ralenti, l'utilisation de la stratégie *EIVC* conduit à la dégradation significative de la combustion, ce qui a orienté le constructeur allemand vers la démarche d'ouverture tardive des soupapes d'admission, *LIVO*, qui rend facile l'intensification du mouvement de la charge fraîche, (v. § 2.2.1). Mais cela impose l'utilisation de très basses hauteurs de levée des soupapes d'admission, qui à un ralenti de 700 tr/min sont de 0.27mm; et provoque une intensification du pompage, /8/.

Les diminutions significatives des pertes par pompage à l'admission sont possibles par la technologie *Valvetronic*, pour le domaine des charges partielles, en particulier, en appliquant la stratégie *EIVC*;

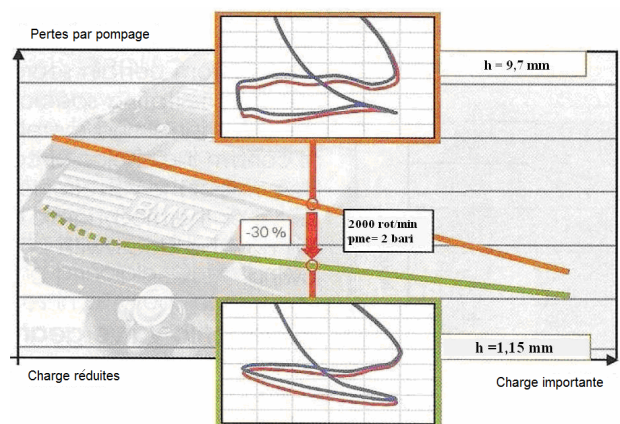


Fig. 2.31. Réduction significative du pompage, /8/

ces réductions pour le point de fonctionnement, caractérisées par les coordonnées $n = 2000$ tr/min et $P_{me} = 2$ bars (0.2 kJ/l) atteignent à 30%, figure 2.31, /11/.

Dans ce cas, une réduction approximative de 5% des pertes de frottement est obtenue à de basses hauteurs de levée des soupapes d'admission de 1,15 mm et, finalement, la consommation en carburant pour ce régime est diminuée de 9%, /8/.

Les données supplémentaires fournies par BMW mettent en évidence les bénéfices du *Valvetronic*, /8, 30, 135, 136/:

- économie de carburant d'approximativement 25% au ralenti et d'environ 10% pour le cycle NEDC;
- respect des normes de dépollution *EURO IV*, pour le fonctionnement du moteur à mélange homogène et l'usage d'un système de traitement des émissions polluantes traditionnel *TWC*;
- temps de réponse du mécanisme de 300 ms entre les positions limites.

Le contrôle de la charge du moteur à l'aide seulement des soupapes d'admission offre aussi un avantage très important lié au temps de réponse du moteur pendant les accélérations, figure 2.32, dû à l'élimination du volume de tubulure admission qui doit être amorcé dans ces situations, volume compris entre le papillon d'accélération et la portée de la soupape d'admission, /8/.

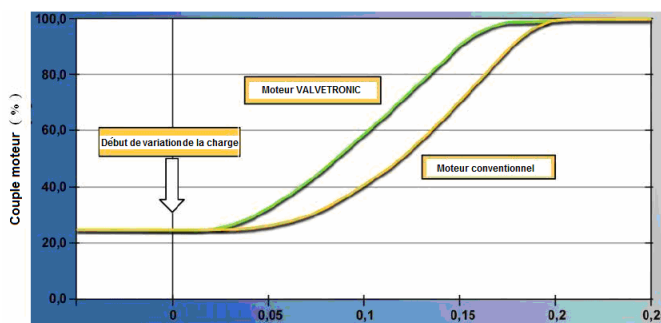


Fig. 2.32. Réaction du système *Valvetronic*, /8/

Solution Hara

A partir des années 1980, à l'Université de Pitesti le professeur Hara et son équipe ont conçu et développé une série de moteurs thermiques prototypes, dotée d'un système de distribution variable, d'un rapport de compression variable ou des combinaisons entre celles-ci. Le principal but visait la diminution de la consommation de combustible, /41, 42 - 45/.

Les recherches effectuées dans un premier temps avec le constructeur roumain d'automobiles DACIA se poursuivent aujourd'hui par une équipe mixte roumaine - française, formée par des chercheurs de l'Université de Pitesti et du Conservatoire des Arts et Métiers de Paris, /16, 42, 104/.

Le système de distribution variable HARA ViVL⁹, appliqué aux moteurs prototypes à configuration *OHC*¹⁰ et *OHV*¹¹, à 4 cylindres en ligne, peut modifier d'une manière continue, la

⁹ Variable intake Valve Lift

hauteur de levée des soupapes d'admission; si le jeu thermique de la soupape est pris en considération, alors le mécanisme détermine indirectement la variation continue des instants d'ouverture et de fermeture des soupapes (v. § 2.1.1 et 2.1.2.).

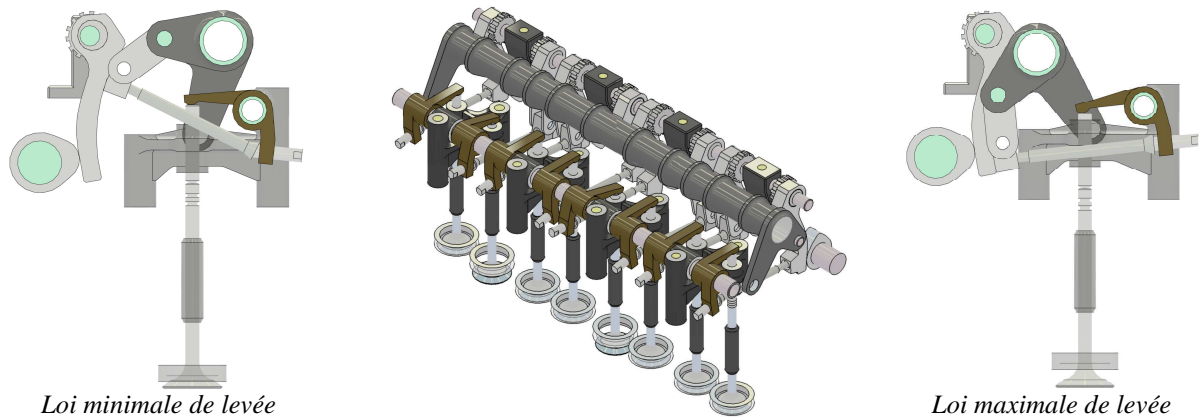


Fig. 2.33. Le mécanisme Hara ViVL – variante OHC, /17, 18/

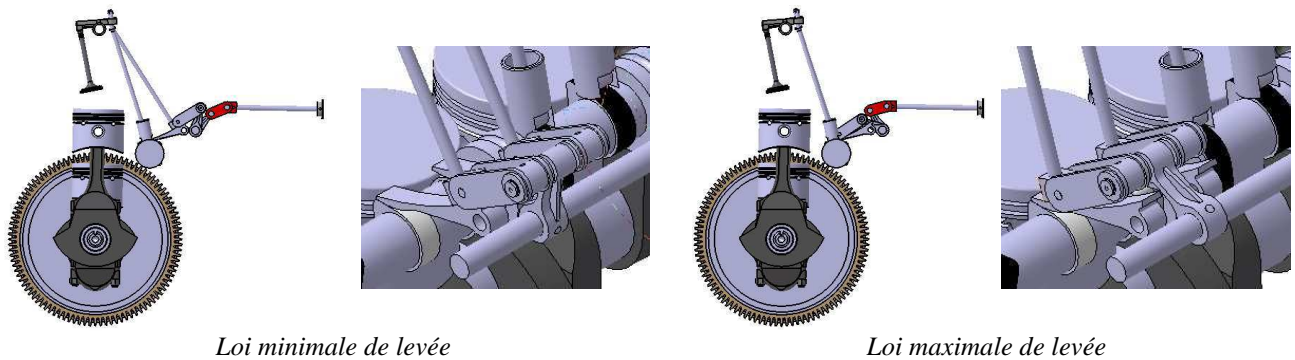


Fig. 2.34. Le mécanisme Hara ViVL – variante OHV, /17, 18/

Le système proposé, celui de variation de la hauteur des soupapes d'admission repose sur la variation du rapport de transmission entre la came et la soupape. La configuration du système repose sur le mécanisme classique, de type came - tige de poussée – culbuteur – soupape. La variabilité est assurée par la présence d'un taquet oscillant sous forme d'arc, un patin qui soutient la partie inférieure de la tige de poussée. Dans les figures 2.33 et 2.34, on présente des déclinaisons de ce principe pour deux configurations. Par la modification continue de la position du patin par rapport au taquet oscillant, le rapport de transmission entre la loi de la came et de tige de poussée devient continûment variable. Le mécanisme de fixation du patin est formé d'une bielle articulée sur un axe, actionnée par le glissement de la tige de commande.

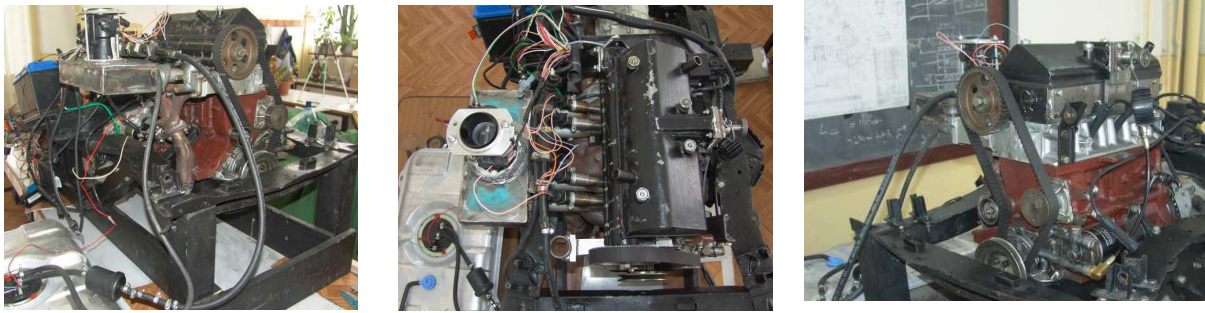
L'automatisation du processus de la modification continue des paramètres de la distribution en fonction du point de fonctionnement du moteur (régime) a été premièrement confiée au système de type hydromécanique, /9/.

Dans la figure 2.35, on présente les photos de ces deux prototypes fonctionnels, qui se trouvent dans le laboratoire des Moteurs Thermiques pour Automobiles de l'Université de

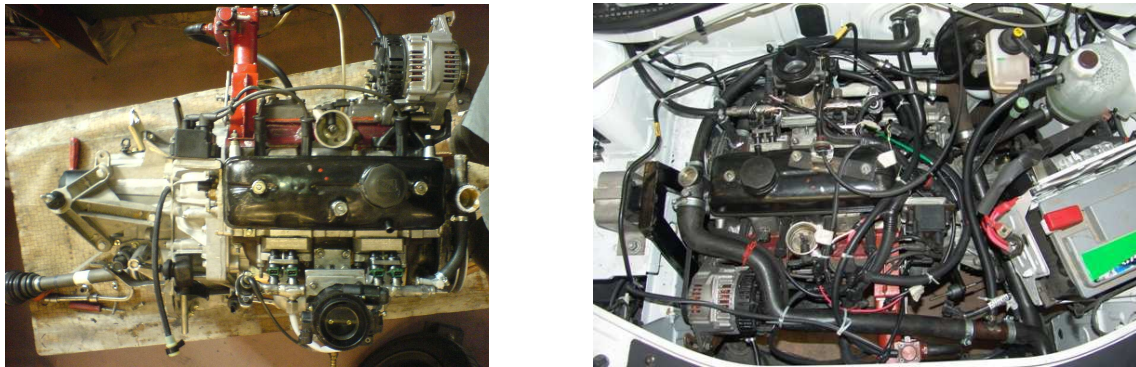
¹⁰ OverHead Camshaft

¹¹ OverHead Valves

Pitesti, /16, 18/. A présent, tous les deux sont dotés d'un système électronique d'injection multipoint, et l'un de ces prototypes a été monté sur une Logan, /17/.



b. variante OHC



a. variante OHV – GMP¹² Logan
Fig. 2.35. Le moteur Hara ViVL

Le sujet de cette thèse de doctorat fait partie d'un ample projet de recherche, entrepris à l'Université de Pitesti en collaboration avec le CNAM de Paris. Son but est d'améliorer l'économie de carburant d'un moteur à allumage commandé par l'utilisation de la variation de la hauteur de levée des soupapes d'admission, /9, 16, 17, 18, 20/. La solution Hara a contribué, jusqu'à ce moment, à illustrer les buts spécifiques de ce sujet; elle est passée par plusieurs étapes, présentées chronologiquement dans ce mémoire, /9/.

Conformément aux ouvrages: /9, 16, 17, 18, 22/ le moteur équipé selon cette solution de variation de la hauteur de levée des soupapes d'admission a démontré un potentiel important de réduction de la consommation de combustible. Malgré tout, quelques aspects sont encore à clarifier, comme ceux liés aux phénomènes qui se déroulent pendant le passage de l'air dans et des cylindres du moteur. La technique de la simulation CFD, objet de cette thèse a pour but d'y contribuer, (v. § 3).

¹² Grup Moto-Propulseur

2.3. Conclusions

Sans dépendre de la solution constructive adoptée, *la distribution variable* est capable de modifier le fonctionnement général du moteur à allumage commandé, surtout pour la ZUF (v. § 1.1). La variation continue des paramètres de la distribution, par les stratégies présentées dans ce chapitre peut conduire à la satisfaction simultanée des prestations du moteur en termes d'économie, de dépollution, et de performances.

Donc, en ce qui concerne le développement à l'avenir du moteur à allumage commandé, à partir de nouvelles contraintes (sévérité des normes, grande diversité des points de fonctionnement et une fréquence de fonctionnement accrue aux bas régimes v. § 1), on peut dire que *la distribution variable* sera de plus en plus présente, dans la production de série.

On peut expliquer l'intérêt pour *la distribution variable*, comme une conséquence aussi des synergies entre celle-ci et d'autres technologies appliquées déjà à ce type de moteur (GDI¹³, Ecosuralimétation/Downsizing) ou en train d'être appliquées (CAI¹⁴).

Sans avoir un caractère exhaustif, du point de vue de la présentation des méthodes de variation et des solutions constructives, ce chapitre présente aussi la complexité des phénomènes qu'on doit avoir en vue pour valider une solution technique. Il s'agit notamment des phénomènes complexes d'écoulement, normaux ou inverses, du mélange frais et des gaz brûlés qui peuvent être abordées en détail, par l'intermédiaire des simulations numériques (v. § 3 et 4)

¹³ Gasoline Direct Injection

¹⁴ Controlled Auto-Ignition

3. Etat de l'art. Modélisation et simulation numérique des écoulements

La turbulence induite pendant l'admission exerce une influence particulière sur les processus de formation et de combustion du mélange de carburant surtout pour les moteurs à allumage commandé. Un fort mouvement tourbillonnaire aide à la réalisation d'un mélange air-combustible homogène, ce qui conduit à une combustion optimale. La vitesse de propagation de la flamme est proportionnelle au régime par l'intermédiaire de la turbulence, ce qui favorise la réalisation des moteurs à régimes élevés. La turbulence dans le cylindre influence également sur la formation de la couche limite aux parois de la chambre de combustion. Cela a des répercussions sur la concentration des émissions polluantes, en particulier des hydrocarbures imbrûlés.

La principale source de création de la turbulence dans le cylindre du moteur est due à l'écoulement du fluide au niveau de la portée de la soupape d'admission. Cet écoulement a le caractère de jet, dans lequel existent de grandes variations du vecteur vitesse, tant en direction qu'en module. (figure 3.1.)

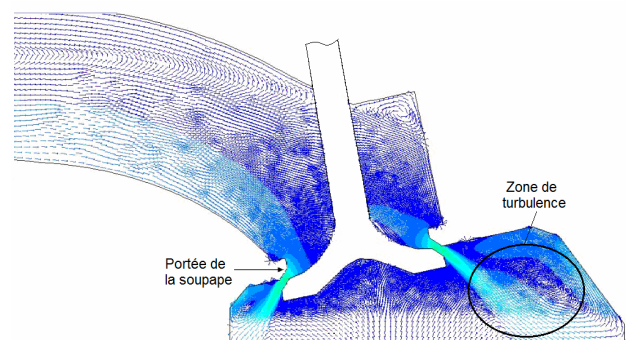


Fig. 3.1. CFD – La mise en évidence des zones de turbulence, /62/

La technique CFD repose sur une approche numérique de ces phénomènes d'écoulement, la modélisation de la turbulence étant l'un de ses éléments clé. Malgré les progrès considérables de l'informatique, ces vingt dernières années, la technique CFD, reste encore un domaine "imparfait", car la "résolution" exacte des équations de Navier-Stokes pour des conditions limites données est encore, une tâche impossible. D'ailleurs, la technique CFD se propose seulement de fournir des solutions numériques approximatives.

Puisque l'étude de l'écoulement des fluides est un domaine difficile à aborder, du point de vue expérimental, certains chercheurs préfèrent l'approche simulation, par l'intermédiaire de la technique CFD. Même dans ces conditions, il faut remarquer qu'on a besoin de ressources importantes de calcul, en coûts et en temps.

Dans ce chapitre, je présente un état de l'art du domaine de la modélisation et de la simulation numérique de l'écoulement des fluides. Ce chapitre permet d'introduire le travail de simulation réalisé à l'aide du logiciel ANSYS-Fluent (v. § 3.3.) .

3.1. Caractéristiques du phénomène de turbulence

La turbulence consiste dans des structures tourbillonnaires de différentes dimensions appelées des tourbillons. Elle se distingue par un écoulement chaotique, mais pas tout-à-fait aléatoire. La description et l'interprétation de l'écoulement turbulent se réalisent en appliquant des méthodes statistiques sur les mesures de vitesse effectuées sur un moteur entraîné ou dans des conditions concrètes de fonctionnement pour plusieurs cycles moteur. La vitesse mesurée dans la chambre de combustion à un moment t est considérée, comme la somme de deux composantes :

1) une composante à valeur moyenne \overline{W} constante (pour un régime d'écoulement permanent) ou variable (pour un régime fluctuant.);

2) une composante fluctuante \tilde{W} qui décrit le mouvement irrégulier des particules de fluide.

Les valeurs moyennes qui définissent la turbulence sont analysées par rapport à deux échelles distinctes, correspondant au système Euler et au système Lagrange, /37/:

- *l'échelle temporelle* (par laquelle on détermine l'évolution dans le temps de la turbulence) qui détermine la périodicité du mouvement désordonné;

- *l'échelle spatiale* (par laquelle on présente dans un système de coordonnées spatiales différentes grandeurs, qui caractérisent la turbulence) - détermine la distance entre deux points.

Les grandeurs qui caractérisent le degré de turbulence sont, /37/ :

1. l'intensité de la turbulence, W' , définie comme la racine carrée des moyennes des carrés de la vitesse \tilde{W} :

$$W' = \sqrt{\overline{\tilde{W}^2}} \quad (3.1)$$

2. l'intensité relative de la turbulence, IRT, définie comme:

$$IRT = \frac{W'}{\overline{W}} \quad (3.2)$$

Même si on ne peut pas définir exactement l'écoulement turbulent, on peut dire qu'il a des traits caractéristiques tels que :

1. L'irrégularité du signal dans le temps et dans l'espace. Des quantités physiques telles la vitesse et la pression varient d'une manière apparemment aléatoire, (figure 3.2.) Le flux consiste en un spectre d'échelles différentes (dimensions de tourbillons). Il n'y a pas de définition exacte pour le tourbillon turbulent, mais on suppose que celui-ci existe dans une certaine région de l'espace, pour une certaine période turbulente, puis il est détruit (par un processus en cascade ou de dissipation). Il possède une vitesse et une longueur caractéristiques (l'échelle de la vitesse et de la longueur). La partie couverte par de grands tourbillons peut comprendre des zones moins turbulentes. Les plus grands tourbillons sont de l'ordre de la géométrie de l'écoulement (par exemple, l'épaisseur de la couche limite, l'ampleur du jet, etc.). A l'opposé de la dimension des spectres, on a les moindres tourbillons, qui sont dissipés par les forces visqueuses dans l'énergie thermique, conduisant à l'accroissement de la température. Même dans ce cas, la turbulence est chaotique, et déterministe; elle est décrite par les équations de Navier- Stokes.

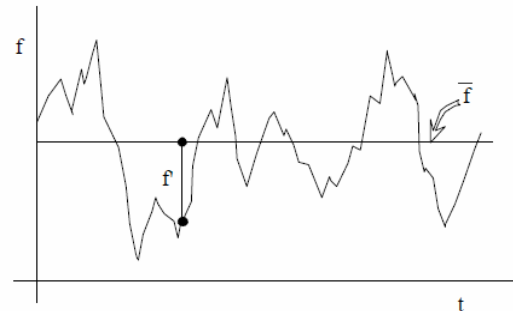


Fig. 3.2. Allure du signal de turbulence, /114/

2. Ecoulement rotationnel. La présence de nombreux tourbillons conduit à l'idée qu'un fluide turbulent possède un mouvement de rotation prononcée, de sorte que le mouvement turbulent a de fortes fluctuations de vitesse angulaire. La non linéarité assure les interactions entre ces tourbillons de différentes dimensions.

3. Diffusivité. Dans le cas de l'écoulement turbulent, la diffusivité augmente. Cela veut dire que le taux de diffusion des couches limites, des jets, etc. augmente à mesure que le flux devient turbulent. En réalité, la diffusion turbulente est due aux termes de convection au niveau fluctuant. La turbulence diffuse toute quantité de transport, augmente l'échange d'impulsion (par exemple, dans les couches limites).

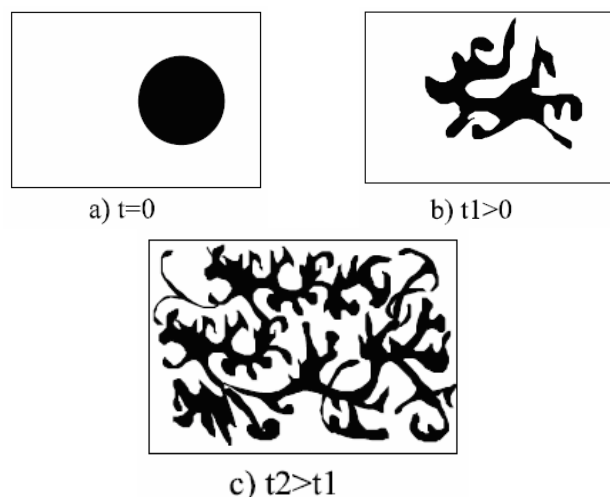


Fig. 3.3. Evolution d'une particule de fluide sous l'influence de la diffusion, /114/

L'accroissement de la diffusivité conduit, de même, à l'augmentation de la résistance (les frottements au niveau des parois) pour les écoulements à l'intérieur des canaux et des conduits, /79/. L'évolution dans

le temps d'une particule de fluide suppose de parcourir les étapes suivantes: distorsion, ramification et finalement l'usure complète, (figure 3.3.).

4. Un grand nombre de Reynolds. L'écoulement turbulent apparaît pour un grand nombre de Reynolds. Par exemple, le passage de l'écoulement turbulent dans les conduits se produit, quand $Re_D \sim 2300$ et dans des couches limite, quand $Re_x \sim 500\ 000$, /79, 114/.

5. Phénomène tridimensionnel. L'écoulement turbulent n'est pas stationnaire et il a toujours lieu le long des trois dimensions.

6. Caractère imprévisible des particules de fluide. Un flux turbulent présente une sensibilité extrême aux conditions initiales et aux conditions limites. Ce comportement est évident, si l'on prend en considération une petite déviation des conditions initiales, on peut alors observer, que les deux écoulements deviennent vite très différents l'un de l'autre, si l'on suit les quantités instantanées décrites en détail. Ce caractère imprévisible des trajectoires des particules de fluide à intervalles de temps suffisamment longs, correspond à une perte des conditions initiales d'écoulement. On peut ainsi décrire le phénomène d'imprévisibilité. Certaines caractéristiques de la turbulence restent, quand même reproductibles, comme par exemple les propriétés statistiques, les valeurs moyennes et les distributions spectrales, /114/.

7. Dispersion. La turbulence ne peut pas être soutenue telle quelle. Elle a besoin d'être alimentée avec de l'énergie. Les sources d'énergie peuvent être multiples. En général, il s'agit de l'énergie de cisaillement ou de l'effort du flux moyen d'écoulement, mais elle peut provenir aussi de forces extérieures, comme la poussée d'Archimède. A défaut d'être entretenue, la turbulence se désintègre peu à peu.

L'écoulement turbulent est dissipatif, ce qui veut dire que l'énergie cinétique des petits tourbillons (dissipatifs) est transformée en énergie thermique. Le mécanisme de dispersion visqueuse de la turbulence est lié à l'existence des gradients de champs de vitesse instantanée, /31, 114/. Les petits tourbillons reçoivent l'énergie cinétique des tourbillons un peu plus grands. Les tourbillons un peu plus grands reçoivent l'énergie des tourbillons plus grands et ainsi de suite. Les plus grands tourbillons vont extraire leur énergie du flux moyen d'écoulement. Ce processus de transfert d'énergie des grandes échelles de turbulence aux moindres échelles est appelé processus en cascade, (figure 3.4), /79, 129/.

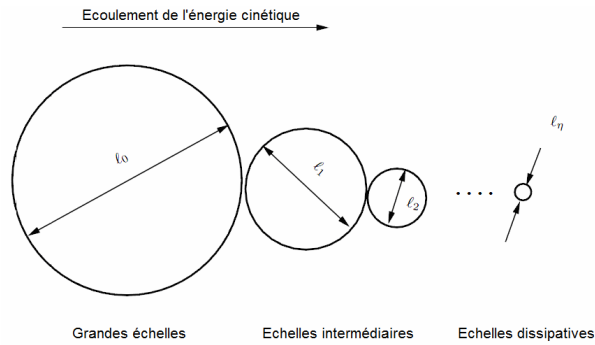


Fig. 3.4. Processus en cascade du spectre des tourbillons turbulents, /79/

3.2. Equations de l'écoulement

Pour mettre en évidence les différentes propriétés de la turbulence, on analysera les équations fondamentales, qui décrivent l'écoulement visqueux. Ce groupe d'équations comprend l'équation de continuité, l'équation de conservation de la quantité de mouvement et celle de l'énergie.

La dynamique du processus d'écoulement peut être décrite à l'aide des équations fondamentales d'écoulement *des fluides visqueux compressibles* (aussi nommés fluides réels), groupés dans le modèle de Navier-Stokes. Ce modèle comporte d'ailleurs les principes fondamentaux de la physique des moyennes continues:

- le principe (loi) de la conservation de la masse,
- le principe (loi) de conservation de la quantité de mouvement (deuxième loi de Newton),
- la principe (loi) de la conservation de l'énergie.

On considère un fluide visqueux compressible, caractérisé par des propriétés comportant la densité massique ρ , la viscosité dynamique η ou la viscosité cinétique ν . Ce fluide occupe un espace \mathcal{D} , considéré comme un sous-ensemble ouvert dans l'espace euclidien \mathbb{R}^3 , pendant tout son mouvement. On considère que le mouvement ou la déformation, par rapport à son état d'équilibre, est généré par \vec{f} , un champ des forces extérieures qui agissent sur le fluide, de la variation du gradient du champ de pression p , des forces de surface, de la variation du champ de température T etc. Dans le domaine du mouvement à l'intérieur du fluide, le mouvement est décrit par le champ de vitesses \vec{u} . A partir des principes physiques énoncés ci-dessus on obtient le modèle thermodynamique à six inconnues: les trois qui composent le champ de vitesses, la pression, la densité et la température. En mathématiques celles-ci sont considérées comme des fonctions (champs vectoriels ou scalaires) définies sur $\mathcal{D} \times (0, \infty) \subset \mathbb{R}^3 \times \mathbb{R}$

$$u_i, p, \rho, T : \mathcal{D} \times (0, \infty) \subset \mathbb{R}^3 \times \mathbb{R} \rightarrow \mathbb{R}, i = 1, 2, 3$$

ainsi, on écrira $\vec{u} = \vec{u}(\vec{x}, t)$, $p = p(\vec{x}, t)$, où ont été utilisées les notations usuelles t et $\vec{x} = (x_i)_{i=1,3}$: pour la variable temporelle et les variables spatiales, respectivement de \mathbb{R}^3 .

Du premier principe on obtient l'équation de continuité (3.3) qui assure la conservation de la masse du fluide dans n'importe quel volume de contrôle inclus dans son domaine de mouvement.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) = \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + u_i \frac{\partial \rho}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

Du deuxième principe, la conservation de la quantité de mouvement, pour un fluide newtonien visqueux compressible en mouvement non stationnaire, on déduit *les équations de Navier-Stokes* écrites sous la forme :

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \nu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j^2}, \quad i = \overline{1,3} \quad (3.4)$$

En adoptant les hypothèses simplificatrices sans tenir compte du champ des forces extérieures (des forces de volume) et de la liaison rhéologique ε du mouvement donné au tenseur de Cauchy, à son membre droit (3.4) restent seulement le terme de convection et le terme de diffusion.

Du dernier principe physique fondamental ressort *l'équation de l'énergie* (3.5) écrite pour l'inconnue T, le champ de température.

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} + \rho c_p T \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x_j^2}, \quad (3.5)$$

où c_p est la notation pour la chaleur spécifique à pression constante et λ pour la capacité thermique massique du fluide.

Au système d'équations (3.3), (3.4), (3.5) on doit ajouter les conditions initiales (les conditions de Cauchy) et les conditions limites, celles-ci étant spécifiques à la frontière du domaine occupé par le fluide, donc correspondant à un problème physique concret d'étude. Autrement dit, on obtient de cette manière la description déterministe du mouvement non stationnaire d'un fluide visqueux compressible.

Pour l'écoulement turbulent, les notions telles que les micro ou macrostructures s'expliquent bien, si on utilise un cas particulier, notamment le mouvement nonstationnaire unidimensionnel d'un fluide visqueux incompressible d'isopression. Pour cet écoulement, on va utiliser *l'équation de Burgers*, qui est obtenue directement de l'équation de Navier- Stokes (3.4), par les simplifications correspondantes aux nouvelles hypothèses adoptées.

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3.6)$$

où la seule inconnue est la composante de la vitesse $\vec{u} = \vec{u}(x, t)$, si l'on considère que l'axe Ox , est la direction du mouvement donnée par cette vitesse.

L'équation (3.6) est non linéaire par le terme de convection $u \frac{\partial u}{\partial x}$ et par le terme de dissipation $\nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$. Ces types de non linéarité jouent un rôle important dans la description des mouvements turbulents, c'est pourquoi l'équation de Burgers est encore étudiée.

Pour comprendre mieux la turbulence, on analysera encore l'équation de Burgers (3.6), /122/. Il est à remarquer, que celle-ci peut être intégrée dans certaines conditions initiales et à limite, en obtenant des solutions exactes.

Les deux termes non linéaires de l'équation (3.6) seront analysés séparément et ensuite ils seront recouplés selon le principe de la superposition.

a). En conséquence, quand le terme de convection manque dans (3.6) on obtient l'équation de Burgers simplifiée sous la forme:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \nu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad (3.7)$$

Si à l'équation (3.7) on ajoute la condition initiale

$$u(x, t)|_{t=0} = I \delta(x), \quad \forall x \in \mathbb{R} \quad (3.8)$$

où $\delta(x)$ est la distribution de Dirac et I représente la valeur de la vitesse, et les conditions limites, qui dans ce cas sont des conditions bilocales à l'infini, représentant l'amortissement de la dissipation,

$$\lim_{x \rightarrow \pm\infty} u(x, t) = 0, \quad \forall t \in (0, \infty) \quad , \quad (3.9)$$

alors, la solution du problème de Chauchy- Dirichlet (3.7), (3.8), (3.9) est donnée par:

$$u = \frac{I}{2\sqrt{\pi\nu t}} e^{-\frac{x^2}{4\nu t}} \quad (3.10)$$

La représentation graphique de la solution (3.10) est donnée dans la figure 3.7. pour différentes valeurs de t . On observe que pour des valeurs de plus en plus grandes de t , le gradient de vitesse diminue,

$$\frac{\partial u}{\partial x}(x, t) = -\frac{I}{4\sqrt{\pi}(\nu t)^{3/2}} e^{-\frac{x^2}{4\nu t}} \xrightarrow{t \rightarrow \infty} 0 \quad (3.11)$$

Dans ce cas , on dit que le frottement est de type gradient d'affaiblissement¹.

b). Si, dans l'équation de Burgers, le terme de frottement est omis, l'équation résultante s'appelle l'équation d'advection non linéaire:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad (3.12)$$

Donc, la vitesse u n'est pas seulement fonction de la position spatiale x et du temps t , mais aussi fonction d'une combinaison linéaire de ces deux grandeurs x et t . La solution générale de cette équation déterminée par la méthode des caractéristiques, s'écrit sous la forme:

$$u = f(x - ut), \quad (3.13)$$

où f est une fonction arbitraire, avec des propriétés différentielles suffisantes et qui représente la nondéterminée de la solution générale de l'équation (3.12)

D'ailleurs, de (3.13) on observe que la vitesse u pour $t = 0$, se propage sans changer au plan de la variable vectorielle (x, t) , conformément à la caractéristique

$$x - ut = const. , \quad (3.14)$$

dont la pente est même :

$$\frac{\partial x}{\partial t} = u \quad (3.15)$$

qui revient au fait que la pente de la caractéristique est déterminée par la solution même. Ce phénomène est représenté graphiquement dans la figure 3.6, où l'on peut observer que le

gradient $\frac{\partial u}{\partial x}$ devient,

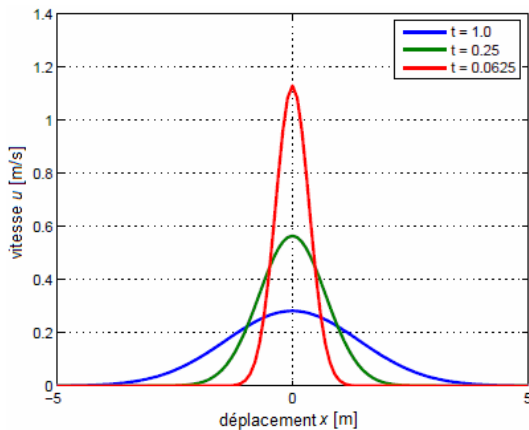


Fig. 3.5. Solution de l'équation de diffusion pour différentes périodes de temps, /122 /.

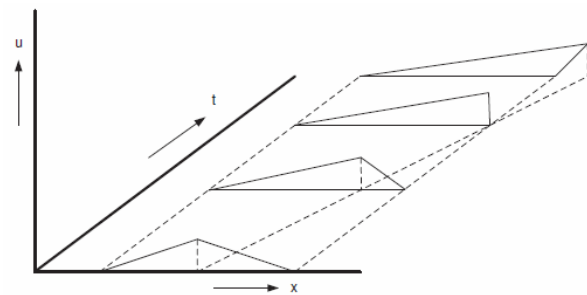


Fig. 3.6. Solution non linéaire de l'équation d'advection, /122/

en fonction du temps de plus en plus évident, une fonction dont le graphique est plus "aigu", dans le sens d'angle acutangle, d'où l'appellation de *gradient d'aiguillage*². Après un certain

¹ gradient-weakening
² gradient-sharpening

temps, le graphique devient aigu jusqu'à former une droite, ce qui veut dire que l'équation admet plusieurs solutions. On peut tirer la conclusion que le terme de non linéarité est le gradient d'aiguillage et celui-ci est déstabilisant.

Pour examiner simultanément les deux effets, pour déterminer la solution de l'équation de Burgers (3.6) on doit établir le rapport entre ces deux effets non linéaires. De cette façon, pour caractériser ce rapport, on réécrira l'équation (3.6) sous forme adimensionnelle, par *la fixation des grandeurs caractéristiques ou d'échelle, respectivement de longueur L et de vitesse U* . Par rapport à ces grandeurs caractéristiques, on définit les nouvelles variables, adimensionnelles par les relations :

$$\tilde{x} = \frac{x}{L_c}, \quad \tilde{u} = \frac{u}{U_c}, \quad \tilde{t} = t \frac{U_c}{L_c} \quad (3.16)$$

où \tilde{u} , \tilde{x} , \tilde{t} représentent la vitesse adimensionnelle, la variable adimensionnelle de position et, respectivement, celle de temps, [122]. Les relations (3.16) sont en même temps un changement de variable dans le sens des équations différentielles à dérivées partielles, ainsi que pour les opérateurs de dérivation, on a les relations de liaison suivantes:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial x} \rightarrow \frac{1}{L_c} \frac{\partial}{\partial \tilde{x}}, & \frac{\partial}{\partial x} \rightarrow \frac{1}{L_c^2} \frac{\partial}{\partial \tilde{x}^2}, \\ \frac{\partial}{\partial t} \rightarrow \frac{U_c}{L_c} \frac{\partial}{\partial \tilde{t}}. \end{cases} \quad (3.17)$$

Quand on applique les relations (3.16) et (3.17) dans l'équation (3.6) par calcul direct, on obtient:

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} = \left(\frac{\nu}{U_c L_c} \right) \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{x}^2}$$

et si l'on prend en considération le nombre de Reynolds, qui représente le rapport entre le terme non linéaire d'advection (terme d'inertie) et le terme visqueux (les forces de frottement),

$$\text{Re} = \frac{U_c L_c}{\nu}$$

on obtient l'équation adimensionnelle de Burgers, écrite sous la forme:

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} = \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 \tilde{u}}{\partial \tilde{x}^2}. \quad (3.18)$$

D'ailleurs, le critère de Reynolds met en évidence, pour les valeurs $\text{Re} < 1$ le terme visqueux dominant et *l'écoulement du fluide est caractérisé comme stable ou laminaire*. Quand $\text{Re} > 1$, le terme non linéaire d'advection domine; alors, l'écoulement est instable. Dans ce dernier cas, *l'écoulement est caractérisé comme turbulent*.

Pour comprendre mieux ce qui se passe pour différentes valeurs du nombre de Reynolds, on analysera les solutions exactes de l'équation de Burgers. Par exemple, pour un $Re > 1$, le terme de la partie droite de l'équation (3.18) peut être négligé :

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{t}} + \tilde{u} \frac{\partial \tilde{u}}{\partial \tilde{x}} = 0$$

dont la forme est la même (3.12). Cette fois les variables sont adimensionnelles, donc la solution s'écrit sous une forme particulière où l'on met en évidence de nouveau les variables dimensionnelles et les grandeurs caractéristiques.

$$u = \frac{U_c}{2} \left\{ -\tanh\left(\frac{U_c x}{4\nu}\right) + \frac{x}{L_c} \right\}$$

où $-L_c \leq x \leq +L_c$ ou équivalent, $-1 \leq \tilde{x} \leq +1$ à

$$U_c = \frac{4U_0}{1 + \frac{2U_0 t}{L_c}}$$

et U_0 une vitesse initiale, donnée par le problème .

Dans la figure 3.7, est représentée graphiquement la solution de l'équation de Burgers. Avec la longueur de l'échelle de l'ordre de L_c , la solution est dominée par celle de l'équation non linéaire (3.12), donc des effets de type advection. De plus, dans ce cas-là , la solution exacte peut être approximée, sous cette forme :

$$u = \begin{cases} \frac{U_c}{2} \left(\frac{x}{L_c} + 1 \right) & \text{pour } \forall x < 0, \\ \frac{U_c}{2} \left(\frac{x}{L_c} - 1 \right) & \text{pour } \forall x > 0. \end{cases}$$

Cette solution est aussi représentée sur la figure 3.7. A cause de la longueur d'échelle relativement grande, cette partie de la solution s'appelle macrostructure. *Les processus non linéaires de type advection dominant la macrostructure et dans ce cas, le frottement peut être négligé.*

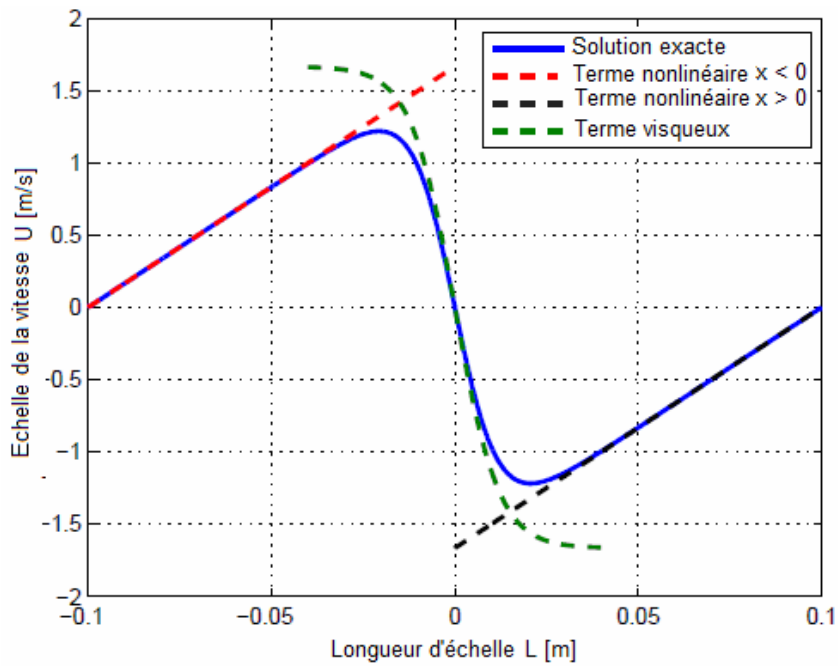


Fig. 3.7. Solution exacte de l'équation de Burgers pour $Re \gg 1$, /122/

Il y a une petite région, où bien que le gradient soit très grand, le terme de frottement ne peut pas être négligé. Cette région est nommée *microstructure* et elle est dominée par le frottement à cause de la viscosité. Les échelles de longueur impliquées sont de l'ordre

$$x \approx \delta = \frac{\nu}{U_c}$$

ce qui implique un nombre de Reynolds local, avec $Re < 1$. Dans ce cas, la solution peut être approximée, par le terme visqueux, de la figure 3.7.

$$u = -\frac{U_c}{2} \tanh\left(\frac{U_c x}{4\nu}\right)$$

En conclusion, la *macrostructure* est alimentée avec de l'énergie de l'écoulement principal, par les processus d'instabilité. Les grandes quantités de turbulence, instables, se brisent dans d'autres plus petites. Ce processus est nommé *processus en cascade*, processus qui se répète jusqu'à ce qu'on atteigne la *microstructure*. A ce moment là, l'énergie cinétique est dissipée en chaleur, par la viscosité.

3.3. Modélisation de la turbulence

La modélisation de la turbulence est l'un des trois éléments-clé de la CFD, (les deux autres étant l'engendrement du domaine de calcul et le développement de l'algorithme.) Il est difficile de réaliser un modèle mathématique capable d'approximer le comportement physique

des écoulements turbulents à grande précision. Cette conclusion n'est pas surprenante, puisque notre objectif est celui d'approximer un phénomène extrêmement compliqué.

Ces dernières décennies, plusieurs modèles du phénomène de turbulence ont été élaborés. Il n'y a pas de modèle unique, qui décrive complètement le processus de ce phénomène naturel.

Chaque modèle de turbulence dispose de conditions particulières qui le caractérisent et le différencient des autres modèles et le rendent adapté à un type de simulation. Ils ont leurs avantages et leurs inconvénients. La suite CFD ANSYS-Fluent, utilisée dans cet ouvrage pour faire des simulations, offre plusieurs modèles de turbulence. Pour prendre finalement une décision à l'égard du choix du modèle de calcul, on va passer en revue différents modèles. Les arguments pour et contre seront traités pour chaque modèle, tout comme les limites et les équations de base.

Les modèles de turbulence qui seront présentés reposent sur la *méthode moyennée de Reynolds RANS*³, par laquelle les petites fluctuations de turbulence doivent être négligées.

Un désavantage de cette méthode est celui d'apporter un terme supplémentaire dans les équations de base de telle sorte qu'il est nécessaire de réaliser une fermeture du modèle pour les nouvelles inconnues. Ces équations de Reynolds, Navier-Stokes déterminent le transport des quantités moyennes d'écoulement, avec un domaine complet des échelles de turbulence, celles-ci modélisées comme des propriétés moyennes de l'écoulement qui ne changent pas trop dans l'espace et dans le temps. *Cette manière d'envisager les choses réduit considérablement l'effort et les ressources de calcul, donc elle est utilisée dans plusieurs applications pratiques dans l'ingénierie.*

Quand on utilise la modélisation qui comporte l'utilisation de RANS, les variables dépendantes (les inconnues) sont décomposées en parties moyennes et fluctuantes. On l'appelle souvent la décomposition de Reynolds. Pour la vitesse, elle revient à:

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad i = 1, 2, 3 \quad (3.19)$$

et pour toutes autres quantités scalaires, comme la pression et l'énergie on peut écrire, en général

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (3.20)$$

Ces expressions peuvent être remplacées dans les équations de continuité et de conservation de la quantité de mouvement. En moyennant les équations de conservation de la masse et de la quantité de mouvement, on obtient les équations moyennées suivantes :

³ RANS – Reynolds Average Navier Stokes

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (3.21)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_k} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3.22)$$

où δ_{ij} est le tenseur (le symbole) de Kroneker.

Les équations ci dessus s'appellent les *équations moyennées de Reynolds Navier-Stokes (RANS)*. Les variables dépendantes sont maintenant les valeurs moyennées par rapport au temps. Dans l'équation de l'impulsion, le nouveau terme supplémentaire $\overline{\rho u'_i u'_j}$ n'est qu'une conséquence des effets de la turbulence. Il peut être interprété comme le transport dans la direction j de l'impulsion de la direction i . Ce type de transport pour l'impulsion a le même effet que la tension sur une surface et il est donc, appelé la tension (la pression) de Reynolds. Il doit être modélisé pour compléter (fermer) l'équation de l'impulsion.

3.3.1. Modèle de turbulence Spart-Allmaras

Le premier modèle présenté est le modèle **Spart-Allmaras**. C'est un modèle valable pour les petits nombres de Reynolds qui résout seulement l'équation de transport modélisée, pour la turbulence cinématique visqueuse. Ce modèle a été développé surtout pour les applications de l'industrie aérospatiale où apparaissent fréquemment des écoulements au niveau des parois; on a aussi obtenu de bons résultats, pour les couches limite soumises aux grands gradients de pression, /32/.

Dans ce modèle, $\tilde{\nu}$ est la variable de transport. Elle est analogue à la turbulence cinématique visqueuse, excepté les couches proches aux parois. L'équation qui gouverne le transport de $\tilde{\nu}$ est donnée par:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2\rho} \left(\frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu. \quad (3.23)$$

Le premier terme de la partie gauche de l'équation (3.23) représente l'accroissement de la viscosité turbulente. Le deuxième terme représente le transport convectif de l'écoulement moyen. Les termes de la partie droite de l'équation (3.23) représentent la production: de la viscosité de turbulence provenant des gradients de l'écoulement moyen (G_ν), le transport de la viscosité, due à la viscosité moléculaire et turbulente, la dissipation de viscosité turbulente des petites échelles et la destruction de la viscosité de turbulence, dans les zones proches de la paroi à cause de l'amortissement de viscosité (Y_ν), /32/.

On calcule la viscosité turbulente par la formule:

$$\mu_t = \rho \tilde{\nu} f_v, \quad (3.24)$$

où la fonction d'amortissement de viscosité (f_v) est donnée par:

$$f_v = \frac{\mathcal{X}^3}{\mathcal{X}^3 + C_{v1}^3} \quad (3.25)$$

avec
$$\mathcal{X} = \frac{\tilde{\nu}}{\nu} \quad (3.26)$$

Puisque le modèle Spalart-Allmaras est relativement récent, son applicabilité dans des écoulements complexes est incertaine. Les modèles à une seule équation, comme celle-ci ne peuvent pas prendre en compte les changements rapides des échelles de longueur, dans le cas où l'écoulement limité par une paroi change brusquement de l'écoulement laminaire, loin des perturbations des frontières solides. Un exemple est constitué par la simulation des écoulements dans un moteur à combustion interne: le flux d'air, qui traverse l'espace entre la soupape et le siège de la soupape pour accéder, ensuite, dans la chambre de combustion, /122/

3.3.2. Modèle de turbulence standard $k - \varepsilon$

Un autre type de modèle de turbulence est représenté par celui formé de deux équations. L'un des plus simples modèles de ce type est le modèle de turbulence $k - \varepsilon$, où k est l'énergie cinétique de turbulence et ε le taux de dissipation de celle-ci. Ce modèle a été proposé par Launder et Spalding, /32/ et il est fréquemment utilisé dans la simulation des écoulements turbulents, parce qu'il est en général facile à appliquer, robuste et économique. Les deux équations de transport pour l'énergie cinétique et la dissipation sont résolues pour former une grandeur, une échelle caractéristique non seulement pour la vitesse turbulente, mais aussi pour la longueur. Ces échelles (dimensions) représentent la viscosité turbulente. Les équations pour l'énergie cinétique k et le taux de dissipation ε ont cette forme, /32/:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.27)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.28)$$

La viscosité turbulente est calculée en employant l'équation suivante:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.29)$$

où: ρ est la densité du fluide et C_μ est une constante

Le terme G_k , présent dans les équations (3.27) et (3.28), représente la production d'énergie cinétique turbulente, due aux gradients de la vitesse moyenne. Cette énergie est alimentée au niveau des petites échelles, par celle des grandes échelles par l'intermédiaire du mécanisme d'élargissement de la vorticité. Au niveau des petites échelles, cette énergie se dissipe en chaleur, lorsqu'on accède à l'échelle de Kolmogorov. On calcule G_k en utilisant la relation, /32/:

$$G_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}. \quad (3.30)$$

Le terme qui se trouve devant le gradient de vitesse $\partial u_j / \partial x_i$ est la tension de Reynolds, calculée par la relation suivante:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho k + \mu_t \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \delta_{ij}$$

Le premier terme de la partie droite des deux équations (3.27) et (3.28) est le transport d  à la turbulence moléculaire et à la viscosité. Le deuxième terme de la partie droite de l'équation de dissipation (3.28) représente le taux (la valeur de la vitesse de variation) auquel l'écoulement des grandes échelles fournissent l'énergie pour celui des petites échelles. Le dernier terme de l'équation (3.28) représente la dissipation au niveau des petites échelles.

Pour ce modèle semi-empirique, l'équation de l'énergie cinétique est déduite mathématiquement, tandis que celle de la dissipation résulte des contraintes d'ordre physique. Pour le modèle $k - \varepsilon$, on suppose que le fluide a un écoulement entièrement turbulent et que les effets de la viscosité moléculaire sont négligeables. C'est pourquoi, ce modèle est à appliquer seulement pour les sous domaines complètement turbulents de l'écoulement du fluide, /32/. Ce modèle n'est pas utilisé, en général, pour la simulation des écoulements de la chambre de combustion des moteurs à combustion interne.

Si l'on considère le champ gravitationnel et le champ de températures, le terme G_b représente la production de la turbulence due à la flottabilité,

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (3.31)$$

où:

Pr_t est le nombre de Prandtl, pour l'énergie de turbulence dans le cas du modèle standard $k - \varepsilon$, $Pr_t = 0.85$);

g_i est la composante de la direction i du champ gravitationnel

β est le coefficient d'expansion thermique donné par l'expression $\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p$

Pour les écoulements compressibles, quand le nombre de Mach a une grande valeur, la compression influence la turbulence par les phénomènes de dilatation-dissipation. En négligeant la dilatation - dissipation, on ne réussit pas à évaluer la diminution observée du taux d'expansion, avec à l'accroissement du nombre de Mach, pour des mélanges compressibles et des couches de cisaillement. Ayant en vue ces aspects, pour le modèle $k-\varepsilon$, dans l'équation (3.28), on a introduit le terme de dilatation - dissipation Y_M , défini par

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2$$

où, M_t est le nombre de Mach de turbulence

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}}$$

Les constantes du modèle sont présentées dans le tableau suivant:

Tableau 3.1. Constantes du modèle $k-\varepsilon$

$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	C_μ	σ_k	σ_ε
1.44	1.92	0.09	1.0	1.3

3.3.3. Modèle de turbulence $k-\varepsilon$ RNG

Le modèle de turbulence $k-\varepsilon$ RNG est déduit des équations de Navier-Stokes, en utilisant une technique mathématique appelée "du groupe renormalisé"⁴, /32/. La déduction analytique conduit à un modèle standard $k-\varepsilon$. Dans les équations de transport (3.27) pour l'énergie cinétique et (3.28) pour la dissipation, il y aura des termes et fonctions supplémentaires. En conséquence, les équations de transport du modèle $k-\varepsilon$ RNG, sont données par:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M \quad (3.32)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (3.33)$$

La différence principale par rapport au modèle $k-\varepsilon$ standard est représentée par le terme supplémentaire R_ε , défini par la formule

⁴ ReNormalizationGroup

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.34)$$

où $\eta \equiv Sk / \varepsilon, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}}$ (3.35)

avec $S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$

la vitesse moyenne de variation du tenseur de déformation, et η_0 et β sont les constantes du modèle.

Les deux derniers termes de l'équation (3.32) peuvent être unis, dans un seul terme, donné par :

$$-C_{2\varepsilon}^* \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.36)$$

où

$$C_{2\varepsilon} \equiv C_{2\varepsilon} + \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3}. \quad (3.37)$$

Dans les régions à vitesse de variation relativement faible de la déformation ($\eta < \eta_0$), le terme R_ε a une contribution positive, donc $C_{2\varepsilon}^*$ devient plus grand que $C_{2\varepsilon}$. En conséquence, pour des tensions faibles et modérées de l'écoulement principal, le modèle $k - \varepsilon$ RNG tend à avoir des résultats comparables, dans la plupart des cas, au modèle $k - \varepsilon$ standard. De l'autre côté, à grandes vitesses de variation des valeurs de déformations, $\eta > \eta_0$ le terme R_ε a une contribution négative. La valeur $C_{2\varepsilon}^*$ est faible, par rapport à $C_{2\varepsilon}$. Comparé au modèle $k - \varepsilon$ standard, de petites destructions de ε , conduisent à l'accroissement des valeurs de ε , en réduisant celles de k et probablement celles de la viscosité effective. Comme conséquence, dans les écoulements forcés, rapides, le modèle $k - \varepsilon$ RNG conduit à une viscosité de moindre turbulence que celle donnée par le modèle $k - \varepsilon$ standard. De cette façon, le modèle $k - \varepsilon$ RNG est beaucoup plus sensible au effet de passage rapide et de courbure de la ligne de courant, par rapport au modèle $k - \varepsilon$ standard, ce qui explique les performances meilleures de ce modèle pour différentes catégories d'écoulement.

Une autre différence par rapport au modèle $k - \varepsilon$ standard consiste dans la manière de calculer la viscosité turbulente. Pour le modèle $k - \varepsilon$ RNG, la viscosité est calculée avec l'équation suivante:

$$d \left(\frac{\rho^2 k}{\sqrt{\varepsilon \mu}} \right) = 1.72 \frac{\tilde{\nu}}{\sqrt{\tilde{\nu}^3 - 1 + C_\nu}} d\tilde{\nu} \quad (3.38)$$

où $\tilde{\nu} = \mu_{eff} / \mu$. L'équation (3.38) est intégrée pour décrire clairement, comment le transport de la turbulence varie effectivement, par rapport au nombre de Reynolds en permettant ainsi le traitement des cas des écoulements à petites valeurs du nombre de Reynolds et même des écoulements au voisinage des parois. Pour les grands nombres du Reynolds, l'équation (3.38) se réduit à la même forme que dans le cas du modèle $k - \varepsilon$ standard,

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.39)$$

3.3.4. Modèle $k - \varepsilon$ Realizable

Le dernier membre de la famille des modèles $k - \varepsilon$ est celui nommé " $k - \varepsilon$ réalisable", celui-ci est un modèle de turbulence relativement récent. A la différence des deux autres modèles, celui-ci est "réalisable", c'est-à-dire qu'il satisfait certaines contraintes mathématiques imposées au tenseur des tensions, en concordance avec les propriétés physiques des écoulements turbulents. Mais, il est différent du modèle $k - \varepsilon$ standard, sous deux aspects importants:

- la manière de formuler la viscosité turbulente
- une nouvelle équation qui gouverne la vitesse de variation de la dissipation.

De cette façon, l'équation de transport de la dissipation a été obtenue de l'équation exacte de transport de la moyenne carrée des fluctuations tourbillonnaires. En conclusion, *le modèle $k - \varepsilon$ réalisable* est constitué des équations suivantes de transport de l'énergie cinétique k et de la dissipation ε , /32/.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - \rho \varepsilon \quad (3.40)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} \quad (3.41)$$

où, on a: $C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right]$, $\eta \equiv S \frac{k}{\varepsilon}$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$

L'équation de transport cinétique a la même forme que celle du modèle $k - \varepsilon$ standard et du modèle $k - \varepsilon$ RNG, mais l'équation de transport pour la dissipation est différente. Le terme de production de la turbulence, dans l'équation (3.41) pour la dissipation ε :

$$P_\varepsilon := \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon$$

n'implique pas l'engendrement d'énergie cinétique k , ce qui s'oppose aux deux autres familles de modèles. On suppose que cette forme de production de la turbulence représente mieux le

transfert d'énergie spectrale. Le dernier terme de la partie droite de l'équation (3.41)

$\rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}}$ est le terme de destruction, qui a une propriété avantageuse, il manque de singularités. Son dénominateur n'est pas nul, même si k s'annule, ou devient plus petit que zéro.

Comme pour les deux autres modèles $k-\varepsilon$, la viscosité turbulente est calculée avec l'équation (3.39). La seule différence est la constante C_μ . Pour le modèle $k-\varepsilon$ réalisable ce terme n'est plus constant, il est calculé par:

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_S k U^* / \varepsilon} \quad (3.42)$$

où:

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}}, \quad \tilde{\Omega}_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} - \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right)$$

où A_0 et A_S sont constantes et $\bar{\Omega}_{ij}$ est le tenseur des vitesses moyennes de rotation. On peut observer que C_μ est une fonction des vitesses de variation des rotations moyennes et des tensions moyennes, de la vitesse angulaire de système de rotation et des camps de turbulence (k et ε).

Le modèle $k-\varepsilon$ réalisable a apporté, par les résultats fournis des améliorations considérables par rapport au modèle $k-\varepsilon$ standard. On peut remarquer cet avantage surtout si les caractéristiques d'écoulement incluent des lignes de courant courbées, des tourbillons et des rotations. Compte tenu que le modèle est relativement récent, on ne peut pas affirmer franchement quel aspect du modèle $k-\varepsilon$ réalisable dépasse le modèle $k-\varepsilon$ RNG. Pourtant, les études initiales, /122/ ont démontré que le modèle $k-\varepsilon$ réalisable offrait la meilleure performance de tous les modèles $k-\varepsilon$, pour les simulations effectuées pour valider des écoulements à phénomènes de séparation ou des écoulements secondaires complexes. Ces propriétés rendent ce modèle de turbulence très adéquat aux simulations du moteur à combustion interne.

3.3.5. Modèle $k-\omega$ standard

Ce modèle repose sur le modèle $k-\omega$ de Wilcox, /129, 32/ qui gouverne non seulement les modifications des effets pour les écoulements caractérisés par un petit nombre de Reynolds, mais aussi celles de compression et d'écoulement librement dispersé. Le modèle Wilcox

anticipe la vitesse de variation de l'écoulement librement dispersé en concordance avec les mesures effectuées pour les sillages à grandes distances, avec celles des couches de mélange et pour différents types de jets. C'est pourquoi, ce modèle est applicable pour les écoulements au niveau des parois et aussi pour les écoulements libres, dans un volume de fluide, c'est-à-dire loin des parois solides.

Le modèle $k - \omega$ est un modèle de turbulence semi empirique, formé de deux équations de transport. L'équation de transport pour l'énergie cinétique k est comparable à celle du modèle $k - \varepsilon$, tandis que, l'équation de transport pour la dissipation, est différente. A la place de la dissipation sur l'unité de masse ε cette fois, on emploie la vitesse de variation de la dissipation spécifique ω . Cette quantité peut être envisagée, comme le rapport entre ε et k . Les deux équations de transport pour l'énergie cinétique et la vitesse de variation de la dissipation spécifique ont les formes suivantes, /32/ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k - Y_k, \quad (3.43)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega \bar{u}_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \omega \right] + G_\omega - Y_\omega \quad (3.44)$$

où G_k représente l'engendrement de l'énergie cinématique et G_ω l'engendrement de la vitesse de dissipation spécifique. La dissipation de k et de ω dues à la turbulence sont représentées par Y_k et respectivement Y_ω . On calcule la viscosité turbulente μ_t , en employant la relation:

$$\mu_t = \alpha^* \rho \frac{k}{\omega} \quad (3.45)$$

où α^* est le facteur de correction pour les petits nombres de Reynolds. Ce coefficient est donné par :

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0^* + Re_t / R_k}{1 + Re_t / R_k} \right) \quad \text{avec} \quad Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (3.46)$$

et R_k est une constante. Comme on peut le voir, dans le cas des écoulements caractérisés par un grand nombre de Reynolds, ce coefficient est égal à un. On calcule l'engendrement de l'énergie cinétique G_k , en utilisant (3.30), tandis que l'engendrement de la dissipation spécifique est calculée par:

$$G_\omega = \alpha G_k \frac{\omega}{k} \quad (3.47)$$

avec α facteur de correction pour les petits nombres de Reynolds, calculé selon la formule:

$$\alpha = \frac{\alpha_\infty}{\alpha^*} \left(\frac{\alpha_0 + Re_t/R_\omega}{1 + Re_t/R_\omega} \right), \quad (3.48)$$

où R_ω est une constante. On peut aussi voir que pour les grands nombres de Reynolds ce facteur de correction est égal à un. Si l'on introduit Γ_k et Γ_ω qui représentent la diffusivité effective de k de ω définis ainsi:

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$$

et

$$\Gamma_\omega = \mu \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$$

les équations du modèle $k - \omega$ se récrivent sous la forme:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k \quad (3.49)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega + Y_\omega \quad (3.50)$$

Dans les équations du modèle $k - \omega$ ont apparu de différentes constantes, données dans le tableau 3.2.

Tableau 3.2. Constantes du modèle $k - \omega$

α^*	α_∞	α_0	β_∞^*	β_i	R_β	R_k	R_ω	ζ^*	M_{t0}	σ_k	σ_ω
1	0.52	1/9	0.09	0.072	8	6	2.95	1.5	0.25	2	2

Comme nous l'avons déjà mentionné, le modèle de turbulence $k - \omega$ offre de bons résultats pour les écoulements délimités par une paroi et aussi pour les écoulements libres dans un volume de fluide, dus aux facteurs de correction pour les petites nombres de Reynolds. Cette propriété rend le modèle $k - \omega$ adéquat aux simulations numériques d'écoulements du mélange air - combustible dans le moteur à combustion interne.

3.3.6. Modèle de turbulence $k - \omega$ SST⁵

Le modèle SST $k - \omega$ (de transport à pression de cisaillement) a été élaboré par Menter, pour combiner d'une manière efficace le modèle $k - \omega$, robuste et précise, dans la zone de proche paroi avec le modèle $k - \varepsilon$ adapté en champ éloigné. Pour réaliser cela, le modèle $k - \varepsilon$

⁵ Shear-Stress Transport

est converti par la formule $k - \omega$. Le modèle SST $k - \omega$ est similaire au modèle $k - \omega$ standard, mais comporte aussi des améliorations supplémentaires:

- les deux modèles, $k - \omega$ standard et $k - \varepsilon$ transformé sont multipliés par une fonction de combinaison, et puis ils sont additionnés; on a vu que la fonction de combinaison doit être dans la zone de proche paroi, ce qui met en marche le modèle $k - \omega$ standard et elle doit avoir une valeur nulle à la distance de surface, ce qui entraîne le modèle $k - \varepsilon$ transformé.

- la modèle SST comprend un terme dérivé amorti, par la diffusion transversale, de l'équation ω .

- la définition de la viscosité turbulente change pour justifier le transport de la pression turbulente de cisaillement.

- les constantes de modélisation sont différentes.

Ces traits rendent *le modèle $k - \omega$ SST plus précis et recommandable pour une catégorie plus large de flux* (par exemple des flux à inclinaison sous pression opposée, des sections d'ailerons, des ailes d'avion ou des pales de rotor, des vagues de choc transsoniques) comparé au *modèle $k - \omega$ standard*. Parmi ces modifications on énumère aussi l'adjonction d'un terme de diffusion transversale, dans l'équation ω et une fonction de combinaison, qui conduisent à un comportement adéquat des équations du modèle, dans la zone de proche paroi et aussi dans les zones éloignées, /32/.

Les équations de transport du modèle $k - \omega$ SST sont les suivantes, /32/ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k + Y_k + S_k \quad (3.51)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_\omega + Y_\omega + S_\omega \quad (3.52)$$

$$G_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}, \quad G_\omega = \alpha \frac{\omega}{k} G_k \quad (3.53)$$

où σ_k et σ_ω sont les nombres de Prandtl de turbulence pour k et ω , définis avec les expressions (3.54), (3.55)

$$\sigma_k = \frac{1}{F_1 / \sigma_{k,1} + (1 - F_1) / \sigma_{k,2}} \quad (3.54)$$

$$\sigma_\omega = \frac{1}{F_1 / \sigma_{\omega,1} + (1 - F_1) / \sigma_{\omega,2}} \quad (3.55)$$

On calcule la viscosité turbulente, μ_t en employant l'expression:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (3.56)$$

où : S est le pourcentage d'accroissement de la tension et α^* est un coefficient de la viscosité turbulente qui induit une correction pour les petits nombres de Reynolds.

Le coefficient α^* est défini ainsi:

$$\alpha^* = \alpha_\infty^* \left(\frac{\alpha_0 + \text{Re}_t / R_k}{1 + \text{Re}_t / R_k} \right) \quad (3.57)$$

où: $\text{Re}_t = \frac{\rho k}{\mu \omega}$, $R_k = 6$, $\alpha_0^* = \frac{\beta_i}{3}$, $\beta_i = 0.072$

A remarquer : pour les grands nombres de Reynolds $\alpha^* = \alpha_\infty^* = 1$

Les fonctions de mélange, F_1 et F_2 sont exprimées par les formules:

$$F_1 = \tanh(\Phi_1^4) \quad (3.58)$$

avec
$$\Phi_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho k}{\sigma_{\omega,2} D_\omega^+ y^2} \right] \quad (3.59)$$

Le terme D_ω^+ , de la relation précédente s'exprime par l'équation 3.60

$$D_\omega^+ = \max \left[2 \rho \frac{1}{\sigma_{\omega,2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-10} \right] \quad (3.60)$$

$$F_2 = \tanh(\Phi_2^2) \quad (3.61)$$

avec:
$$\Phi_2 = \max \left[2 \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \mu}{\rho y^2 \omega} \right] \quad (3.62)$$

où: y est la distance jusqu'à la surface suivante et D_ω^+ représente la composante positive du parcours de la diffusion du terme D_ω

$$D_\omega = 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega,2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.63)$$

Les constantes du modèle $k - \omega$ SST sont présentées dans le tableau suivant:

Tableau 3.3. Constantes du modèle $k - \omega$ SST

$\sigma_{k,1}$	$\sigma_{k,2}$	$\sigma_{\omega,1}$	$\sigma_{\omega,2}$	$\beta_{i,1}$	$\beta_{i,2}$	a_1
1.176	1.0	2.0	1.168	0.075	0.0828	0.31

3.3.7. Approche LES

Une autre approche spécifique aux turbulences est nommée *Large-Eddy Simulation* (*LES*). On calcule les grandes turbulences d'une manière explicite par une simulation en fonction de temps, avec les équations de Navier-Stokes filtrées. Le filtrage est d'ailleurs une mise en œuvre du point de vue mathématique des équations de Navier-Stokes, pour éliminer les turbulences plus petites que la dimension de filtrage. On a besoin d'une période de temps assez longue pour calculer les écoulements complexes; le nombre de Reynolds y est grand: on a besoin aussi d'un système de discrétisation très précis. C'est pourquoi la méthode LES n'est pas appropriée aux simulations des écoulements sur les moteurs à combustion interne.

3.4. Conclusions

Ce chapitre a été conçu, comme une étude de l'état de l'art, dans le domaine de la modélisation et de la simulation numérique de l'écoulement des fluides, considérée comme un préambule aux travaux de simulation, réalisés à l'aide du programme dédié ANSYS-Fluent, (v. § 5).

L'approche au niveau virtuel, par la technique CFD, a comme objectif la simulation numérique des phénomènes d'écoulement. La modélisation de la turbulence représente de ce point de vue, l'un des éléments clé; c'est pourquoi, dans ce chapitre on a considéré qu'une approche des équations spécifiques et des modèles existants sur la turbulence était nécessaire.

Pourtant, malgré les progrès énormes dans le domaine des machines de calcul, les dernières vingt années, la technique CFD reste encore un domaine « approximatif », parce que la « résolution » exacte des équations de Navier-Stokes pour les conditions de frontière données est, encore, comme on le sait une tâche impossible

4. Expérimentation

Les recherches expérimentales permettent de valider des résultats théoriques et de calibrer ces modèles. Le processus de recherche est, en général un système à réaction en boucle fermée, la recherche expérimentale étant organisée autour d'une intense activité au niveau théorique.

Dans l'ouvrage /9/ on a été présenté des expérimentations détaillées sur le moteur prototype. Notamment sur le cycle de combustion, objet d'étude de cette thèse de doctorat (v. § 2.2.3.), pour mettre en évidence les aspects caractéristiques qui découlent du fonctionnement du moteur au ralenti, à la hauteur minimale de levée de la soupape d'admission. En résumé, les recherches expérimentales effectuées ont mis en évidence une amélioration du fonctionnement du moteur, pour la loi minimale de levée de la soupape d'admission, la consommation de carburant et la dispersion cyclique¹ étant respectivement diminuées de 11% et de 18% dans les conditions d'une avance à l'allumage de 30°Vb. Ces résultats ont été obtenus, malgré un pompage accentué, grâce à une combustion également mieux placée sur le cycle.

Une des causes de ces résultats est due à l'intensification de la turbulence à l'entrée des gaz frais dans les cylindres du moteur, ayant pour conséquence l'intensification de la vitesse d'écoulement, quand on utilise la loi minimale de levée de la soupape d'admission. Une autre cause mentionnée dans l'ouvrage /9/, est la réduction de la masse de gaz brûlés résiduels, comme conséquence d'un EGR interne diminué pour la loi minimale, par rapport à la loi maximale.

Comme il l'a déjà été mentionné, cette thèse se propose d'éclaircir un peu ce domaine, par l'approche de la technique de simulation CFD. Plus exactement, le point de fonctionnement abordé dans l'ouvrage /9/, sera simulé par l'intermédiaire de la technique CFD. Cette première approche CFD qui constitue d'ailleurs, le but primordial de la thèse consiste dans la simulation numérique aux niveaux 2D et 3D, de l'écoulement de l'air atmosphérique dans le cylindre du moteur prototype. On veut donc trouver des informations plus claires, en ce qui concerne le champ de vitesses au niveau de la portée de la soupape et de l'EGR interne.

¹ Le critère employé étant la valeur du coefficient de variation de la pression moyenne indiquée (CoV IMEP)

4.1. Présentation du banc d'essai moteur

Pour valider/calibrer le, modèle CFD, on utilisera des données expérimentales, obtenues en instrumentant le moteur prototype², selon la présentation de la figure 4.1.

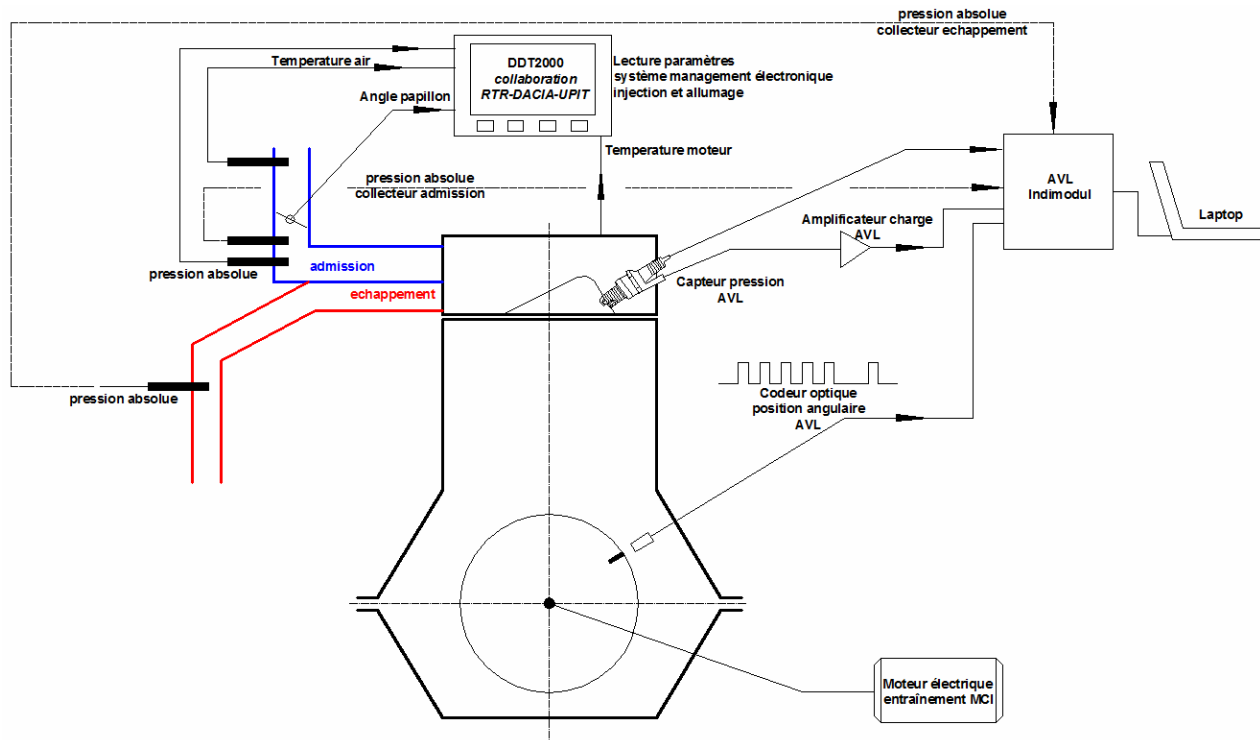
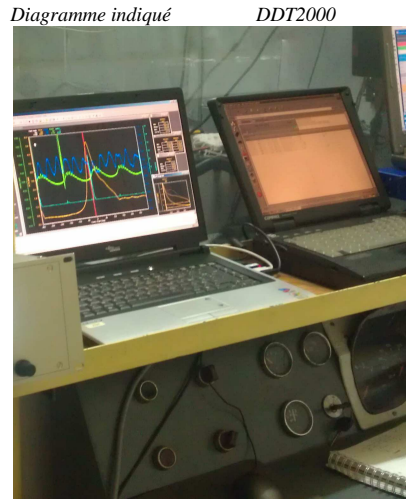


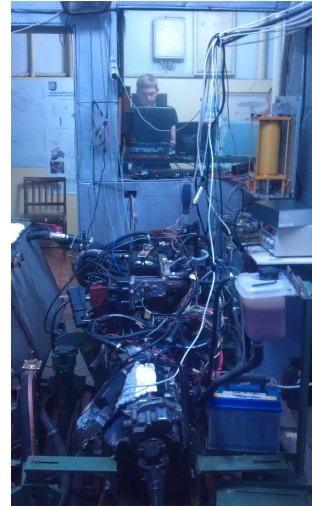
Fig. 4.1. Instrumentation du moteur prototype

- moteur électrique pour entraîner le moteur prototype à un régime de 815 tr/min,
- baromètre et thermomètre pour déterminer les conditions atmosphériques,
- chaîne de mesure complète pour tracer le diagramme indiqué, type AVL IndiModul 621, /52/
 - capteur piézoélectrique de pression monté au niveau de la bougie, AVL GU13Z-31,
 - amplificateur de charge AVL FlexIFEM,
 - capteur optique de position angulaire du vilebrequin, AVL 365C;
- capteurs piézorésistants pour mesurer la pression absolue instantanée dans les collecteurs d'admission, respectivement, d'échappement, AVL 4070, /52/,
- système DDT 2000 pour lire différents paramètres du moteur.

² NB. Les expérimentations ont été effectuées sur le banc d'essai moteur de l'Université de Pitesti



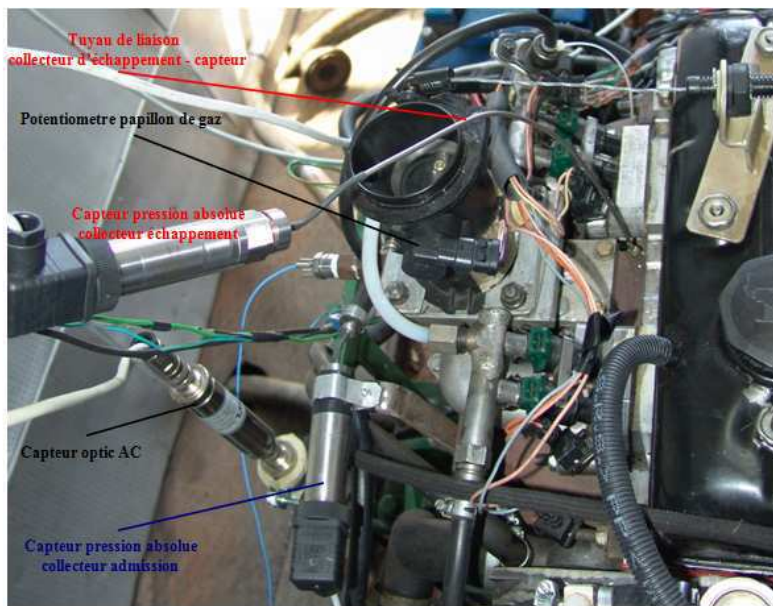
a) pupitre de commande



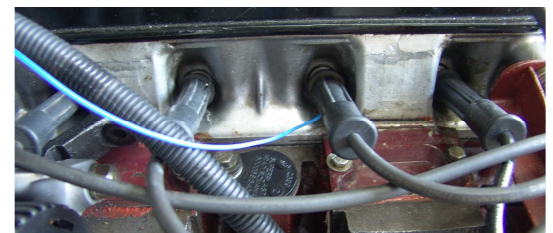
b) intérieur du banc d'essai

Fig. 4.2. Présentation générale du banc d'essai moteur

Une image générale du banc d'essai moteur est présentée, figure 4.2. Les capteurs, qui ont permis d'évaluer l'échange de gaz et de tracer le diagramme indiqué, sont présentés, (figure 4.3)



a. détail collecteurs - admission, échappement



b. détail bougie instrumentée



c. détail capteur position angulaire

Fig. 4.3. Instrumentation moteur

Les figures 4.4 - 4.7 présentent les caractéristiques de l'équipement utilisé, pour le tracé du diagramme indiqué.

A cause de la grande stabilité du cristal de GaPO_4 , le capteur de pression AVL (figure 4.4, c) peut être utilisé sur une large gamme de pressions et notamment pour la détermination du diagramme à basse pression.

<ul style="list-style-type: none"> ➤ Intervalle de mesure: 0...200 bar, ➤ Durée de vie: > 10⁸ cycles, ➤ Sensibilité: 15 pC/bar, ➤ Linéarité: < ±0,3%, ➤ Fréquence propre: 130 kHz, ➤ Sensibilité dynamique: < 0.001 bar/g, ➤ Résistance au choc: 2000 g, ➤ Température maximale: max 400°C, ➤ Stabilité thermique: 20...400°C < ±2%, ➤ Dérive thermique cyclique: < ± 0.6 bar, ➤ Capacité: 7 pF, ➤ Masse: 3.2 g. 		
<i>a. propriétés</i>	<i>b. bougie équipée</i>	<i>c. caractéristiques cristal AVL GaPO₄</i>

Fig. 4.4. Capteur AVL GU13Z-31, /52/

<ul style="list-style-type: none"> ➤ Nombre canaux: 2 canaux, ➤ Sensibilité: 8 pC/V... 1440pC/V ➤ Linéarité: < ± 0.01% ➤ Taux d'échantillon: 1MHz/canal ➤ Résolution: 12 Bit, ➤ Tension à la sortie: - 10V... +10V, ➤ Température de fonctionnement: -10°C ...+60°C. 	
--	--

Fig. 4.5. Amplificateur charge AVL FlexIFEM, /52/

<ul style="list-style-type: none"> ➤ Température de fonctionnement (pour l'électronique): (40...70)°C, ➤ Température de fonctionnement (pour la mécanique et l'optique): (-40...120)°C, ➤ Plage de régime: (0...20000) tr/min, ➤ Sensibilité: ± 0.1 °RAC. 		
---	--	--

Fig. 4.6. Capteur optique de position angulaire du vilebrequin, AVL 365C, /52/

<ul style="list-style-type: none"> ➤ Nombre canaux: 8, ➤ Fréquence maximale d'acquisition: 800 kHz, ➤ Résolution: 14 bit, ➤ Température de fonctionnement: 0...50°C, ➤ Mémoire (buffer): 20 MB. 	
--	--

Fig. 4.7. AVL IndiModul 621, /52/

Un problème spécifique des capteurs piézoélectriques de pression est celui d'établir le niveau de référence zéro pour calculer la pression absolue, /13, 71, 111/. A cause de leur principe de fonctionnement, ces capteurs peuvent mesurer seulement des variations de pression; c'est pourquoi le diagramme doit être corrigé pour représenter la pression absolue du cylindre, /13/.

Pour réaliser ces corrections, il y a plusieurs méthodes, /13, 52/:

- l'établissement d'une valeur fixe, imposée, pour la pression du cylindre, à un certain angle de référence (à la fin du processus d'admission, la pression du cylindre est égale à la pression moyenne du collecteur d'admission); si l'on a un capteur de pression absolue instantanée, dans le collecteur d'admission; on peut alors utiliser la valeur

indiquée par celui-ci à un certain angle, pour la pression du cylindre (cela suppose la connaissance du moment où l'écoulement vers le cylindre s'arrête.)

- la détermination thermodynamique, qui repose sur l'hypothèse que pendant un certain intervalle angulaire de la course de compression, l'exposant polytropique est constant;
- l'utilisation de la loi de dégagement de chaleur qui repose sur l'hypothèse que dans la course de compression, pendant un certain intervalle angulaire, l'échange de chaleur est nul;
- la comparaison de la courbe de compression obtenue expérimentalement et la courbe calculée.

Toutes ces méthodes de correction présentées sont soumises aux erreurs. Dans cet ouvrage, on a préféré la première méthode, la condition d'égalité entre la pression du cylindre et celle du collecteur d'admission, établie à des angles repris des simulations CFD, (v. 5).

Les caractéristiques du capteur utilisé pour mesurer la pression absolue, dans les deux collecteurs (AVL 4070) sont:

- intervalle de mesure: 0...5 bar; sensibilité: 1V/bar,
- linéarité: $< \pm 0.08\%$; intervalle de température admis: (-20...80)°C.

Pour déterminer le PMH le système fait l'analyse de la position du point maximal de la pression, pour le moteur entraîné (cycle sans combustion), par rapport à un repère intérieur, au niveau du traducteur de position angulaire. En principe, le sommet de pression est atteint à la fin du processus de compression, en position de PMH (figure 4.8).

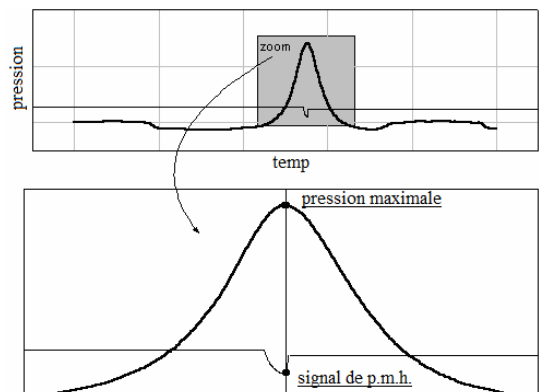


Fig. 4.8. Détermination PMH

Dans § 4.2 est présenté en détail la méthodologie de l'investigation expérimentale et de même les résultats analysés des mesures effectuées dans diverses situations de fonctionnement.

4.2. Détermination des lois de levée de la soupape

L'influence des phases de distribution sur les performances du moteur (v. 2.1); dans ces conditions (*mécanisme de variation hauteur de levée de la soupape+arbre à cames de série*), étant prépondérante, l'établissement de lois réelles de distribution est obligatoire.

La méthode de relevé est manuelle. On a utilisé : un rapporteur, monté en bout de vilebrequin et un comparateur, caractérisé d'une précision de 1 μm , dont le palpeur était en contact avec l'extrémité de la soupape. Les relevés ont été réalisés avec un pas angulaire de 1°Vb .

Le relevé des lois de mouvement de la soupape d'admission a été effectuée, avec un jeu thermique du mécanisme de distribution nul.

La figure 4.9 présente les lois de mouvement de la soupape d'admission, obtenues à la suite des mesures

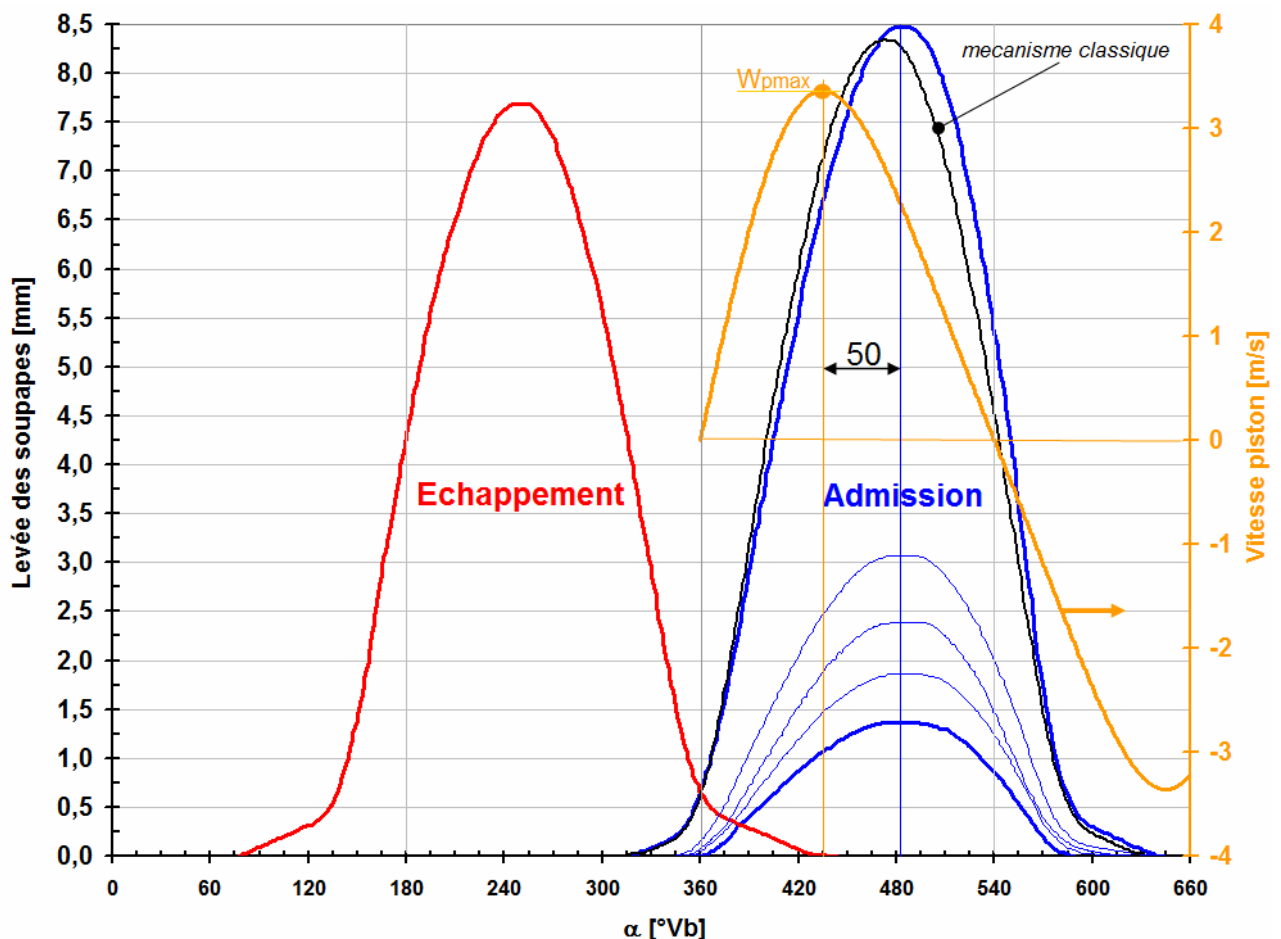


Fig. 4.9. Lois réelles de distribution du moteur prototype

Si l'on analyse les courbes présentées dans la figure 4.9, on observe que l'utilisation de l'arbre à cames de série à mécanisme de variation de la hauteur de levée des soupapes d'admission détermine les choses suivantes:

- pour la loi maximale, résulte un écart évident par rapport à l'utilisation du mécanisme classique (v. la courbe noire),
- une asymétrie de toutes les trois lois de mouvement mesurées: la levée des soupapes est effectuée à un gradient réduit, par rapport à leur fermeture,
- comme conséquence de l'asymétrie mentionnée auparavant, l'écart entre les positions maximales de la vitesse instantanée du piston et le déplacement des soupapes est faiblement accentué ($50^\circ Vb$ par rapport à $35^\circ Vb$).

On peut, en général, considérer que les mécanismes qui réalisent la variation de la hauteur de levée des soupapes d'admission déterminent aussi la variation des moments d'ouverture et de fermeture, donc, de la durée angulaire d'ouverture. Ce phénomène se produit parce que les rampes de levée et de descente sont caractérisées par des valeurs très faibles et elles ne contribuent pas d'une manière significative, à la réalisation de la hauteur maximale de levée. La justification de ces rampes tient de la nécessité de l'ouverture et de la fermeture des soupapes à des faibles accélérations, pour assurer une bonne fiabilité du mécanisme, (v. § 2.1.2.)

Du fait de la difficulté de déterminer précisément les moments d'ouverture et de fermeture de la soupape d'admission, surtout pour les petites lois de levée, ceux-ci sont caractérisés par la prise en considération d'un jeu thermique de 0.35 (selon le réglage sur le moteur prototype). Les résultats sont présentés, (figure 4.10).

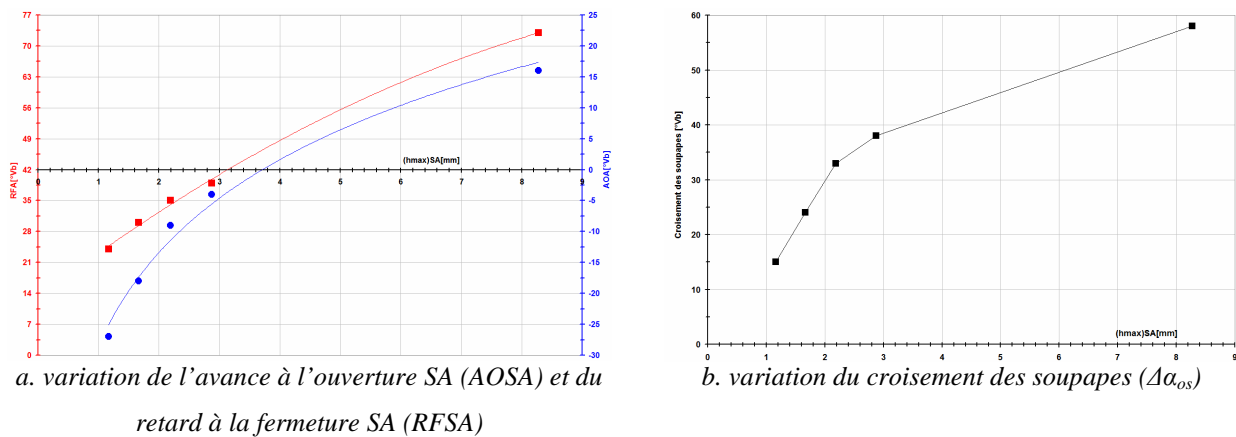


Fig. 4.10. Paramètres de la distribution pour la levée maximale de levée de la Soupape d'Admission

Dans la figure 4.10, a, on observe que, pour la loi maximale, la soupape d'admission s'ouvre avec une avance de $16^\circ Vb$, par rapport à PMH, pendant que la loi minimale s'ouvre à un retard de $27^\circ Vb$, par rapport à PMH. Il est évident que l'effet positif de l'utilisation de la loi minimale est d'annuler le recyclage des gaz brûlés par la fermeture de la soupape d'admission, ce qui peut être exploité surtout au ralenti (v. § 5). Si l'on analyse la figure 4.10, b, on observe que l'ouverture simultanée des soupapes, le croisement a une valeur positive, même pour l'utilisation de la loi minimale ($15^\circ Vb$). Cela entraîne un certain recyclage des gaz brûlés par la soupape d'échappement (v. § 5).

La fin de l'admission est marquée par la fermeture de la soupape d'admission, qui varie par la réduction du retard, à mesure que la loi de levée diminue (v. figure 4.10, a, la courbe rouge); il est à remarquer de nouveau l'avantage de l'utilisation de la *loi minimale* au ralenti, l'intensité des écoulements inverses de la charge fraîche, du cylindre vers le collecteur d'admission étant plus réduite (v. § 5).

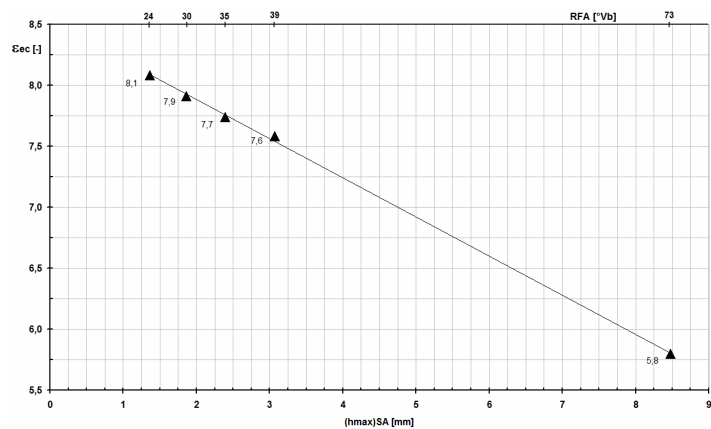


Fig. 4.11. Variation du rapport effectif de compression avec la loi de mouvement de la soupape d'admission

La fin de l'admission signifie, en même temps, le commencement du processus de compression; on peut donc parler de la variation du *rapport effectif de compression* ϵ_{ec} (v. la relation 2.9). Dans la figure 4.11, on observe comment l'utilisation de la *loi minimale* de levée détermine un fonctionnement du moteur avec un rapport effectif de compression de 8.1 par rapport à 5.8 pour la *loi maximale*.

La stratégie utilisée pour la variation de la hauteur de levée de la soupape d'admission consiste dans la réduction des hauteurs de levée en même temps avec celle du niveau de charge (v. § 2.2.1.6). Cela veut dire que l'accroissement du *rapport effectif de compression* se déroule en même temps avec la réduction du *rapport réel de compression*, qui, inévitablement, apparaît pour un moteur classique, comme conséquence des particularités du réglage quantitatif de la charge par papillon de gaz, /44/.

On peut donc affirmer, encore une fois, que l'approche au ralenti avec la *loi minimale* est favorable, engendrant une compression plus efficace, donc un meilleur rendement thermique (figure 4.11).

4.3. Influence de la loi de levée de la soupape d'admission et de l'ouverture du papillon de gaz

Pour mettre en évidence les aspects caractéristiques qui découlent du fonctionnement à de petites hauteurs de levée des soupapes d'admission, on a utilisé le mécanisme Hara présenté dans le § 2.2.3. Le moteur prototype utilisé repose sur le moteur de classe c, de la gamme Dacia, /16, 17, 18/. Dans ce qui suit, on va présenter ses principales caractéristiques géométriques.

Tableau 4.1. Principales caractéristiques géométriques du moteur

Course S [mm]	77
Alésage, D [mm]	76
Longueur de la bielle l_b [mm]	128
Nombre cylindres, $i[-]$	4
Rapport volumétrique de compression $\epsilon_v[-]$	8.5
Chambre de combustion type panne à seuils de squish	

Les évolutions du moteur prototype ont été présentées en détail dans l'ouvrage /9/, il est montré que l'utilisation du mécanisme Hara permet le *fonctionnement nonobturé*³ du moteur. Lors de ces expérimentations, une injection monopoint Bosch MonoMotronic était utilisée. Les paramètres fondamentaux de réglage de l'injection et de l'allumage, sont basés sur la paire *régime moteur - ouverture du papillon de gaz*⁴. Le passage à l'injection multipoint a été quelque chose de naturel, mais le système choisi (Siemens - spécifique aux moteurs actuels de la gamme Dacia) a comme paramètres fondamentaux, pour le contrôle de l'injection et l'allumage la paire *régime moteur - pression absolue collecteur d'admission*. En conséquence, dans cette configuration, on n'a pas pu explorer le fonctionnement nonobturé du moteur, parce que l'absence du papillon signifie une pression absolue dans le collecteur quasiment constante, très proche de la pression atmosphérique.

Donc, le résultat de la démarche générale de l'équipe de recherche a été représenté par l'amélioration du fonctionnement du moteur prototype, avec le papillon classique. Dans cette configuration, les recherches expérimentales présentées dans /9/, ont démontré un potentiel important de réduction de la consommation de combustible, par le fonctionnement au ralenti, avec la loi minimale de levée de la soupape d'admission.

Comme on a indiqué au début de ce chapitre, par les recherches effectuées dans cette thèse on veut apporter plus d'informations concernant les phénomènes, qui se déroulent dans la zone d'ouverture de la soupape d'admission. Pour cela, on utilise la technique de la simulation CFD, *la simulation numérique de l'écoulement de l'air, dans le cylindre du moteur prototype*, (v. § 5).

Pour valider/calibrer le modèle CFD, (v. § 5) le monocylindre résulté en désactivant 3 des 4 cylindres du moteur prototype⁵ équipé, conformément à ce qu'on a présenté dans § 4.1, a été entraîné par un moteur électrique (v. la figure 4.1) au régime de ~ 815 tr/min correspondant aux tests effectués sur le cycle à combustion, dans l'ouvrage /9/.

³ Engl. Throttle-less

⁴ NB. Le fonctionnement nonobturé a été possible, en éliminant le papillon de gaz; son axe est conservé pour actionner le potentiomètre de position.

⁵ Les soupapes d'admission et d'échappement ne sont plus commandées.

Pour une ouverture du papillon de gaz à 21.6° , valable au point optimal de fonctionnement, trouvé dans l'ouvrage /9/, on a tracé l'évolution des pressions à l'intérieur du cylindre et au niveau des collecteurs d'admission et d'échappement, pour le fonctionnement à *levée minimale* et à *levée maximale*, figure 4.12.

Une analyse rapide met en relief les conclusions suivantes:

- un pic de pression, légèrement plus élevé pour la *levée minimale* (9.4 bar par rapport à 9.18 bar pour la *levée maximale*);
- évolutions quasi-identiques le long de la course d'échappement;
- évolutions très différentes le long de la course d'admission, qui montrent un pompage accentué par l'utilisation de la *levée minimale*.

Il convient de noter que ces résultats sont en concordance avec ceux obtenus sur le cycle avec combustion, dans l'ouvrage /9/

Le pompage (PMEP⁶) a été évalué par deux méthodes:

- *méthode pV_loop*: le calcul de l'aire de la boucle inférieure du diagramme indiqué (v. l'aire B dans la figure 4.13), par la détermination exacte du point d'intersection entre les deux boucles du diagramme (v. le point d'intersection, coloré en rouge, dans la figure 4.13)
- *méthode E&A_Int*: l'intégration dans le domaine compris entre le commencement de la course d'échappement et la fin de la course d'admission, ce qui signifie la prise en considération de l'aire C, (v. figure 4.13)

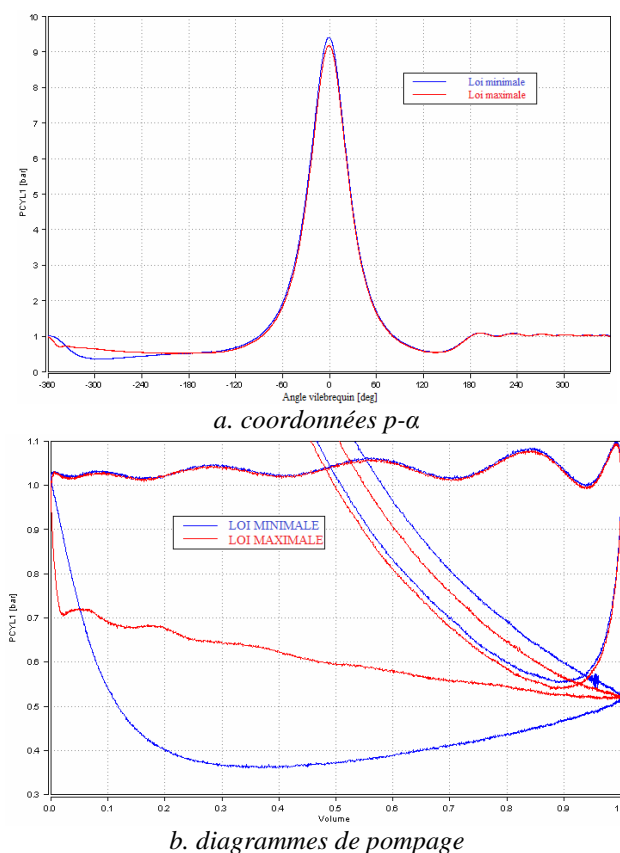
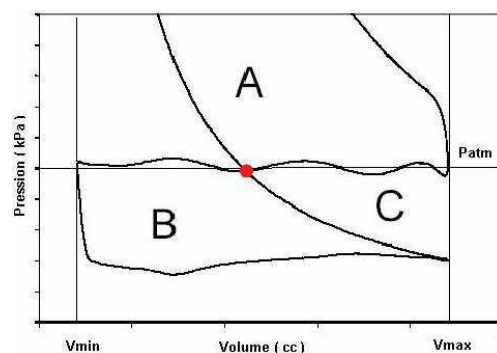


Fig. 4.12. Diagrammes de pression



⁶ Pumping Mean Effective Pressure

A la différence de la méthode *pV loop*, la méthode *E&A Int* permet une analyse du pompage, obtenu exclusivement sur les courses d'échappement et d'admission, du fait de la prise en compte de l'aire C.

Dans la figure 4.14, sont présentés, dans un schéma de type radar les résultats obtenus de l'analyse du phénomène de pompage, d'où l'on peut observer l'accélération du pompage pour le fonctionnement de loi minimale (*PMEP_PV loop* a augmenté à 66.9 %, et *PMEP_IntA&E* à 38.7%).

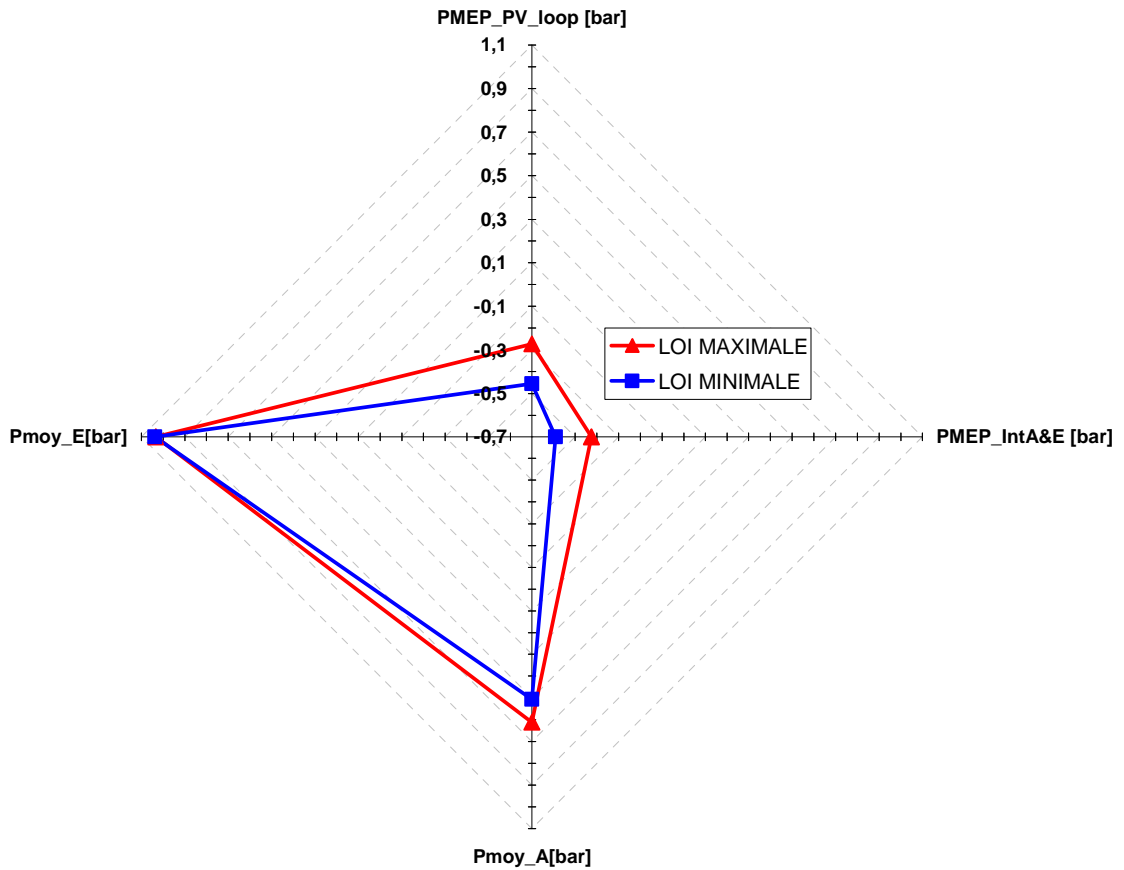


Fig. 4.14. Analyse du phénomène de pompage.

Pour mettre en évidence simultanément toutes les données qui fournissent des informations sur le pompage, dans la figure 4.14 on a aussi ajouté les valeurs moyennes des pressions le long des courses d'échappement et d'admission.

Les résultats présentés dans la figure 4.14 ont été obtenus par l'utilisation du programme AVL Concerto, dédié au dépouillement des diagrammes indiqués, /52/.

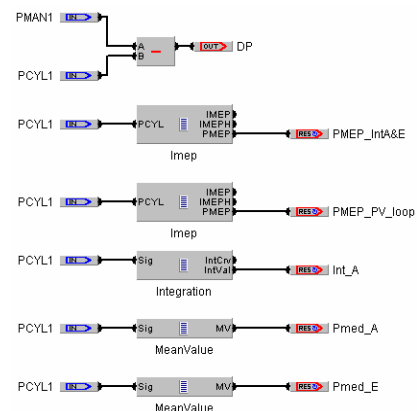


Fig. 4.15. Schéma de calcul Concerto

Dans la figure 4.15 on présente le schéma de calcul Concerto, utilisé pour évaluer le pompage et pour établir le *sens de l'écoulement* (du collecteur dans le cylindre = *écoulement normal* ou du cylindre dans le collecteur = *écoulement inverse*). Pour cette dernière catégorie, on a analysé le sens de la différence de pression, $Dp_a = P_{MANI} - P_{CYLI}$

$$\text{Si } \begin{cases} Dp_a > 0 \Leftrightarrow P_{MANI} > P_{CYLI} \Rightarrow \text{écoulement normal} \\ Dp_a < 0 \Leftrightarrow P_{MANI} < P_{CYLI} \Rightarrow \text{écoulement inverse} \end{cases} \quad (4.1)$$

En analysant l'évolution de la pression absolue dans le collecteur d'admission, (figure 4.16) on observe qu'une fois la soupape d'admission fermée, celle-ci ne réussit pas à atteindre une valeur proche à la pression atmosphérique. Cela est dû au fonctionnement à ouverture très réduite du papillon de gaz, ce qui explique le pompage accentué même pour la *loi maximale*.

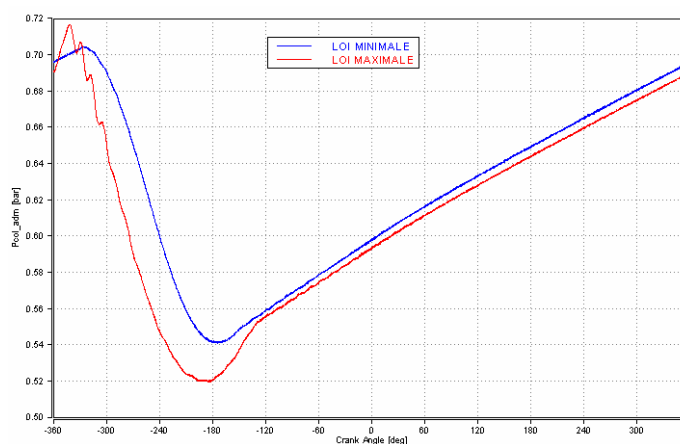


Fig. 4.16. Evolution de la pression dans le collecteur d'admission

Dans le cas de la *loi minimale*, la pression absolue dans le collecteur, supérieure à celle enregistrée pour la *loi maximale*, se justifie par le fait que la dépression créée au niveau du cylindre ne se transmet pas de la même manière, du fait de la section d'ouverture de la soupape très réduite.

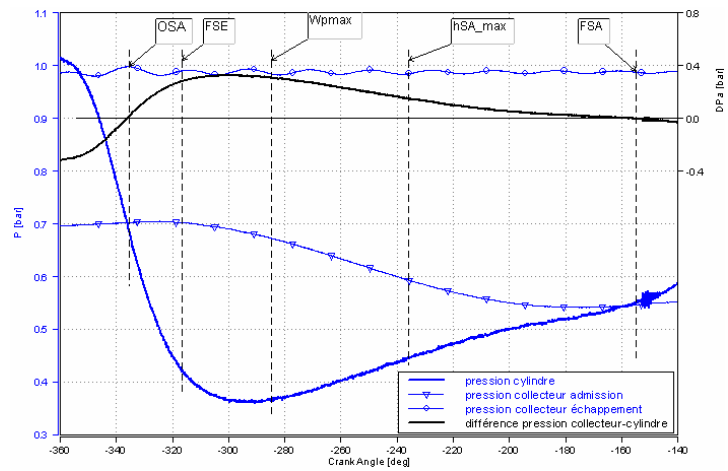
Pour évaluer les recyclages, la figure 4.17 présente les évolutions des pressions instantanées dans le cylindre, dans les collecteurs d'admission et d'échappement ainsi que l'évolution de la différence de pression donnée par la relation 4.1.

Conformément aux prévisions (v. § 4.1), les enregistrements effectués montrent que l'approche de ce point de fonctionnement, à *loi minimale* permet d'éliminer le recyclage par l'ouverture de la soupape d'admission. Celle-ci s'ouvre, quand la pression du cylindre descend au dessous de celle du collecteur d'admission (v. OSA dans figure 4.17, a). Pourtant à cause de la fermeture tardive de la soupape d'échappement un certain recyclage apparaît par l'ouverture de la soupape d'échappement (v. la partie entre OSA et FSE dans la figure 4.17, a). En poursuivant l'analyse, on observe un autre atout de l'approche de ce point de fonctionnement à la *loi minimale* : la vitesse maximale du piston ($W_{p_{max}}$) est enregistrée dans une zone où la section de passage sous de la soupape est encore très réduite ($h_{SA}=0.7$ mm). Cela détermine

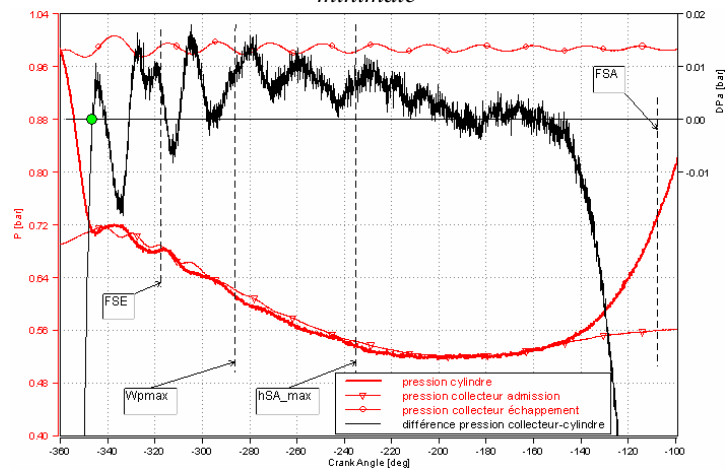
d'une part, une dépression importante dans le cylindre (~ 300 mbar - v. courbe noire, dans la figure 4.17, a), et d'autre part une vitesse d'écoulement plus élevée que si l'on utilisait la *loi maximale*. Dans ce cas (figure 4.17, b), on observe qu'au moment de l'enregistrement d'un maximum pour la vitesse instantanée du piston, la différence de pression *collecteur admission - cylindre* est très légèrement positive (~ 10 mbar)⁷. A ce moment, on ne peut, bien entendu, parler des vitesses d'écoulement sous de la soupape d'admission que d'une manière quantitative (plus grandes ou plus petites). Des informations quantitatives seront présentées dans § 5.

Pour ce qui est les phénomènes qui se déroulent pendant la période comprise entre l'atteinte du point mort bas (-180° Vb) et la fermeture de la soupape d'admission (FSA) dans le cas de l'utilisation de la *loi minimale*, on peut dire que des écoulements inverses n'apparaissent pas, la différence de pression n'étant pas encore négative.

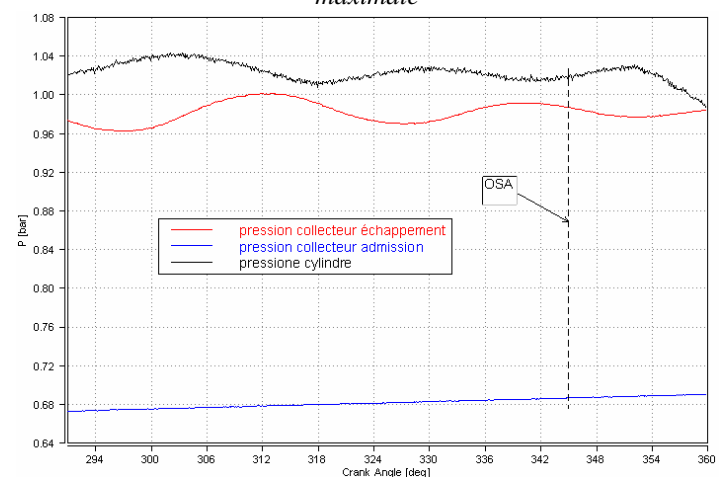
Mais, si l'on analyse l'approche du point de vue du fonctionnement à *loi maximale*, on constate que l'ouverture à l'avance de la soupape d'admission détermine le début d'un écoulement inverse, les gaz étant obligés de



a. collecteur admission - collecteur échappement - cylindre loi minimale



b. collecteur admission - collecteur échappement - cylindre loi maximale



c. collecteur échappement - collecteur admission - cylindre, loi maximale

Fig. 4.17. Evaluation de l'échange de gaz

⁷ NB. Pour que le changement de signe de la différence de pression pour le cas de loi maximale (valeur négative = écoulement inverse, valeur positive = écoulement normal), soit visible, dans la figure, 4.17, b, la différence de pression a été représentée sur une échelle réduite.

passer aussi dans le collecteur d'admission: entre le moment OSA et moment 360°Vb/PMH (v. figure 4.17, *c*). La différence de pression entre le cylindre et le collecteur d'admission est, en valeur absolue de l'ordre de ~ 320 mbar un fait qui, corrélé aux ouvertures très réduites de la soupape d'admission détermine des vitesses d'écoulement très importantes. Ces écoulements inverses se déroulent aussi au commencement de la course d'admission; disons qu'ils cessent dans la zone du point vert, de la figure 4.17, *b*.

Si l'on continue l'analyse, le recyclage des gaz a aussi lieu par l'ouverture de la soupape d'échappement conformément à la même figure 4.17, *b*, dans l'intervalle compris entre le moment -360°Vb/PMH et le moment FSE.

La figure 4.17, *b*, met en évidence aussi le fait qu'une partie des gaz frais, admis dans le cylindre seront retournés dans le collecteur d'admission dans l'intervalle PMB – FSA. On remarque dans la figure mentionnée que ce phénomène augmente dans la dernière partie, la différence de pression tend vers des valeurs plus importantes (~ 100 mbar). Comme auparavant, dans ce cas on estime une amplification de la vitesse d'écoulement à la soupape d'admission, comme une conséquence des sections très réduites.

4.4. Conclusions

Dans ce chapitre, on a présenté les résultats des expérimentations effectuées sur le moteur entraîné, de sorte que l'échange de gaz signifie, échange d'air.

Le but de ces déterminations expérimentales a été d'isoler l'effet du changement de la loi de levée de la soupape d'admission sur l'échange de gaz. Dans ce contexte, l'analyse critique *loi minimale vs loi maximale* a été effectuée quand le régime d'entraînement du moteur, l'ouverture du papillon de gaz et les conditions atmosphériques ont été maintenus aux mêmes valeurs. On a donc opéré un seul changement, au niveau du mécanisme de distribution.

Dans les conditions du fonctionnement autonome du moteur (cycle de combustion) comme il a été déjà montré dans l'ouvrage /9/ pour qu'on atteigne les, mêmes régimes au ralenti, on a imposé une ouverture plus prononcée du papillon de gaz pour la *loi maximale*; de cette façon au moins du point de vue du pompage, on n'a pas pu tirer des conclusions très claires.

Cependant, les résultats obtenus pour un moteur entraîné peuvent être étendus pour le fonctionnement autonome du moteur: le pompage augmente par l'utilisation de la *loi minimale*, et le recyclage des gaz brûlés à voie interne (EGR interne) s'intensifiera par l'approche de la *loi maximale*.

Ces résultats contribuent à valider/calibrer le modèle de simulation présenté dans § 5. De cette façon on arrivera par la technique CFD à obtenir des informations solides sur le champ de vitesses sous la soupape d'admission.

5. Simulation numérique de l'écoulement de l'air dans les cylindres du moteur à levée de soupapes d'admission variable

Le moteur d'automobile doit résoudre un ensemble fondamental de critères fonctionnels et économiques. Cet ensemble est en général représenté par: la puissance développée, la consommation de carburant, le degré de pollution, la durabilité et le coût de fabrication. Il est évident que la résolution optimale de tous ces critères n'est pas possible.

Les contraintes récentes liées à la réduction de l'émission de CO₂ (v. § 1) ont déterminé les constructeurs à s'orienter en priorité vers l'accroissement de l'efficacité des moteurs.

L'efficacité du moteur à combustion interne est étroitement liée à l'écoulement du fluide frais, par le conduit d'admission vers les cylindres du moteur. Comme l'on a déjà mentionné dans le § 3, la turbulence induite pendant l'admission exerce une influence importante sur les processus de formation et de combustion du mélange carburant, surtout pour les moteurs à allumage commandé.

Les phénomènes spécifiques à l'écoulement du fluide frais vers les cylindres du moteur sont compliqués; une approche expérimentale de leur étude est très coûteuse, rendant nécessaires des équipements spéciaux tels: des moteurs transparents, des caméras endoscopiques, des caméras vidéo rapides et de haute résolution, (LIV, PIV¹).

Une alternative à l'étude expérimentale de l'écoulement des fluides est l'approche par simulation numérique en utilisant la technique CFD. Si l'on prend en considération les progrès énormes des machines de calcul, on peut dire, que la simulation CFD est un bon choix pour étudier l'écoulement du fluide frais vers les cylindres du moteur.

En fonction de ces considérations, dans ce chapitre est abordée la simulation CFD de l'écoulement de l'air dans les cylindres du moteur prototype Hara, à hauteur variable de levée de la soupape d'admission (v. § 2.2.2); on peut aussi clarifier quelques aspects liés à l'effet de la loi de mouvement de la soupape d'admission sur l'échange de gaz. Le programme de simulation utilisé est ANSYS-Fluent. Pour valider/calibrer le modèle CFD, on utilise des données expérimentales présentées dans le § 4.3.

¹ *Laser Induced Velocimetry, Particle Image Velocimetry*

5.1. Géométrie. Conditions initiales. Conditions limites

5.1.1. Caractéristiques géométriques des modèles bidimensionnel et tridimensionnel

La géométrie du modèle de calcul repose sur celle du moteur prototype, construite en utilisant le programme *CATIA V5R19*, figure 5.1. La conception de la géométrie a tenu compte du fait qu'on devait garder le plus exactement possible la forme des pièces qui forment le système d'admission.

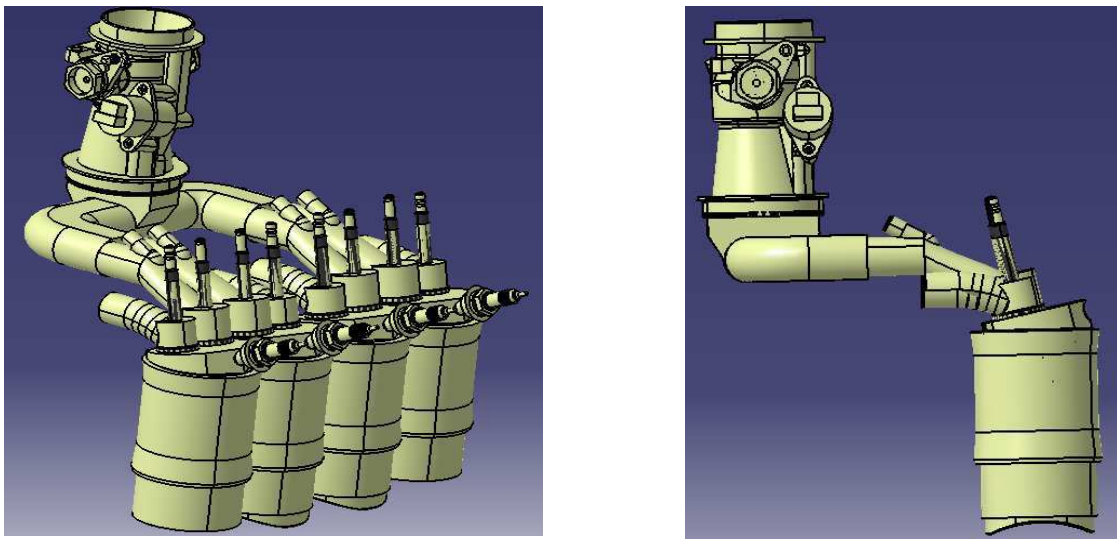


Fig. 5.1. Construction de la géométrie.

Pour obtenir le modèle géométrique nécessaire au calcul de simulation numérique, on a gardé de la géométrie initiale, seulement quelques éléments par lesquels on réalise le remplissage du moteur concrétisés par: le papillon de gaz et son corps, une partie du collecteur d'admission, la tubulure d'admission et d'échappement de la culasse, la soupape d'admission, la soupape de d'échappement, la chambre de combustion, le cylindre et le piston.

Dans le calcul de simulation numérique, on a utilisé au début un *modèle bidimensionnel*, parce que sa construction géométrique et l'obtention des résultats ne demande pas trop de temps.

Pour ce qui est sa construction, *le modèle bidimensionnel* a traversé plusieurs étapes :

1. une première forme du modèle est illustrée par la figure 5.2, *a*, à l'aide duquel on a effectué plusieurs calculs *en régime stationnaire*, pour mettre en évidence l'influence de différentes ouvertures maximales de la soupape sur les vitesses d'écoulement;

2. une deuxième forme concerne la simulation de l'écoulement du fluide moteur, par une approche numérique *non stationnaire*. Le calcul de simulation numérique en *régime non stationnaire* se réfère au fait que l'évolution/l'écoulement de l'air est engendré par le déplacement du piston et des soupapes, figure 5.2, *b*, conformément aux lois de levée présentées auparavant, (v. figure 4.9).

3. pour observer l'influence exercée par l'ouverture du papillon de gaz sur les différents paramètres de l'écoulement du fluide, on a créé le modèle de la figure 5.2, *c*.

4. la forme finale du modèle bidimensionnel, qui sera utilisé dans cette thèse de doctorat, pour le calcul de simulation numérique en régime non stationnaire est présentée, dans la figure 5.2, *d*.

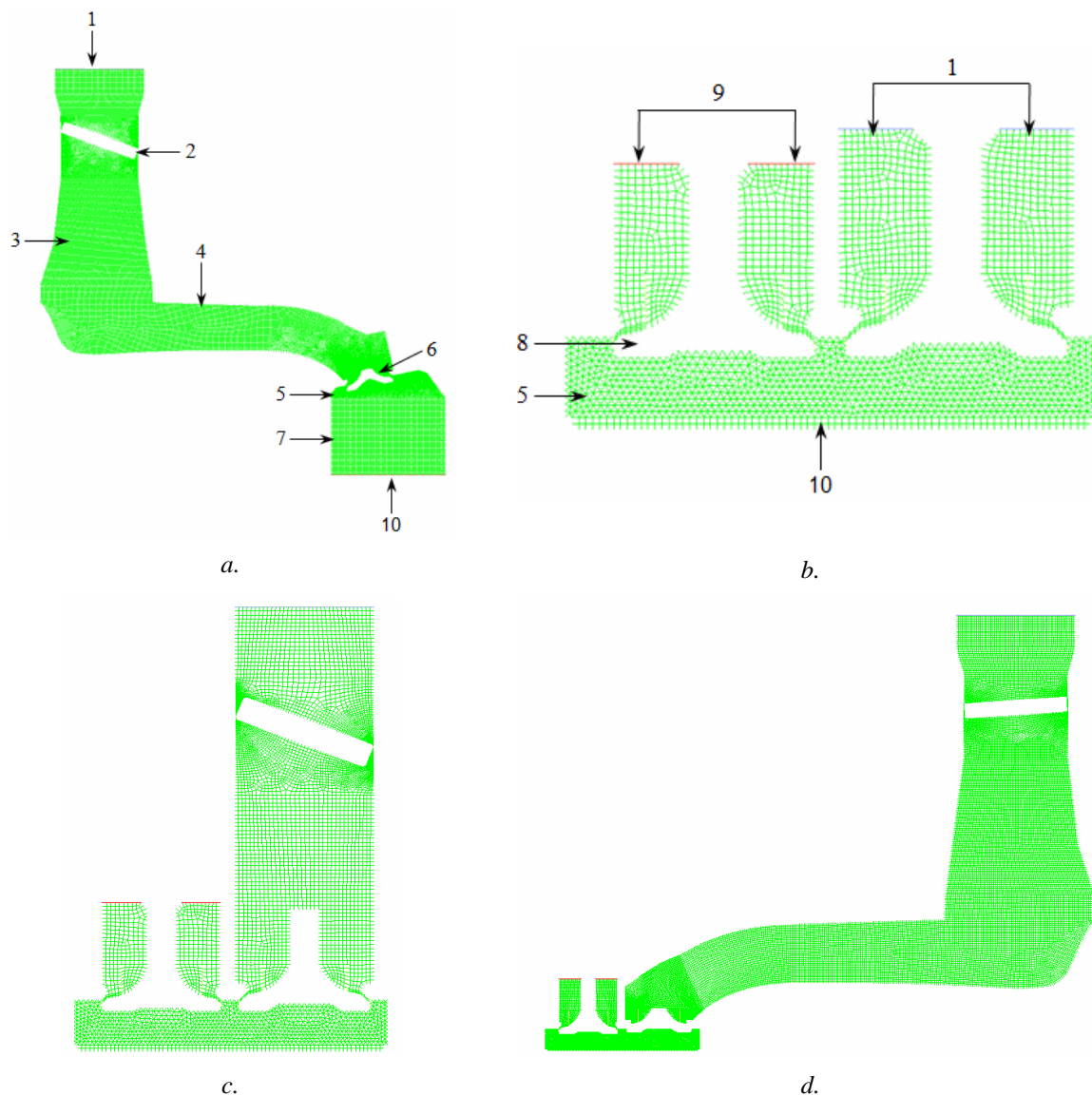


Fig. 5.2. Evolution du modèle 2D

Le deuxième type de modèle utilisé est celui tridimensionnel. Il garde en grande partie les formes géométriques du circuit d'admission du moteur prototype étudié.

Dans le tableau 5.1, on a énuméré les principales parties composantes des modèles de calcul bidimensionnel et tridimensionnel:

Tableau 5.1. Eléments qui composent les modèles 2D et 3D

Eléments	Appellation
1	Zone d'admission de l'air
2	Papillon de gaz
3	Corps du papillon
4	Collecteur d'admission
5	Chambre de combustion
6	Soupape d'admission
7	Cylindre
8	Soupape de d'échappement
9	Collecteur d'échappement
10	Piston

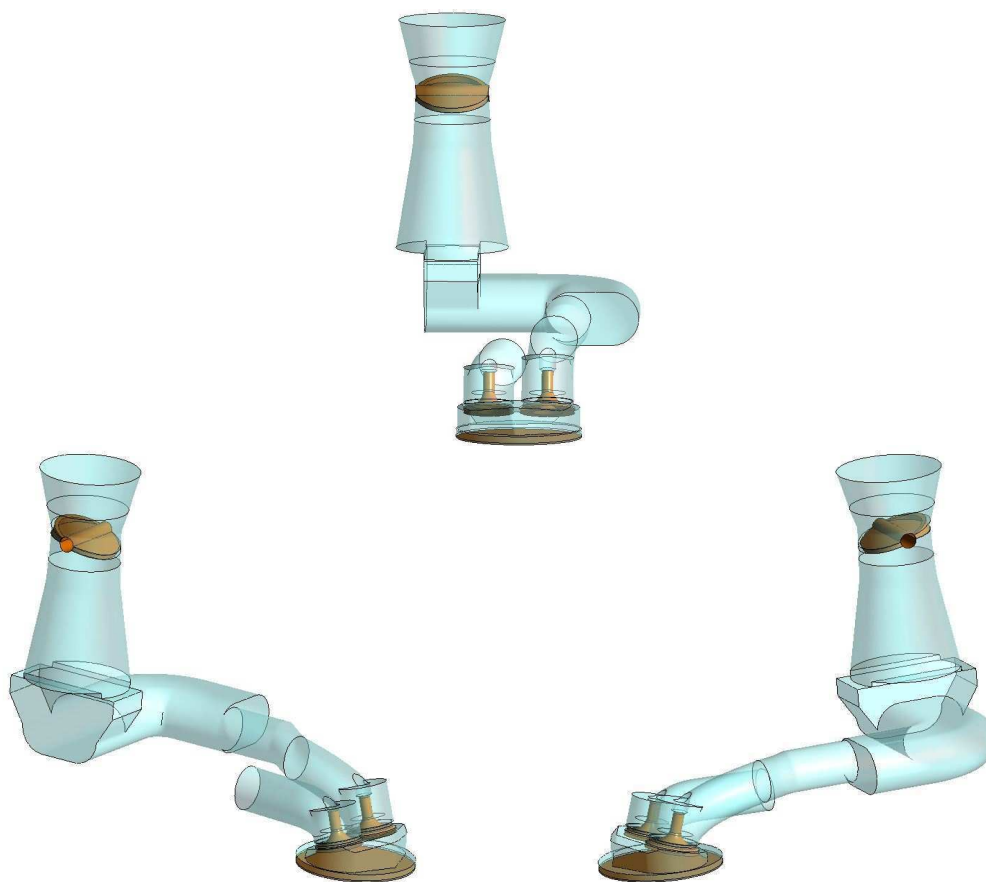


Fig. 5.3. Géométrie du modèle 3D

Les dimensions constructives des éléments qui composent les modèles bidimensionnel et tridimensionnel, sont présentés dans le tableau 5.2

Tableau 5.2 Caractéristiques géométriques des modèles

Diamètre d'entrée du corps papillon [mm]	63.5
Diamètre du collecteur d'admission [mm]	29.53
Diamètre de la soupape d'admission [mm]	33.2
Longueur du siège de la soupape d'admission [mm]	2.81
Diamètre de la soupape d'échappement [mm]	30
Longueur du siège de la soupape d'échappement [mm]	1.41
Alésage [mm]	76
Ouverture du papillon de gaz [°]	3.5

5.1.2. Discrétisation du domaine de calcul

Les deux modèles ont été exportés, comme fichiers de type *.igs*. Ceux-ci sont utilisés par plusieurs types de programmes, pour modifier la géométrie du modèle créé. L'un des ces programmes, qui permet l'utilisation d'un tel type de format, pour l'importation de la géométrie des pièces est aussi le préprocesseur *Gambit*, employé pour discrétiser le domaine de calcul.

Pour pouvoir discrétiser, la géométrie des modèles de calcul 2D et 3D, a subi une modification préalable, qui consistait à l'effacement des volumes, des surfaces, des lignes, et des points créés. Les discontinuités et les inexactitudes ont été corrigées, quand le modèle avait été importé en *Gambit*.

a) discrétisation du modèle 2D

La domaine de discrétisation du modèle 2D a 32566 éléments, quand le piston se trouve au PMH et 54155 éléments, quand le piston se trouve au PMB. Le choix du réseau de discrétisation est fait en fonction des particularités de construction du modèle. Pour les zones à géométrie simple, on a opté pour un schéma de discrétisation structuré (MAP) et l'un non structuré (PAVE), pour les autres zones. La forme des cellules du domaine de calcul est d'un quadrilatère pour les avantages offerts, concernant la précision et la stabilité du calcul. A l'intérieur de la chambre de combustion, on a réalisé la discrétisation avec des éléments triangulaires. Dans cette zone, une fois les soupapes déplacées, les cellules vont se déformer et vont se reconstruire automatiquement pendant le calcul.

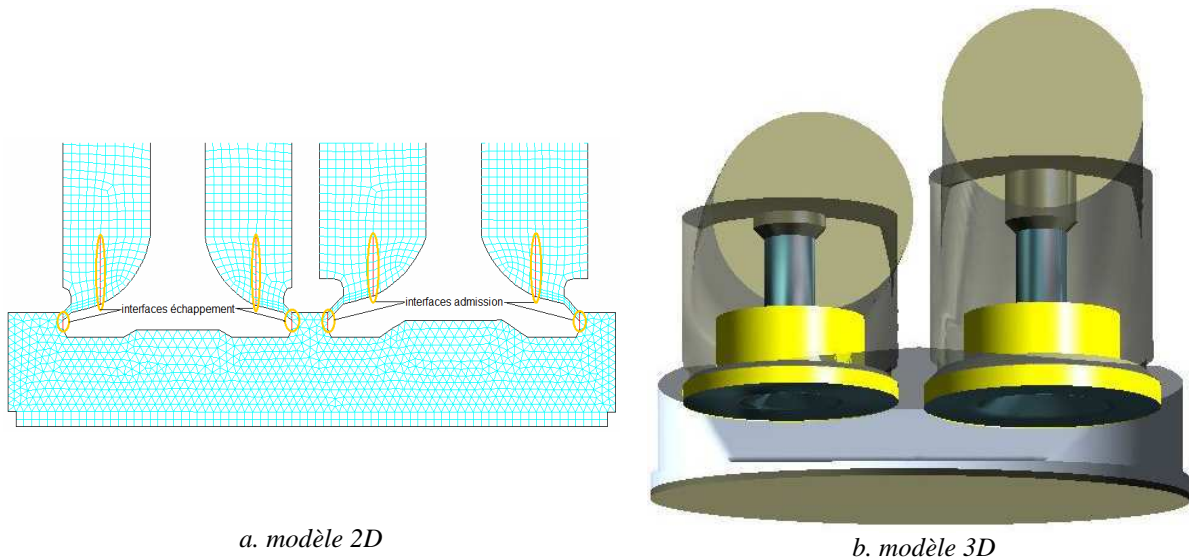
Pour les zones qui présentent certaines particularités du point de vue géométrique (les aires de passage situées entre le papillon de gaz et son corps), on a construit huit surfaces

supplémentaires. Chaque surface a été séparément discrétisée. Le nombre de cellules trouvées dans ces surfaces est 1248.

b) discrétisation du modèle 3D

Le domaine de calcul a été partagé en plusieurs volumes. Chaque volume a été ainsi discrétisé séparément, en fonction de la complexité géométrique. Les cellules sont des *hexaèdres* (pour les zones où l'on a utilisé le schéma de discrétisation de type structuré *MAP*) *tétraèdres* (pour les zones, où l'on a utilisé le schéma de discrétisation non structuré *Tgrid*). Le modèle 3D contient 1231195 éléments, quand le piston se trouve au PMH et 1589954, lorsqu'il est au PMB.

La principale particularité des simulations numériques en régime non stationnaire est celle que le réseau de cellules se déplace et se déforme². Pour permettre le déplacement des soupapes, au niveau de leurs tiges, on a construit des éléments géométriques spéciaux (des surfaces, pour le modèle bidimensionnel et des volumes, pour le modèle tridimensionnel). La séparation de ces éléments géométriques du reste du domaine de calcul se réalise par des zones définies comme interfaces, qui ne sont pas connectées aux régions qui leur sont adjacentes. De cette manière, on peut construire deux types différents de réseaux de cellules pour les zones jointes. Cela offre la possibilité de déplacement d'une partie du domaine de calcul, par rapport à l'autre. Le nombre des interfaces des modèles 2D et 3D est de huit (quatre interfaces pour la soupape d'échappement et quatre pour la soupape d'admission). Elles sont représentées en jaune, dans la figure 5.4, *a et b*



a. modèle 2D *b. modèle 3D*
Fig. 5.4. Présentation des zones d'interface utilisées dans les modèles de calcul

² *Dynamic Mesh*

5.1.3. Conditions initiales Etablissement des conditions limites

L'une des conditions limite utilisée a été la *pression d'entrée*³, définie au niveau de la surface d'entrée du corps du papillon de gaz. La *pression de sortie*⁴ a été choisie, comme condition limite à l'extrémité du collecteur d'échappement.

Au commencement du calcul de simulation numérique, on a considéré l'air comme un gaz idéal parfait. La masse volumique est variable, tandis que les autres propriétés de l'air, telles la chaleur spécifique à pression constante, la conductivité thermique et la viscosité dynamique, sont invariables.

Les résultats du calcul de simulation numérique ont été obtenus d'une manière itérative, en utilisant l'algorithme *PISO*⁵. On a utilisé le deuxième schéma de discrétisation des équations pour le moment, l'énergie cinétique turbulente et le taux de la dissipation combinés au modèle de turbulence *k-ε Realizable*. (v. § 3.2 et 3.3.5)

Comme on l'a déjà mentionné, le déplacement des soupapes implique la déformation, la reconstruction et l'adjonction de cellules, dans le domaine de calcul. Dans la figure 5.5 est présentée la transformation du domaine de discrétisation pendant le calcul pour le modèle bidimensionnel et tridimensionnel. Dans le programme *ANSYS-Fluent* il y a trois modalités de modifier les cellules qui existent dans le domaine de calcul, appelées: *smoothing*, *re-meshing* et *layering*. On utilise la méthode *smoothing* pour le volume de fluide qui correspond à la chambre de combustion et elle réalise l'extension ou la compression des cellules de forme triangulaire (pour le modèle bidimensionnel) et tétraédrique (pour le modèle tridimensionnel). Pour pouvoir reconstruire les cellules de type triangle et tétraèdre, on utilise la méthode *re-meshing*. La troisième méthode, le *layering* on l'utilise pour l'adjonction/l'effacement des éléments de type quadrilatère et hexaèdre présents au niveau de la tige, du siège de la soupape et dans le cylindre du moteur.

³ *Pressure Inlet (ANSYS-Fluent)*

⁴ *Pressure Outlet (ANSYS-Fluent)*

⁵ *Pressure-Implicit with Splitting of Operators*

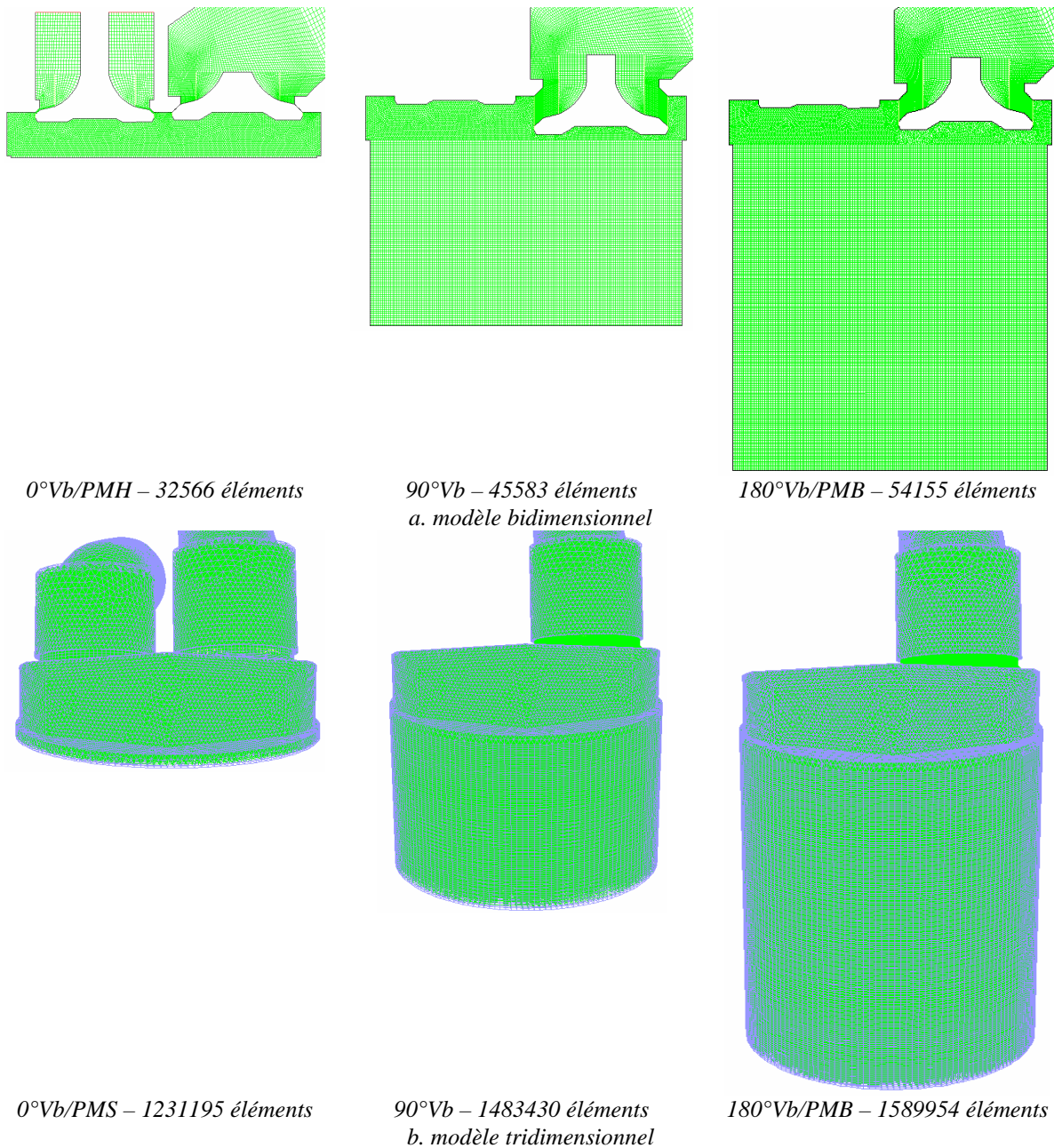


Fig. 5.5 Modification du domaine de calcul

Les valeurs initiales pour le calcul sont présentées dans le tableau 5.3

Tableau 5.3. Données initiales. Conditions de simulation.

Pression du collecteur d'admission [Pa]	70000
Pression dans le cylindre [Pa]	99000
Température [K]	300
Chaleur spécifique à pression constante $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	1006.43

Conductivité thermique $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C} \right]$	0.0242
Viscosité dynamique $\left[\frac{kg}{m \cdot s} \right]$	$1.7894 \cdot 10^{-5}$
Régime du moteur [tr/min]	815
Longueur de la bielle [mm]	128
Course du piston [mm]	77
Pas de calcul [$^\circ Vb$]	0.5

5.2. Modèle bidimensionnel

Comme on l'a déjà mentionné, le modèle bidimensionnel choisi pour le calcul de simulation numérique est présenté dans la figure 5.2, *d*. Le modèle a été construit par la coupe de la géométrie du moteur prototype à l'aide de deux plans. Le premier plan a été placé de sorte qu'il coupe les soupapes d'admission et d'échappement par leur milieu, le long des tiges. Avec le deuxième plan de coupe, on a obtenu l'autre partie du modèle, qui contient la tubulure d'admission de culasse, le collecteur d'admission et le corps du papillon de gaz. Les éléments obtenus ont été unis, en construisant ainsi le modèle bidimensionnel.

On sait que le modèle 2D présente certaines non concordances inhérentes par rapport à la forme géométrique réelle. C'est pourquoi on a dû faire quelques modifications pour corrélérer les résultats de la simulation CFD à ceux obtenus expérimentalement. Il s'agit d'ailleurs d'assurer une certaine certitude concernant le fait que la géométrie utilisée dans le modèle CFD est en concordance à la géométrie réelle. On a eu des difficultés pour la détermination de la zone de passage proche au papillon de gaz. L'incertitude est due à la référence utilisée par le potentiomètre du papillon de gaz dans le système de management électronique de l'injection et de l'allumage, pour indiquer son ouverture. Donc, les modifications ont visé le changement de la distance entre le papillon de gaz et son corps, jusqu'à ce qu'on ait obtenue une concordance acceptable. On va présenter les trois étapes parcourues:

1. D'abord, on a réalisé une simulation à papillon de gaz ouvert à la valeur indiquée par le potentiomètre du système d'injection ($21.6^\circ - v.$ § 4.3). Les résultats obtenus étaient assez différents de ceux obtenus expérimentalement: la dépression le long de l'admission était plus réduite et le pic de pression était plus grand. C'était à cause d'une ouverture plus grande du papillon de gaz, dans la simulation CFD, par rapport à la réalité.

2. Puis on a dû trouver la référence/le zéro du potentiomètre du papillon de gaz. De cette façon, par l'intermédiaire d'un calibre d'épaisseur de 0.05 mm, on a constaté que la fermeture complète se produisait à une valeur indiquée par le potentiomètre de 18° , ce qui voulait dire que pour la simulation d'ouverture de 21.6° , on avait besoin d'une ouverture de 3.6° .

3. Finalement, à la même ouverture de 3.6° on a opéré d'une manière intuitive à une faible augmentation de la distance entre le papillon de gaz et la paroi de son corps.

5.2.1. Analyse statistique et motivation du choix d'une série de données par rapport à l'expérimentation

Les résultats des simulations numériques effectuées dans les conditions décrites au-dessus, aux points 2 et 3, ont été comparés à ceux expérimentaux (v. § 4.3); la meilleure variante a été choisie en utilisant les critères spécifiques à l'analyse statistique

Les séries de données analysées, correspondantes à la pression dans le cylindre et dans le collecteur d'admission ont été appelées, ainsi:

- *pcyl_Exp* = évolution de la pression dans le cylindre obtenue expérimentalement
- *pcyl_3.6(0.05)* = évolution de la pression dans le cylindre obtenue par le calcul pour le deuxième cas analysé
- *pcyl_3.6* = évolution de la pression dans le cylindre obtenue par le calcul pour le cas troisième analysé
- *pcol_Exp* = évolution de la pression dans le collecteur d'admission obtenue expérimentalement
- *pcol_3.6(0.05)* = évolution de la pression dans le collecteur d'admission obtenue par le calcul pour le deuxième cas analysé
- *pcol_3.6* = évolution de la pression dans le collecteur d'admission, obtenue par le calcul pour le troisième cas analysé

Analyse des séries de données par rapport à la pression du cylindre

La statistique descriptive du premier ensemble de séries concernant la pression dans le cylindre est présentée, dans le tableau suivant (tableau 5.4)

	<i>pcyl_Exp</i>	<i>pcyl_3.6(0.05)</i>	<i>pcyl_3.6</i>
Mean (moyenne)	1.531551	1.392482	1.491696
Median (médiane)	0.993200	0.700347	0.701360
Maximum	9.410600	8.939087	9.813486
Minimum	0.359600	0.389500	0.390894
Std. Dev. (éloignement standard)	1.969562	1.898032	2.093992
Skewness (asymétrie)	2.695708	2.695446	2.694673
Kurtosis (voûte)	9.476500	9.379527	9.373798
Jarque-Bera (test de normalité de la distribution)	21300.77	4185.605	4180.221
Probability	0.000000	0.000000	0.000000
Sum	11025.64	2005.174	2148.042
Sum Sq. Dev.	27922.30	5184.033	6309.730
Observations	7199	1440	1440

Le paquet de programmes EViews met en évidence le test Jarque-Bera qui infirme la normalité de la série générée par les données de l'expérimentation à toute probabilité associée au test (fréquemment 0.01 ou 0.05). Conformément à la distribution χ^2 , la valeur critique du test Jarque-Bera pour un seuil de signification statistique de 0.05 est 5.99, et pour 0.01 est 9.21.

La statistique Jarque-Bera calculée pour la série de valeurs *pcyl_Exp* est 21300,77 beaucoup, plus grande que 5.99 ou 9.21 et rejette l'hypothèse nulle avec un niveau de confiance de 95 ou 99 cas de 100 (ou pour une probabilité de 0.95 ou 0.99). La série de données n'est pas normalement distribuée dans l'expérimentation, pour les 7199 valeurs. La même chose, pour les séries *pcyl_3.6(0.05)* et *pcyl_3.6*. Elles sont anormales comme distribution conformément aux valeurs du test Jarque-Bera. En conclusion, toutes les trois séries sont anormalement distribuées, hétérogènes, fortement asymétriques et excessivement voûtées.

Tableau 5.5

Test for Equality of Means Between Series			
Sample: 1-1440			
Included observations: 1440			
Method	df	Value	Probability
t-test	2878	1.332149	0.1829
Anova F-statistic	(1, 2878)	1.774621	0.1829
Test for Equality of Medians Between Series			
Sample: 1-1440			
Included observations: 1440			
Method	df	Value	Probability
Wilcoxon/Mann-Whitney		2.561753	0.0104
Wilcoxon/Mann-Whitney (tie-adj.)		2.561753	0.0104
Med. Chi-square	1	5.512503	0.0189
Adj. Med. Chi-square	1	5.338891	0.0209
Kruskal-Wallis	1	6.562695	0.0104
Kruskal-Wallis (tie-adj.)	1	6.562696	0.0104

van der Waerden	1	8.784998	0.0030
Test for Equality of Variances Between Series			
Sample: 1-1440			
Included observations: 1440			
Method	df	Value	Probability
F-test	(1439, 1439)	1.217147	0.0002
Siegel-Tukey		1.575943	0.1150
Bartlett	1	13.86501	0.0002
Levene	(1, 2878)	4.806099	0.0284
Brown-Forsythe	(1, 2878)	1.309178	0.2526

Il n'y avait pas de différences significatives entre les moyennes et les dispersions des deux séries, conformément aux tests appliqués, dans le tableau 5.5 (moyenne, médiane ou dispersion) Les graphiques de type Kernel des distributions de probabilités sont pareils dans les trois situations, seulement la voûte est différente, comme on peut constater des valeurs maximales

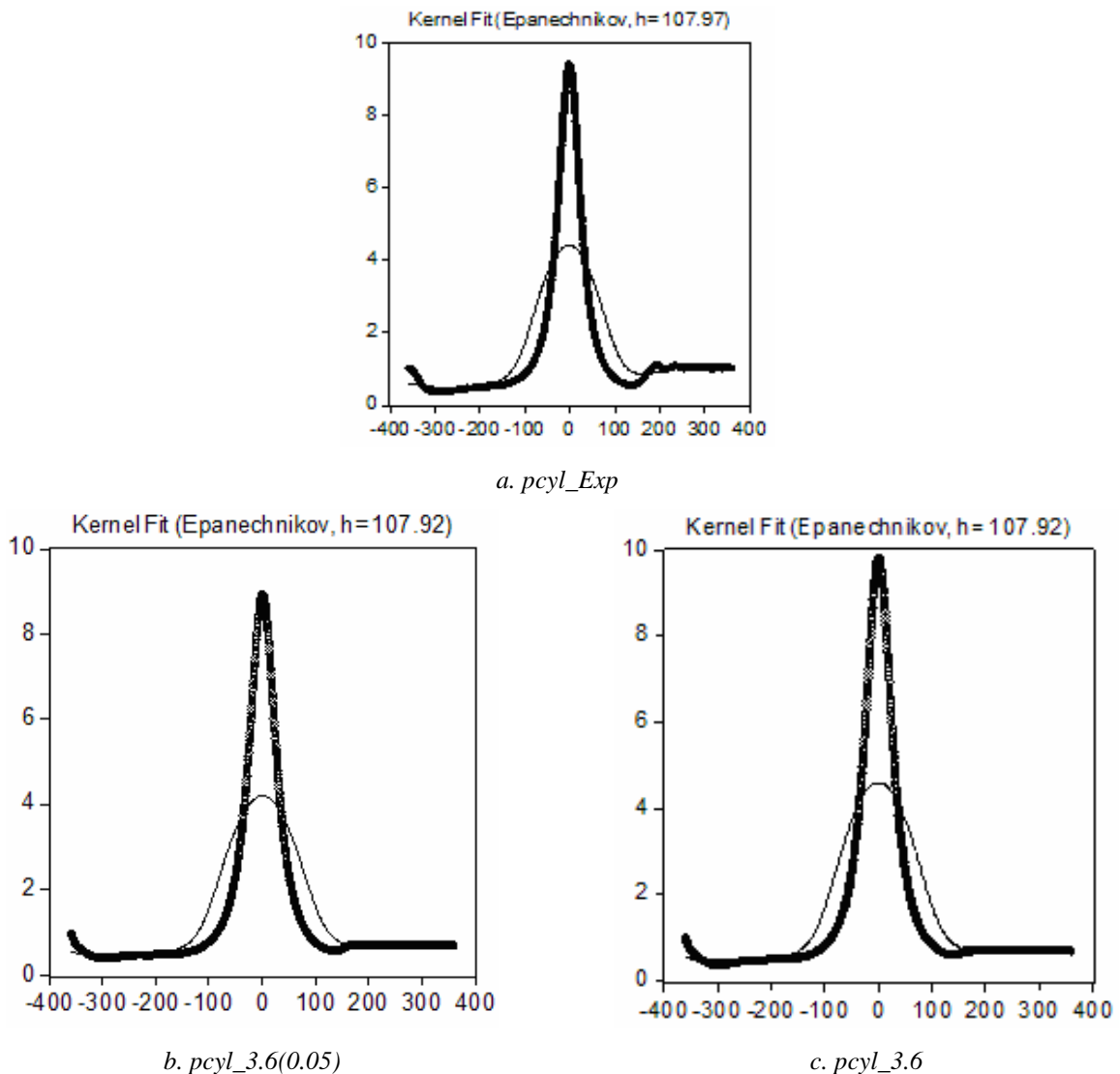


Fig.5.6 Graphiques Kernel pour la pression du cylindre

Dans l'analyse statistique réalisée, pour trouver les critères de sélection de l'une de ces deux séries ont été mis en évidence les échantillons des sommets de leurs courbes graphiques de distribution des séries de données et on a considéré comme essentiel l'intervalle (-16.5 Vb ; 16.5°Vb) où simultanément toutes les trois séries de données présentent une répartition normale à limite maximale admise du test Jarque-Bera, pour un seuil de signification de 0.05 (conformément à la distribution χ^2 , la valeur critique du test Jarque-Bera pour un seuil de signification statistique de 0.05 est 5.99)

Le test de signification entre l'échantillon expérimental et celui des données *pcyl_3.6(0.05)* identifie des différences significatives, conformément à la statistique du test t (t test égal à 3.284419 et plus grand que t-théorique: 1.667, les séries sont significativement différentes comme niveau moyen où paramètre de type moyen), tableau 5.6

Tableau 5.6

Test for Equality of Means Between Series			
Sample: 1- 67			
Included observations: 67			
Method	df	Value	Probability
t-test	132	3.284419	0.0013
Anova F-statistic	(1 , 132)	10.78741	0.0013
Analysis of Variance			
Source of Variation	df	Sum of Sq.	Mean Sq.
Between	1	4.942938	4.942938
Within	132	60.48421	0.458214
Total	133	65.42715	0.491933

Par analogie, le test de signification entre l'échantillon expérimental et celui *pcyl 3.6* identifie des différences significatives conformément à la statistique du test t (t test égal à 3.740852 et plus grand que t-théorique: 1.667, les séries sont significativement différentes), tableau 5.7

Tableau 5.7

Test for Equality of Means Between Series			
Sample: 1 - 67			
Included observations: 67			
Method	df	Value	Probability
t-test	132	3.740852	0.0003
Anova F-statistic	(1 , 132)	13.99397	0.0003
Analysis of Variance			
Source of Variation	df	Sum of Sq.	Mean Sq.
Between	1	5.849088	5.849088
Within	132	55.17230	0.417972
Total	133	61.02139	0.458807

Comparés entre eux, les échantillons de données *pcyl_3.6(0.05)* et *pcyl_3.6* sont clairement différents selon la valeur du test t (t- test étant 7.1101 et plus grand que t-théorique, 1.667), tableau 5.8

Tableau 5.8

Test for Equality of Means Between Series			
Sample: 1- 67			
Included observations: 67			
Method	df	Value	Probability
t-test	132	7.110098	0.0000
Anova F-statistic	(1 , 132)	50.55349	0.0000
Analysis of Variance			
Source of Variation	df	Sum of Sq.	Mean Sq.
Between	1	21.54594	21.54594
Within	132	56.25852	0.426201
Total	133	77.80446	0.584996

Toutes ces informations justifient la sélection des échantillons au sommet des courbes des distributions de données pour augmenter la confiance dans l'analyse de leur statistique descriptive.

Les critères de sélection de l'une de ces deux séries, par rapport à la série des données de l'expérimentation, restent ceux d'homogénéité et de normalité des séries décrites par les échantillons de données *pcyl_3.6(0.05)* et *pcyl_3.6*. L'analyse de la statistique descriptive du test Jarque-Bera et du coefficient de l'homogénéité conduisent aux résultats suivants.

La statistique descriptive de ces trois échantillons du sommet des courbes des distributions est présentée dans le tableau suivant:

Tableau 5.9

Sample: 1 - 67			
	<i>pcyl_Exp</i>	<i>pcyl_3.6 (0.05)</i>	<i>pcyl_3.6</i>
Mean	8.626258	8.208407	9.010381
Median	8.797100	8.330231	9.144426
Maximum	9.409500	8.939087	9.813486
Minimum	7.145700	6.978830	7.659019
Std. Dev.	0.670809	0.621256	0.682966
Skewness	-0.535415	-0.489012	-0.490193
Kurtosis	2.039230	1.923168	1.925154
Jarque-Bera	5.778070	5.907442	5.908423
Probability	0.055630	0.052145	0.052120
Sum	577.9593	549.9633	603.6955
Sum Sq. Dev.	29.69900	25.47330	30.78521
Observations	67	67	67

On constate que l'homogénéité des données de la série *pcyl_3.6(0.05)* est légèrement éloignée de l'expérimentation, conformément aux signaux déduits de l'amplitude absolue et relative, de la valeur de éloignement standard, mais, surtout du coefficient l'homogénéité et la série *pcyl_3.6* ressemble beaucoup, à la série de données de l'expérimentation comme tendance et niveau de tous les indicateurs, (tableau 5.10).

Tableau 5.10

	<i>pcyl_Exp</i>	<i>pcyl_3.6 (0.05)</i>	<i>pcyl_3.6</i>
Range	2.2638	0.598856	0.669060
Relative range	0.262431	0.072956	0.074254
Coefficient of homogeneity [%]	7.776361	7.568533	7.579768

On peut remarquer que les données de la série *pcyl_3.6(0.05)* ont aussi une asymétrie (*Skewness*) et une voûte (*kurtosis*) légèrement petites, tandis que les séries *pcyl_(3.6)* et l'expérimentation ont des tendances similaires plus étendues (la ressemblance de tendance et pour les indicateurs aussi représente un ensemble d'arguments suffisamment fort, pour laquelle on préfère la série de données *pcyl_3.6*, conformément aux analyses des échantillons extraits du sommet des courbes de distributions.

Une telle analyse a été aussi effectuée pour les séries de données concernant la pression du collecteur d'admission; la conclusion étant identique, on a préfère la série de données *pcol_3.6*.

5.2.2. Analyse des résultats de simulation numérique CFD

Donc, pour le troisième cas, validé par l'utilisation des critères spécifiques à l'analyse statistique ont été analysés deux lois de levée de la soupape d'admission: la *loi maximale* d'ouverture de la soupape d'admission et la *loi minimale* d'ouverture de la soupape d'admission. Pour la soupape d'échappement une seule loi d'ouverture a été utilisée. (v. figure 4.9).

On va présenter une analyse graphique comparative, *simulation CFD vs. expérimentation*.

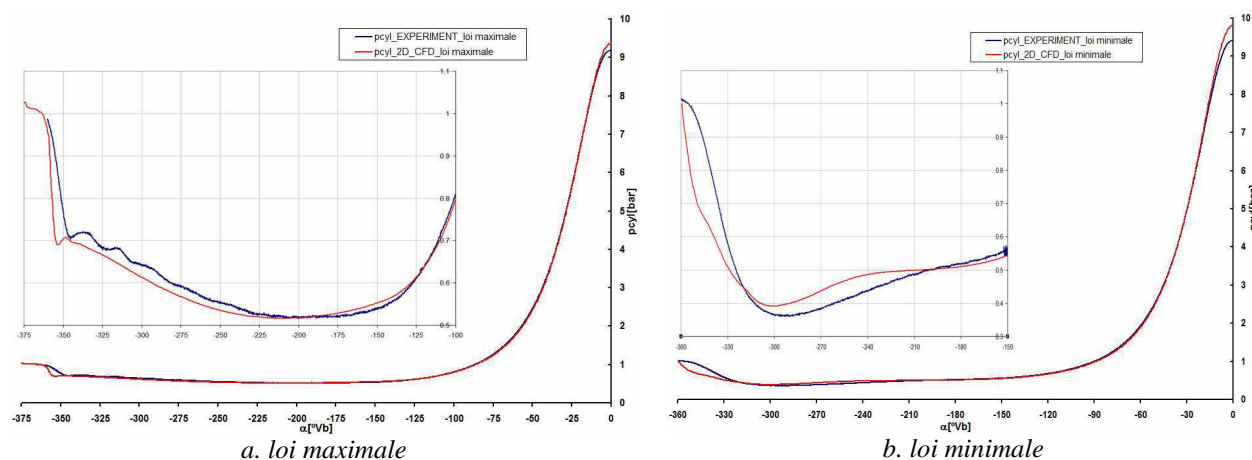


Fig. 5.7. Evolution de la pression dans le cylindre

Les graphiques de la figure 5.7 montrent une bonne corrélation du calcul de simulation numérique avec l'expérimentation.

La figure 5.8 présente graphiquement l'évolution de la pression dans le collecteur d'admission, obtenue expérimentalement et par simulation numérique CFD. Dans ce cas, on considère qu'il y a une corrélation acceptable.

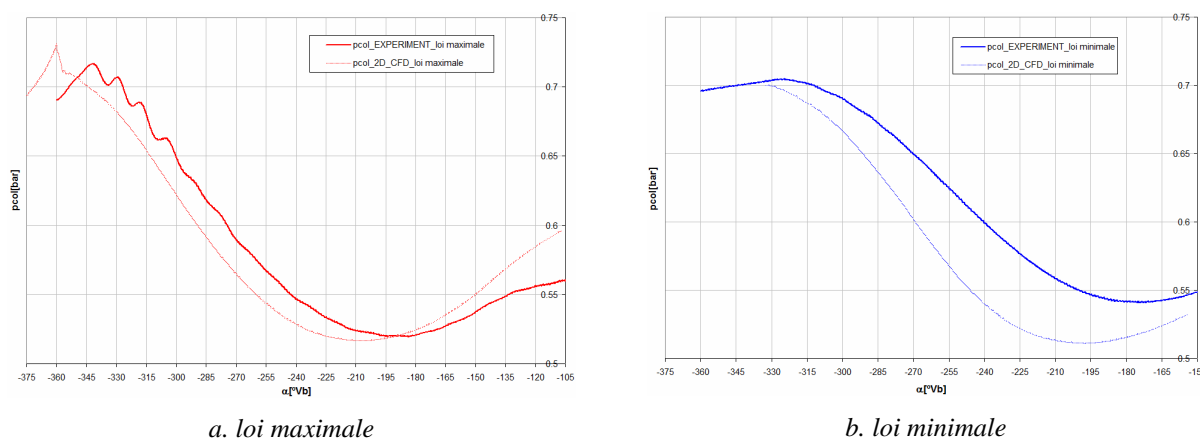


Fig. 5.8. Evolution de la pression dans le collecteur d'admission

Si l'on analyse les évolutions superposées de la pression du cylindre pour les deux lois de levée de la soupape d'admission étudiées (figure 5.9), on constate que pour la *loi minimale* de levée de la soupape, malgré le pompage à l'admission plus accentué, la pression maximale dans le cylindre atteint une valeur supérieure à celle enregistrée pour la *loi maximale*. Une évolution du pic de pression dans le même sens a été aussi obtenue, pour l'expérimentation, (v. tableau 5.11).

Tableau 5.11. Valeurs de la pression dans le cylindre à la fin de la compression

Loi de levée de la soupape	Expérimentation	Simulation numérique	Ecart
Loi maximale	9.20 bar	9.35 bar	1.63 %
Loi minimale	9.40 bar	9.80 bar	4.25 %

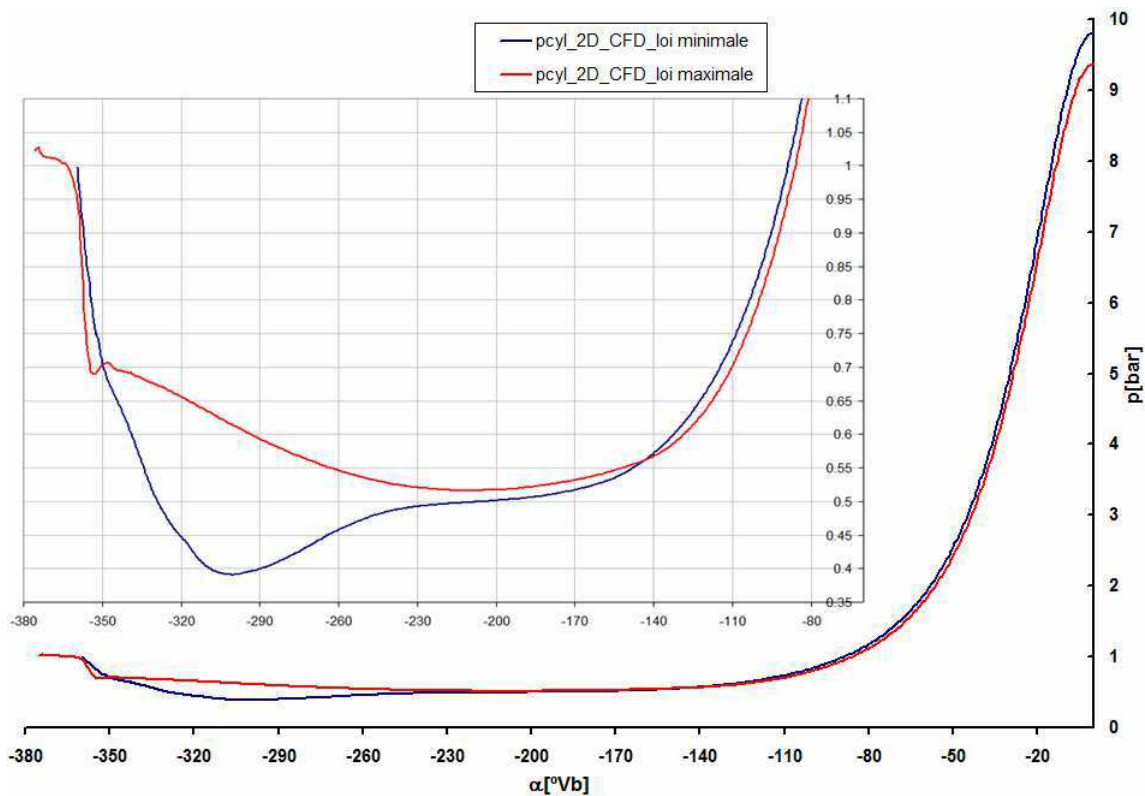


Fig. 5.9. Diagramme de pression (2D_CFD) pour les deux lois de levée de la soupape

L'intérêt de l'utilisation de la technique CFD consiste dans l'obtention des informations sur le champ de vitesses à l'ouverture de la soupape d'admission. Celles-ci peuvent être prises en considération seulement s'il existe une corrélation entre les résultats numériques et ceux expérimentaux, concernant les évolutions des pressions dans le cylindre, respectivement dans le collecteur d'admission. Cette corrélation étant satisfaisante, l'analyse de l'échange de gaz s'effectue en utilisant une interprétation graphique analogue à celle présentée au § 4 (v. figures 4.17, a et b). Dans les figures 5.10 et 5.12 sont présentées, pour les deux lois de levée étudiées, d'une part les évolutions des pressions dans le cylindre et dans le collecteur d'admission, et d'autre part, l'évolution de la vitesse d'écoulement sous la soupape d'admission. Celles-ci est la conséquence de la différence de pression *collecteur admission - cylindre*, qui s'établit, elle aussi, pour une vitesse donnée du piston, par rapport à la loi de levée des soupapes.

Selon la figure 5.10, l'ouverture à l'avance de la soupape rend possible le passage de l'air du cylindre, dans le collecteur d'admission. Compte tenu de la différence très importante de pression entre le collecteur d'admission et le cylindre et des sections très réduites de passage sous la soupape d'admission, il était prévisible que la vitesse d'écoulement ait des valeurs très importantes. Les résultats de la simulation CFD le confirme: le maximum de vitesse est de ~190

m/s. Cet écoulement inverse se produit, suivant la figure 5.10 encore $\sim 10^\circ V_b$, après avoir atteint le PMH.

Pour l'écoulement normal de l'air, du collecteur dans le cylindre, celui-ci est évident à la proximité de la position $-160^\circ V_b$ (i.e. $\sim 20^\circ V_b$ après avoir atteint PMB); il est caractérisé par une valeur maximale de la vitesse d'écoulement de ~ 23 m/s

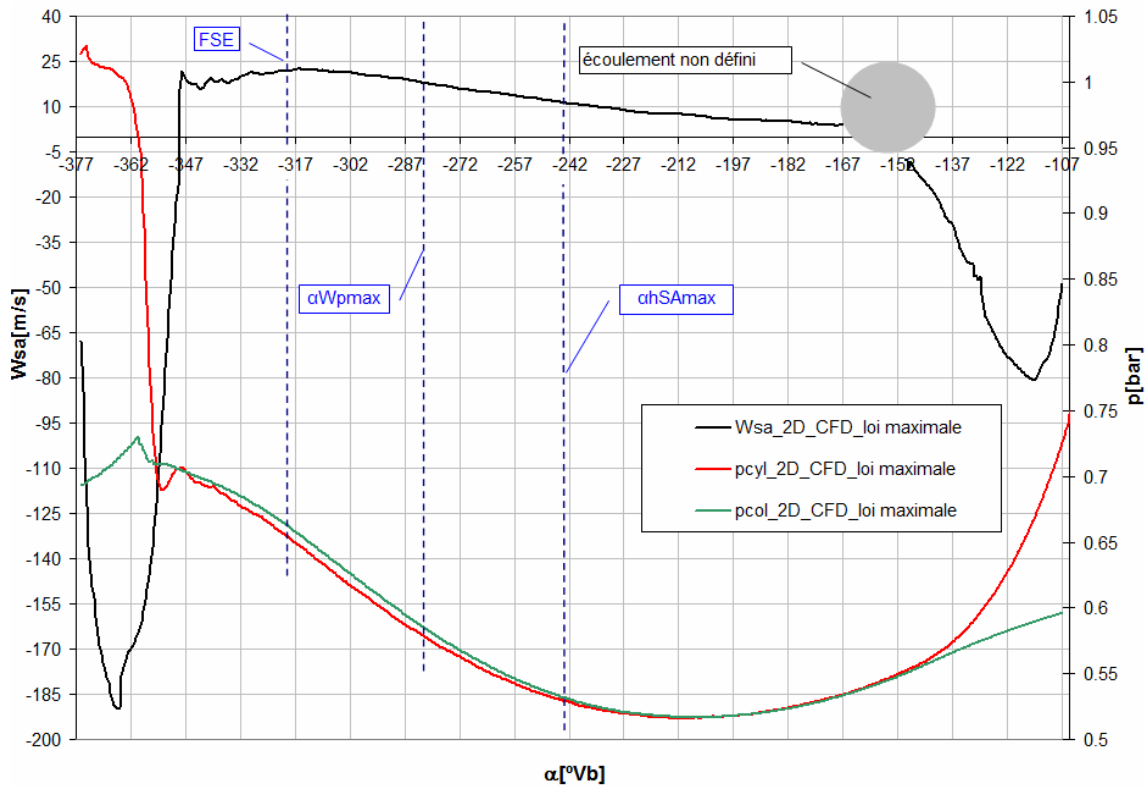


Fig.5.10. Variation de quelques paramètres pendant la course d'admission pour la loi maximale

Dans le graphique de la vitesse du fluide (courbe noire dans la figure 5.10) est marquée une zone où l'écoulement est "non défini". Cela veut dire que le fluide moteur ne s'écoule ni dans le cylindre, ni dans le collecteur d'admission. Le phénomène est dû à l'égalité des pressions entre le collecteur d'admission et le cylindre, se produisant pendant $\sim 17^\circ V_b$, jusqu'à ce que la différence de pression se rétablisse. Il s'agit, d'ailleurs, d'une *zone de transition*, de l'écoulement normal à l'écoulement inverse. Comme précédemment, la différence de pression suffisamment importante, corrélée aux faibles sections de passage sous la soupape d'admission, engendre des vitesses d'écoulement relativement grandes.

Le phénomène d'écoulement inverse, enregistré à la fin de l'admission et celui de l'écoulement "non défini" est présenté dans la figure 5.11, *a* et *b*. La gamme de couleurs par laquelle sont représentés les vecteurs de vitesse est répartie en fonction de la valeur de la pression.

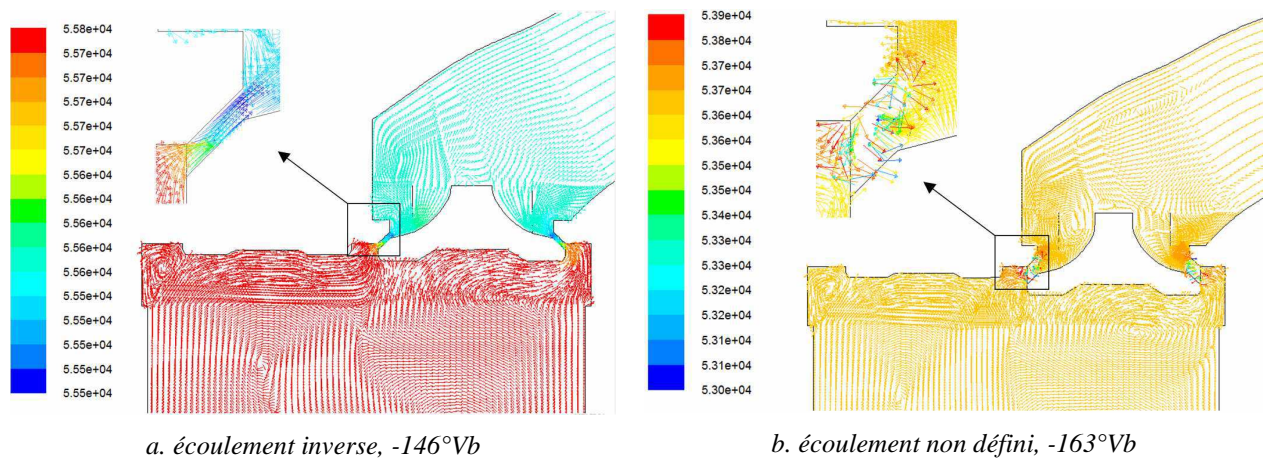


Fig. 5.11. Image des écoulements par les vecteurs pour la loi maximale

Pour la loi minimale de levée de la soupape d'admission, on peut dire qu'il n'y a pas d'écoulement inverse, celui-ci se déroule pendant une période courte, à la proximité du moment de la fermeture de la soupape d'admission, figure 5.12. Les paramètres principaux qui caractérisent l'écoulement inverse pour les deux cas abordés (*loi maximale* et *loi minimale*) sont présentés dans le tableau suivant

Tableau 5.12. Paramètres de caractérisation de l'écoulement inverse

		Loi minimale	Loi maximale
Levée SA	Moment de début de l'écoulement inverse [°Vb]	-	-376
	Moment à la fin de l'écoulement inverse [°Vb]	-	-350
	Etendue angulaire de l'écoulement inverse [°Vb]	-	26
	Vitesse maximale pour l'écoulement inverse [m/s]	-	190
Descente SA	Moment de début de l'écoulement inverse [°Vb]	-157	-150
	Moment à la fin de l'écoulement inverse [°Vb]	-154	-107
	Etendue angulaire de l'écoulement inverse [°Vb]	3	43
	Vitesse maximale pour à l'écoulement inverse [m/s]	5.5	80

La vitesse maximale d'écoulement enregistrée pour la *loi minimale*, est considérablement différente par rapport à la *loi maximale* (~122 m/s, par rapport à 23 m/s), cela détermine évidemment l'augmentation de la turbulence qui a un effet favorable sur le processus de mélange et de combustion.

Comme l'on a déjà affirmé au § 4.3 pour la *loi minimale*, la vitesse maximale du piston a lieu dans une zone où la section de passage sous la soupape est encore très, faible ce qui

détermine d'une part, une dépression dans le cylindre, et de l'autre part, une vitesse d'écoulement beaucoup plus importante que, lorsqu'on utiliserait la *loi maximale*. Autrement dit, les résultats de la simulation CFD pour la *loi minimale* montrent une bonne corrélation des valeurs angulaires, quand on obtient la vitesse maximale d'écoulement des gaz dans le cylindre, la vitesse maximale du piston et la pression minimale dans le cylindre.

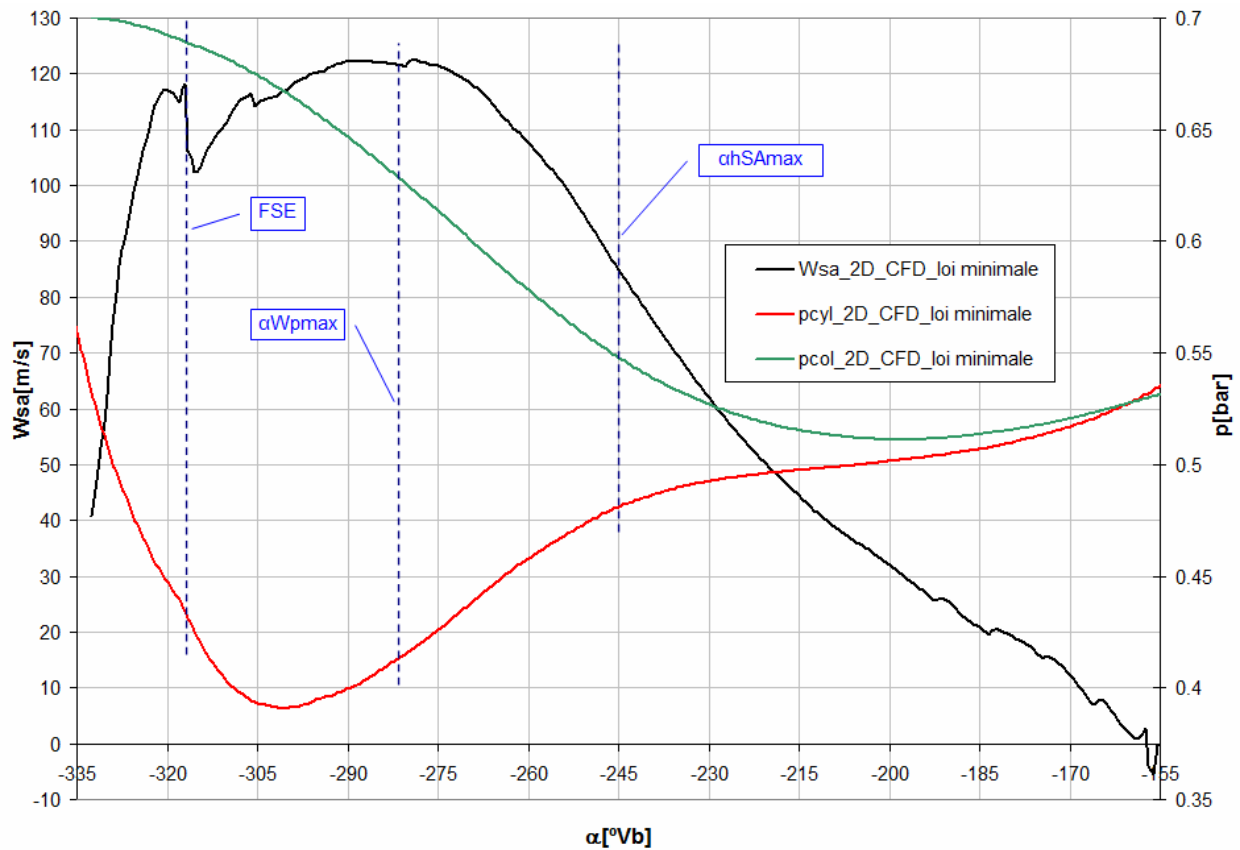


Fig. 5.12. Variation de quelques paramètres pendant la course d'admission pour la loi minimale

En conclusion, les résultats de la simulation bidimensionnelle CFD sont conformes aux résultats expérimentaux et apportent des contributions importantes concernant l'intensité des écoulements, normaux ou inverses

5.3. Modèle tridimensionnel

Le modèle tridimensionnel utilisé est présenté sur la figure 5.3, et les cas simulés sont identiques à ceux abordés au § 5.2. Il conserve en grande partie les formes géométriques du circuit d'admission du moteur prototype ; c'est pourquoi on attend des résultats plus proches de l'expérimentation. De plus, l'utilisation du modèle 3D permet l'étude de l'aérodynamique du moteur; cela rend possible l'identification de divers types de mouvements (v.2.1.4.)

5.3.1. Analyse des résultats de la simulation numérique CFD

Les résultats de la simulation 3D sont comparés aux résultats expérimentaux et nous montrons qu'il y a une bonne corrélation. Cette corrélation est meilleure qu'avec la modélisation 2D, tant au niveau de l'évolution de la pression dans le cylindre (figure 5.13), que dans le collecteur d'admission (figure 5.14).

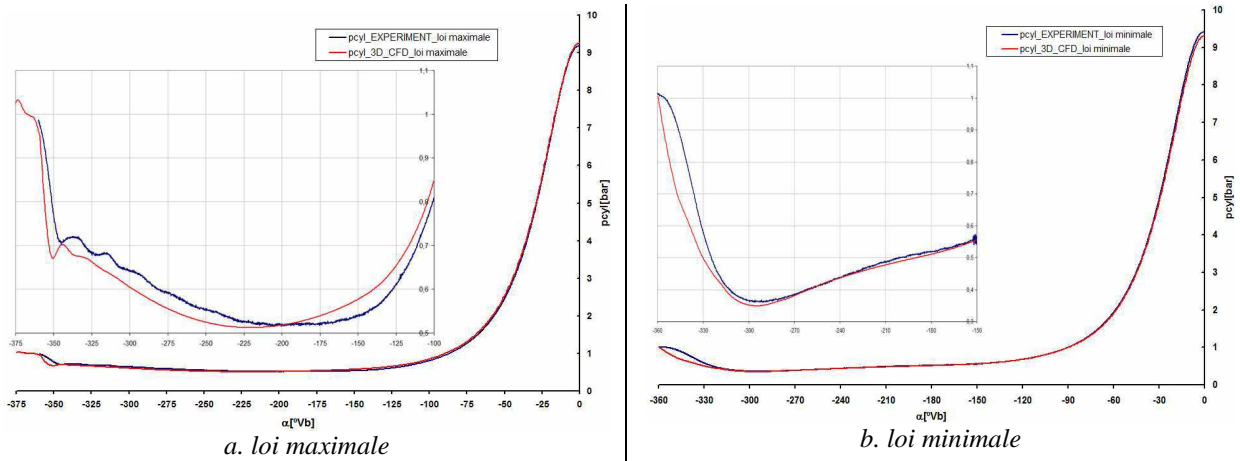


Fig. 5.13. Corrélation CFD expérimentation. Evolution de la pression dans le cylindre

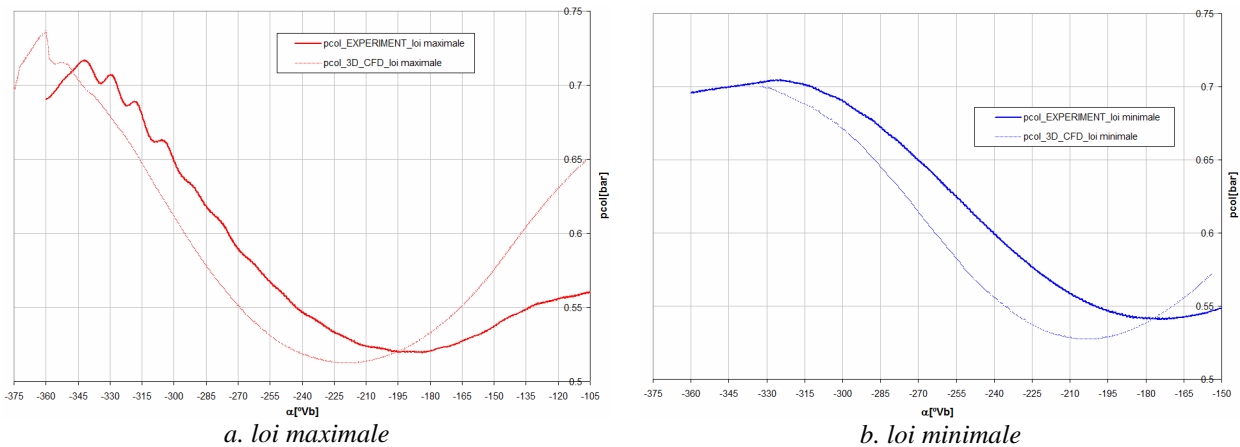


Fig. 5.14. Corrélation CFD expérimentation. Evolution de la pression dans le collecteur d'admission

Dans le tableau 5.13 est présentée une analyse comparative des résultats concernant le pic de pression, obtenus par l'expérimentation et les simulations CFD, 2D et 3D. On observe que la simulation CFD 3D est plus proche de la réalité que celle effectuée en 2D.

Tableau 5.13. Expérimentation vs. CFD 3D/2D

Loi de levée de SA	Expérimentation	CFD 3D	CFD 2D
	$P_{max}[bar]$		
Loi maximale	9.20	9.26	9.35
Loi minimale	9.40	9.32	9.80

Les résultats de pression cylindre, pression dans le collecteur et vitesse de l'écoulement à la soupape obtenus par la simulation 3D sont présentés dans les figures 5.15 et 5.16.

On a choisi sur l'abscisse, comme intervalle de représentation graphique, la durée d'ouverture de la soupape d'admission pour les deux lois, maximale et minimale.

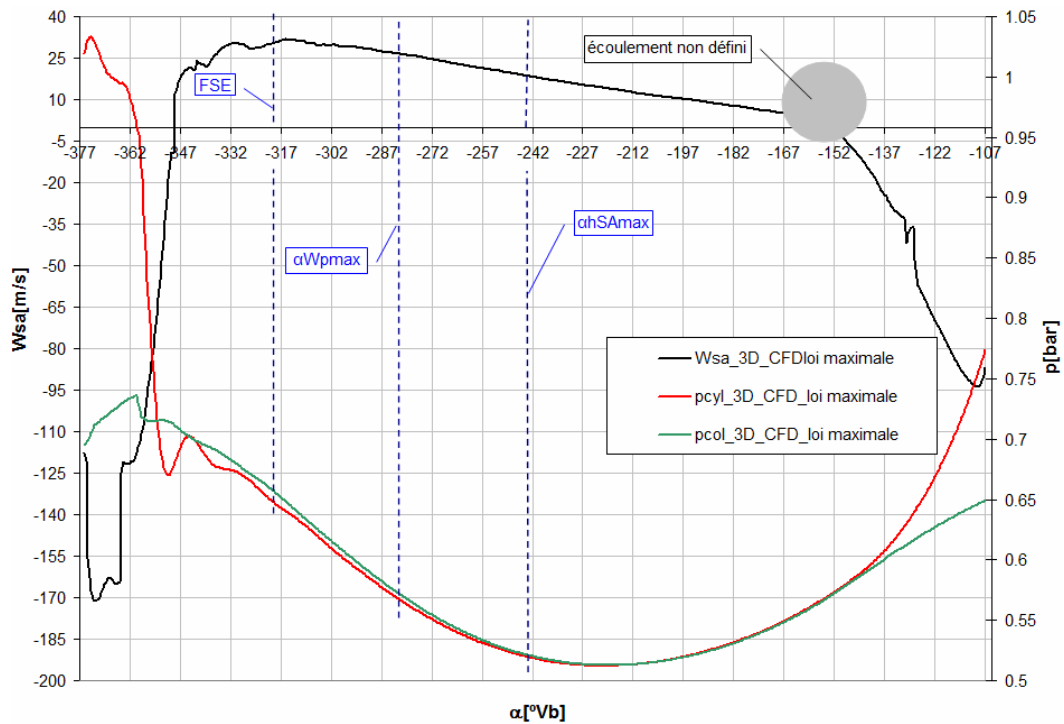


Fig. 5.15. Variation de quelques paramètres pendant le processus d'admission pour la loi maximale.

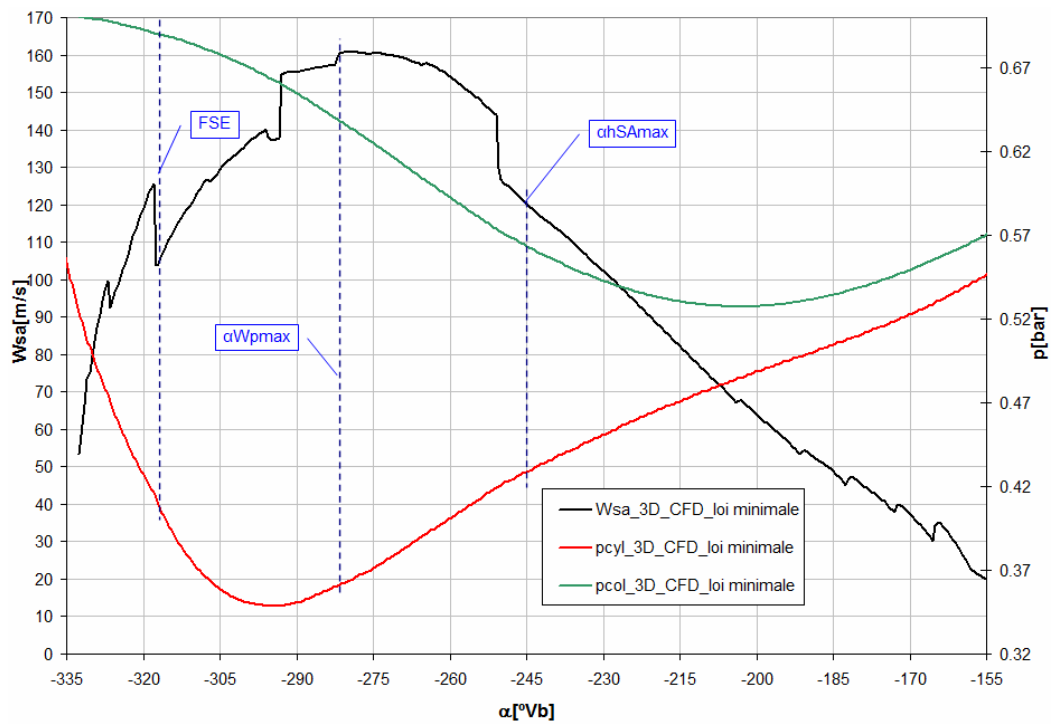


Fig. 5.16. Variation de quelques paramètres pendant le processus d'admission pour la loi minimale

Si l'on analyse les figures 5.15 et 5.16 on peut mettre en évidence les aspects suivants :

- Pour la *loi minimale* de levée, la vitesse d'écoulement a une valeur maximale de 160 m/s, tandis que pour la *loi maximale*, celle-ci ne dépasse pas 32 m/s; on rappelle que les résultats de la simulation CFD 2D sont légèrement inférieurs (122 m/s et 23 m/s – v. § 5.2.2).
- Sur le graphique de la vitesse d'écoulement de l'air à la soupape d'admission, on remarque, pour la *loi maximale* de levée (figure 5.16), la présence de deux zones caractérisées par des écoulements inverses, du cylindre vers le collecteur d'admission .
 - premièrement, celui qui est dû à l'avance à l'ouverture de la soupape d'admission, déroulé sur l'intervalle $(-377^\circ V_b, -350^\circ V_b)$, caractérisé par un pic de la vitesse d'écoulement de ~ 170 m/s (donc légèrement réduit par rapport à celui enregistré par la simulation 2D – v. le tableau 5.12). On souligne que ce phénomène d'écoulement inverse provoque un accroissement de la pression dans le collecteur d'admission, après l'ouverture de la soupape (v. figure 5.14, *a*)
 - deuxièmement, celui qui est dû à la fermeture retardée de la soupape d'admission, sur l'intervalle $(-155^\circ V_b, -107^\circ V_b)$, caractérisé par un pic de la vitesse d'écoulement de ~ 94 m/s (donc, légèrement plus grand que celui enregistré par la simulation 2D – v. le tableau 5.12). Il est évident que cela entraînera un accroissement rapide de la pression dans le collecteur d'admission.
 - si pendant la simulation 2D, à la fin de l'admission, pour la *loi minimale* il existe un léger écoulement inverse (v. le tableau 5.12), pour le modèle 3D celui-ci n'existe plus. Aussi, un éventuel écoulement inverse à la soupape d'admission, pendant son début de levée n'existe pas; ceci est confirmé dans la figure 5.14, *b*, où la pression dans le collecteur d'admission n'a plus une partie ascendante; néanmoins, sur l'évolution expérimentale un léger accroissement apparaît, ce qui peut se justifier par un léger écart, concernant l'ouverture de la soupape d'admission (la soupape ne s'ouvre pas dans le moment précisé dans la figure 4.17, *a*, mais un peu en avant ce qui engendrerait un léger écoulement inverse).
- La figure 5.15, comme la figure 5.10 présente un écoulement "non défini" qui caractérise la transition de l'écoulement normal vers l'écoulement inverse.

Pour pouvoir mettre en évidence la vitesse d'écoulement de l'air à la soupape d'admission, la géométrie du modèle 3D a été coupée selon un plan parallèle à l'axe Z, qui traverse le milieu de la soupape d'admission (figure 5.17).

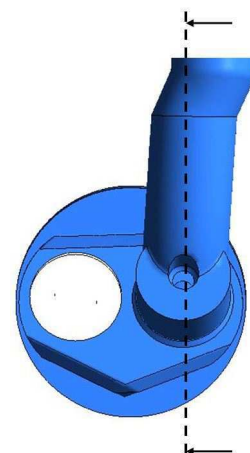
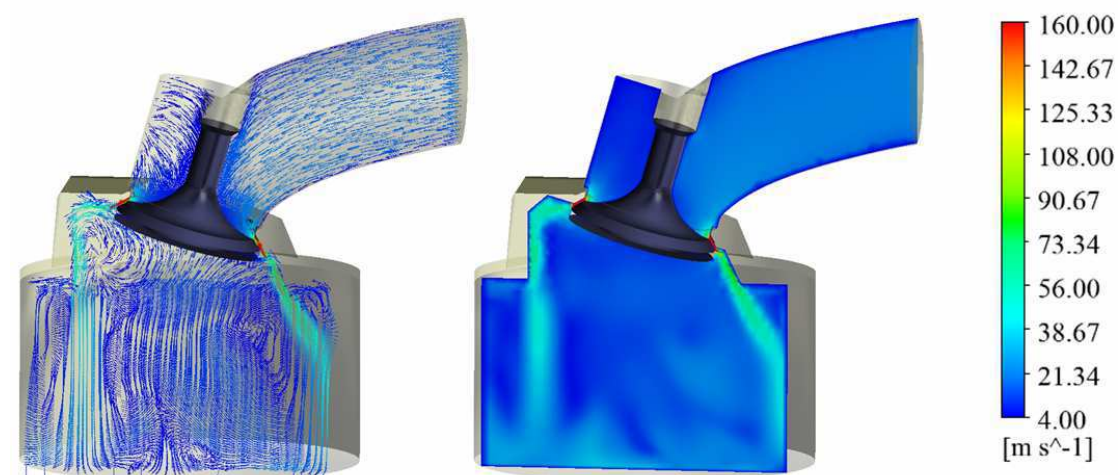
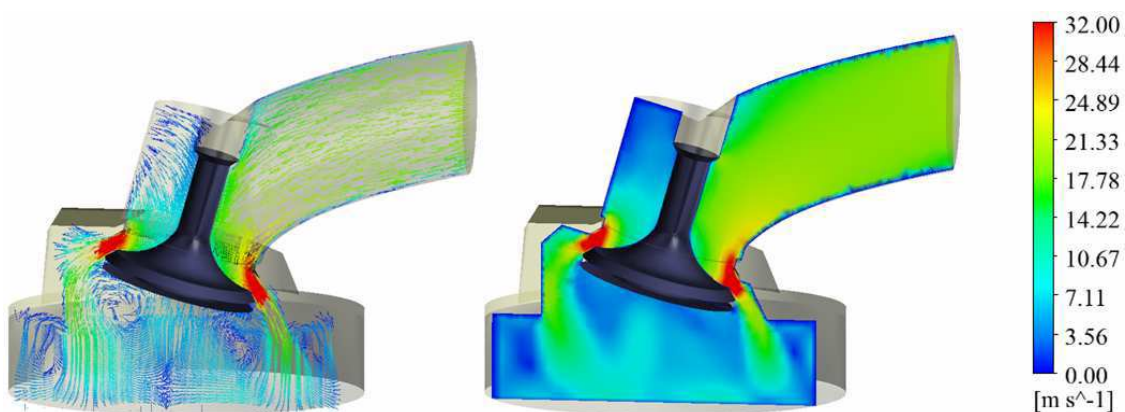


Fig. 5.17. Plan de section, /68/

Donc, on va présenter le champ de vitesses pour les deux lois de levée de la soupape d'admission, aux moments importants : l'instant où la vitesse de l'écoulement est maximale (figure 5.18), et l'instant où l'ouverture de la soupape est maximale (figure 5.19). La figure 5.20 met aussi en évidence les écoulements inverses qui se produisent pour la *loi maximale* au début de la levée de la soupape et pendant sa descente.

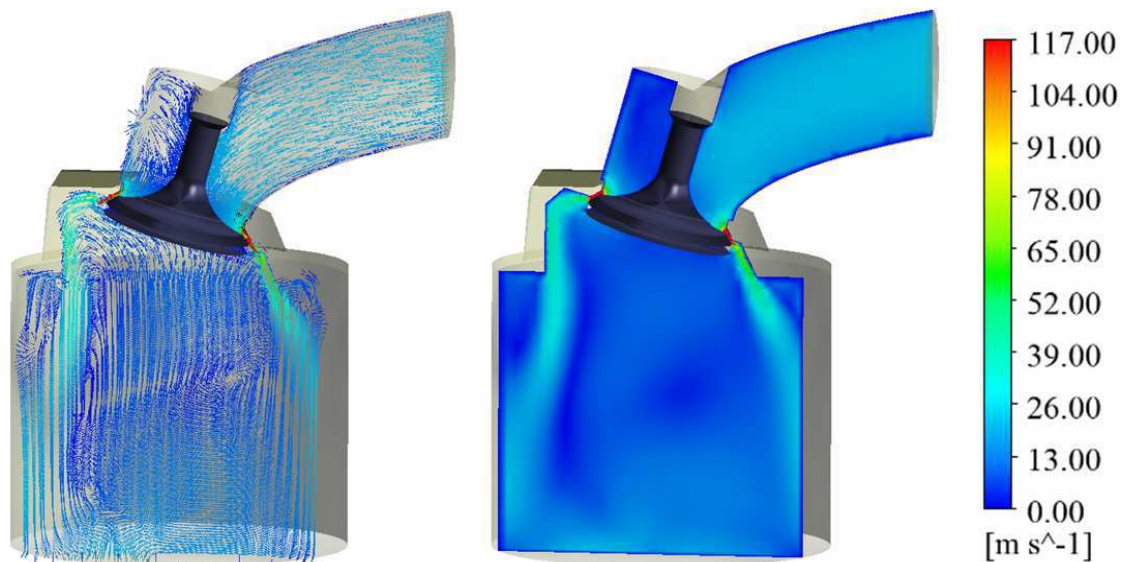


a. loi minimale ($\alpha_{WSAmax} = -272^\circ Vb$)

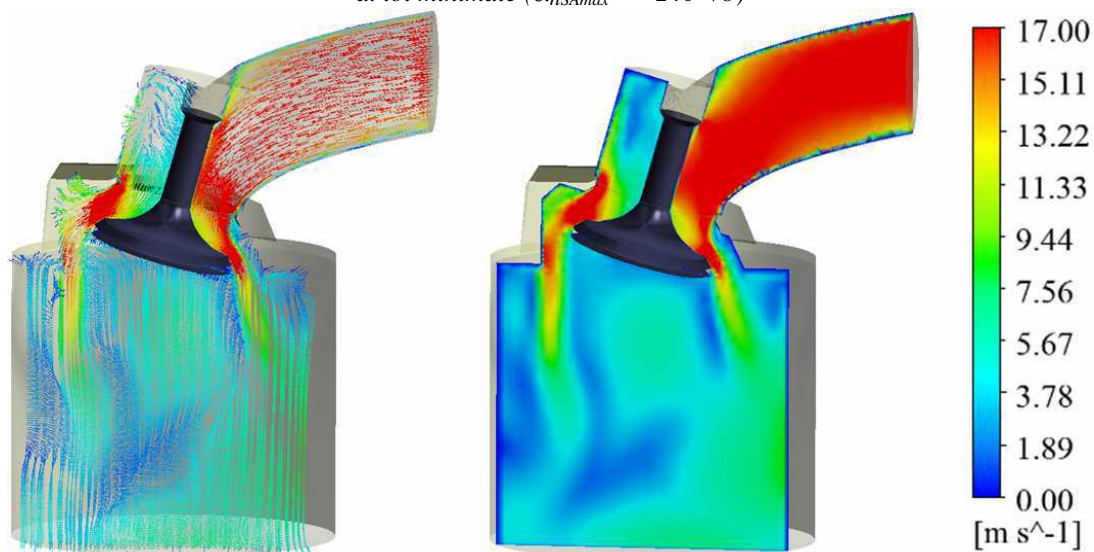


b. loi maximale ($\alpha_{WSAmax} = -315^\circ Vb$)

Fig. 5.18. Vitesse maximale d'écoulement de l'air



a. loi minimale ($\alpha_{hSAmax} = -240^\circ Vb$)



b. loi maximale ($\alpha_{hSAmax} = -240^\circ Vb$)

Fig. 5.19. Vitesse d'écoulement de l'air à l'ouverture maximale de la soupape

L'évolution de la masse d'air aspirée dans le cylindre, est présentée dans la figure 5.20. Les écoulements inverses, dont on parlait précédemment, sont clairement mis en évidence sur la figure 5.20 dans les zones où la masse d'air diminue.

Par exemple le fonctionnement à *loi maximale* provoque un écoulement inverse du cylindre vers les collecteurs d'admission et d'échappement. Donc de l'instant OSA la masse d'air a une évolution descendante. Celle-ci s'arrête, quand l'écoulement se fait vers le cylindre, au moment $-350^\circ Vb$ (v. les figures 5.15, 5.20).

Pour le fonctionnement à *loi minimale*, même s'il n'y a pas un écoulement inverse vers le collecteur d'admission (v. figura 5.16), la masse d'air du cylindre a tout d'abord, une évolution descendante à cause du passage de l'air au collecteur d'échappement.

La fin de l'admission est accompagnée d'un écoulement inverse seulement pour la *loi maximale* (figure 5.20). Cependant, le remplissage du cylindre est plus efficace pour la *loi maximale* (259 mg d'air, pour la loi maximale et 244 mg pour la loi minimale), cela signifie qu'on peut atteindre le même point de fonctionnement, pour le cycle de combustion, si l'on conserve le même coefficient d'excès d'air, quand l'ouverture du papillon de gaz est réduite. On peut donc en conclure que l'effet positif de la réduction de la loi de levée lié à l'accroissement de la vitesse d'écoulement d'air à la soupape est affaibli, par la diminution du rendement du remplissage à cause d'un pompage accentué, (figure 5.21)

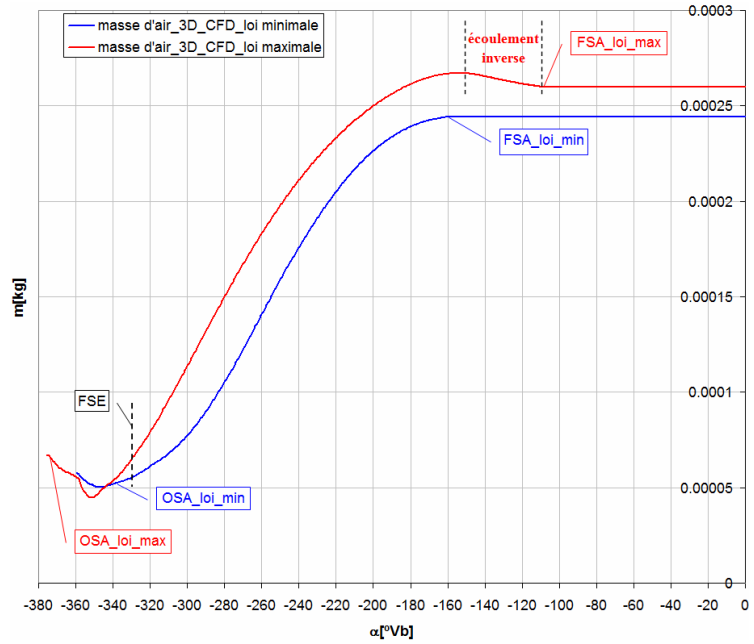


Fig. 5.20. Evolution de la masse d'air aspirée dans le cylindre

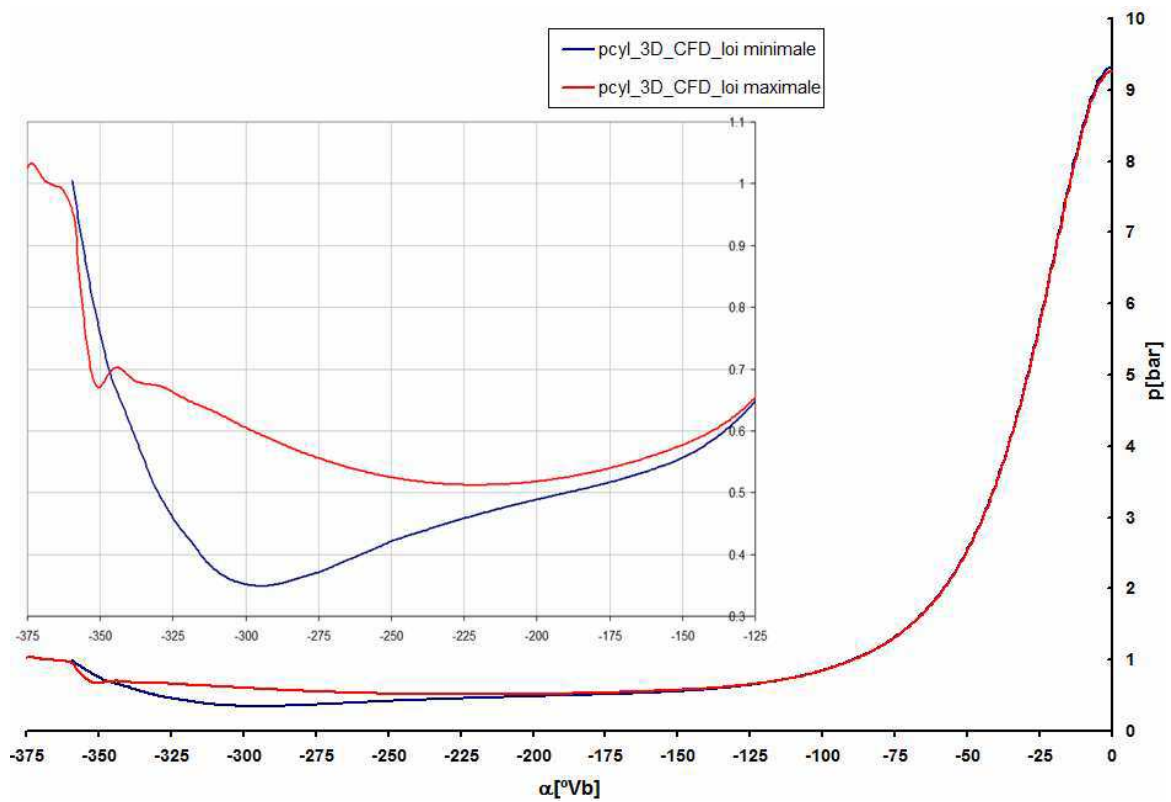


Fig. 5.21. Phénomène du pompage le long de l'admission

En fait, une alternative à l'approche de ce point de fonctionnement à *loi minimale* serait utilisation d'une loi plus „élargie”, l'objectif étant l'obtention du rendement de remplissage enregistré pour la *loi maximale*.

Au début de ce sous-chapitre on a précisé que l'utilisation de la simulation CFD en 3D permet de caractériser l'aérodynamique interne du moteur. Sur la figure 5.22 est présentée l'évolution du *nombre de swirl* calculé, avec la relation 2.15 du § 2.13. En analysant la figure 5.22, on observe facilement que le mouvement de swirl s'intensifie par l'utilisation de la *loi minimale*. Pour cette loi, l'intensité maximale du mouvement de swirl peut être atteinte dans la zone de la hauteur maximale de levée de la soupape.

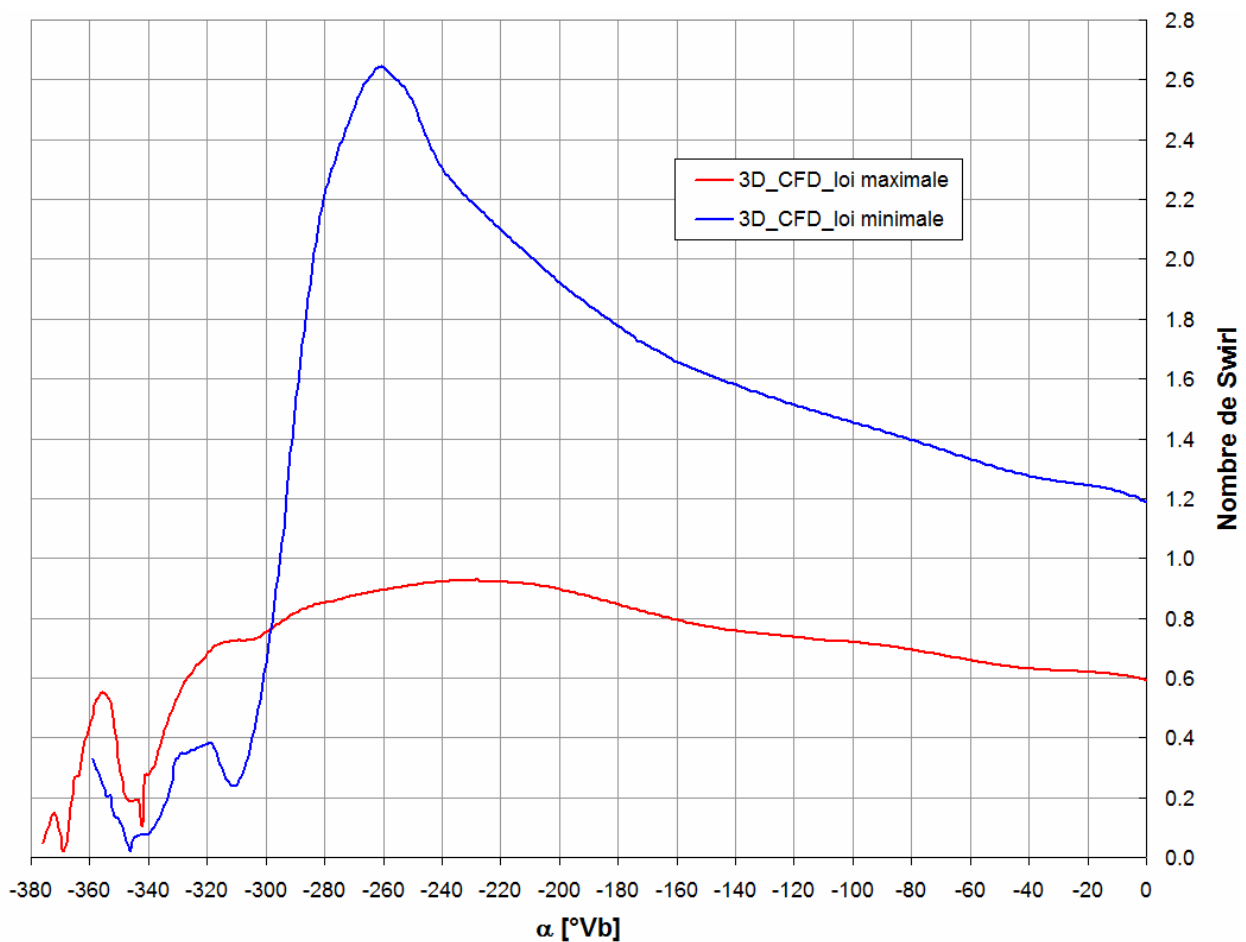
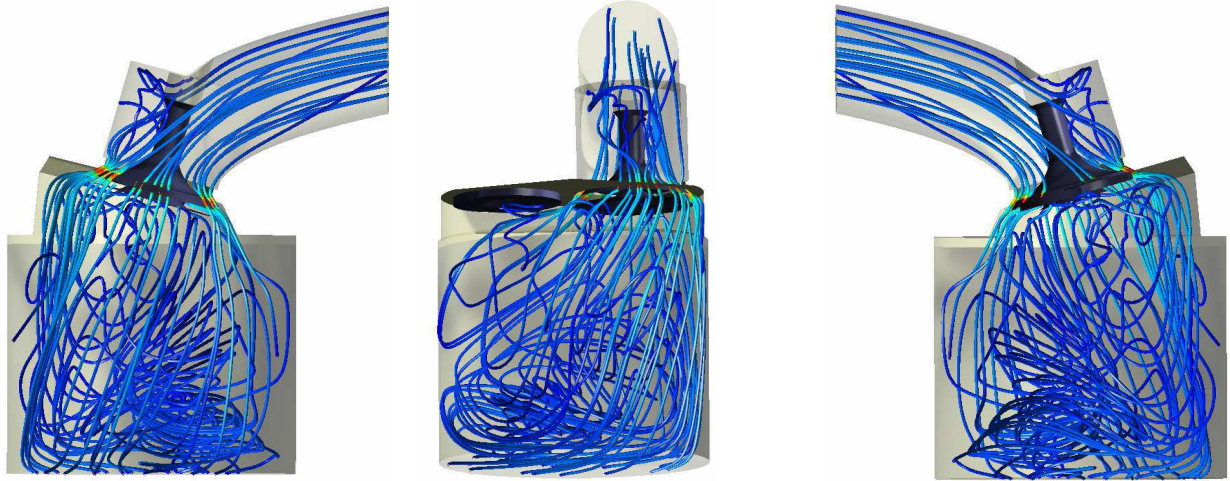


Fig. 5.22. Nombre de swirl

Les trajectoires des particules de fluide, quand on atteint l'ouverture maximale de la soupape pour les deux lois de levée sont présentées dans la figure 5.23, *a* et *b*. En analysant les figures, on peut remarquer que l'intensification du mouvement de swirl, pour l'utilisation de la *loi minimale* est assez claire.



a. loi minimale



b. loi maximale

Fig. 5.23. Trajectoires des particules de fluide au moment de l'atteinte d'ouverture maximale de la soupape

Les figures 5.24 *a* et *b* présentent chronologiquement les évolutions de l'intensité de la turbulence et de l'énergie cinétique turbulente, ayant comme point de départ l'instant où la vitesse de l'écoulement est maximale, l'instant où la section de la soupape d'admission est maximale, la fin de la course d'admission, la fin de la course de compression. On observe, donc, l'effet bénéfique de l'utilisation de la *loi minimale* sur ces paramètres. Cela va influencer les processus de formation et de combustion du mélange carburant.

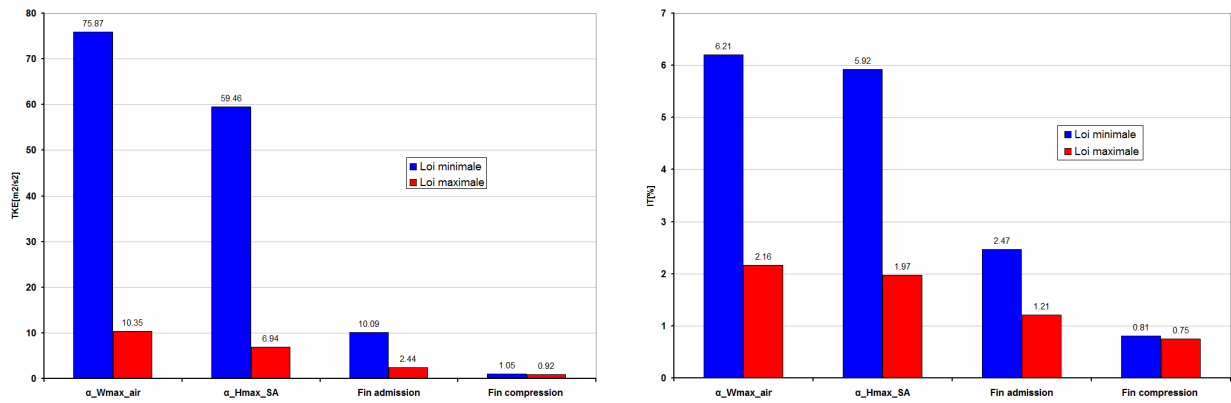


Fig. 5.24. Caractérisation de l'aérodynamique interne

Pour la *loi minimale*, on observe que l'intensité des mouvements de l'air subit une réduction significative à la fin de la compression. Les grandeurs utilisées pour les caractériser sont proches de celles calculées pour la *loi maximale*. Cela pourrait être la cause d'une compression plus forte pour la *loi minimale*.

5.4 Conclusions

La simulation numérique, utilisant la technique CFD a rendu possible la réalisation d'une analyse pertinente liée à l'aérodynamique interne du moteur. L'étude initiée dans les ouvrages /9, 16, 17, 18, 20, 104/, est complétée par des informations importantes, qui permettent une meilleure compréhension des phénomènes d'écoulement, responsables pour l'énergétique du moteur prototype. En résumé, la méthodologie de recherche abordée a eu comme but de restreindre l'effet de la loi de levée de la soupape d'admission, sur l'échange de gaz. Autrement dit, si l'on maintient le régime du moteur et l'ouverture du papillon de gaz, la seule variable utilisée étant la loi de levée de la soupape, on a pu réaliser une analyse comparative du pompage et de l'aérodynamique interne du moteur quantifiée par le champ de vitesses, l'intensité du mouvement de swirl et la turbulence.

Dans ce chapitre, la simulation de l'écoulement d'air vers les cylindres du moteur a été effectuée en 2D et en 3D. Les différences se sont avérées essentielles concernant le temps de calcul (utilisant une machine de calcul Intel 2.79 GHz, 4 GB RAM, la simulation d'un seul cycle se déroule en cinq heures, pour l'approche 2D, et en quatre jours, pour l'approche 3D), et concernant la concordance des résultats avec la réalité. De plus, la démarche scientifique, pour la simulation CFD a été de type itératif (*simulation – comparaison résultats – modification modèle 2D/3D – simulation ...*), on sous-entend qu'on a dédié à ce chapitre beaucoup de temps.

Quoique l'étude par simulation numérique ait permis de clarifier des aspects importants, elle a aussi déterminé l'apparition d'autres inconnues, l'une d'elles étant la réduction substantielle de l'intensité de l'aérodynamique interne à la fin de la compression. Celle-ci, à côté d'autres aspects démontre le degré élevé de complexité de l'étude d'écoulement des fluides.

Conclusions

6. Conclusions finales

1. Par rapport à d'autres solutions des sources énergétiques alternatives, *le moteur à combustion interne* reste pour le moment, la variante la plus appropriée, du point de vue de la densité de puissance, de la densité d'énergie stockée, du temps possible de fonctionnement et du coût.
2. L'impact négatif de l'automobile sur l'environnement a entraîné une sévérité des normes législatives pour protéger celui-ci. Cela impose une amélioration continue du *moteur à combustion interne*.
3. Les difficultés rencontrées lors de l'amélioration du rendement du *moteur à allumage commandé*, résultent principalement de son fonctionnement inefficace pour les charges partielles. Il est donc nécessaire de trouver des solutions techniques pendant cet intervalle.
4. *La distribution variable*, quelle que soit est la solution constructive adoptée est capable d'améliorations du fonctionnement général du moteur à allumage commandé surtout en ZUF. Compte tenu d'un fonctionnement important à bas régimes, on peut dire que la distribution variable occupera une place de plus en plus importante dans la production de série des moteurs du futur.
5. Au cours des recherches effectuées au niveau national, *l'Université de Pitesti* a été remarquée par ses multiples applications, dans le domaine de la *distribution variable*. Les recherches de cette thèse ont été possibles à la suite du développement dans notre université, d'un moteur prototype fonctionnel doté d'un système de variation continue de la hauteur de levée des soupapes d'admission (ViVL). A partir de 2005 ce sujet a été développé à l'aide du *CNAM Paris*.
6. Les phénomènes spécifiques de l'écoulement du fluide frais vers les cylindres du moteur sont énormément compliqués; c'est pourquoi une alternative à l'étude expérimentale est l'approche par simulation numérique, en utilisant *la technique CFD*.
7. Le mouvement du fluide à l'intérieur du moteur est presque toujours turbulent, donc, par cette démarche *la modélisation de la turbulence* est l'un des problèmes clé.
8. Dans cette thèse de doctorat, le but principal a été de déterminer les vitesses d'écoulement du fluide pendant le processus d'admission pour les deux lois de levée de la soupape pour un moteur entraîné à 815 tr/min et une ouverture du papillon de gaz de 21.6°.
9. Dans ce but, on a utilisé deux modèles de simulation numérique: un *modèle bidimensionnel* et un modèle *tridimensionnel*. Les modèles comprennent les composants du remplissage du moteur : le papillon de gaz et son corps, une partie du collecteur d'admission, la tubulure

d'admission et d'échappement de la culasse, la soupape d'admission, la soupape d'échappement, la chambre de combustion, le cylindre et le piston.

10. La simulation numérique, par la *technique CFD* a permis de tirer des conclusions pertinentes liées à *l'aérodynamique interne du moteur*. Quoique l'étude par simulation numérique ait permis de clarifier quelques aspects importants concernant les vitesses d'écoulement de l'air dans le cylindre, le degré de turbulence, elle a également provoqué l'apparition de quelques inconnues: l'une de celles-ci la étant la réduction évidente de l'intensité des mouvements internes de l'air, à la fin de la compression. Celle-ci, à côté d'autres aspects démontrent le degré élevé de complexité de l'étude d'écoulement des fluides.
11. *Les recherches expérimentales* effectuées ont eu comme but de calibrer et de valider les modèles de simulation numérique

Contributions personnelles

L'activité de recherche scientifique effectuée dans le cadre de cette thèse de doctorat a été centrée sur l'étude par simulation numérique de l'écoulement de l'air dans les cylindres du moteur à hauteur de levée variable des soupapes d'admission. Le but a été d'obtenir des informations claires, concernant l'aérodynamique interne du moteur pour deux lois de levée de la soupape d'admission (loi maximale et loi minimale).

On considère, que les réalisations suivantes peuvent être considérées, des éléments à caractère d'originalité étant des contributions personnelles, par rapport aux procédés de travail utilisés, dans le domaine de la modélisation et de la simulation numérique CFD.

- Etablissement du niveau de référence zéro pour le capteur de pression dans le cylindre: Du fait de l'utilisation d'un capteur de pression de type piézoélectrique, deux problèmes ont dû être résolus : l'établissement du niveau de référence zéro pour la pression absolue et la correction des diagrammes des variations de pression. Comme méthode de corrections on a choisi la condition d'égalité de pression du cylindre et du collecteur d'admission à des positions angulaires, prises des simulations CFD.
- Construction de la géométrie complexe du moteur prototype par la technique CAD (CATIA V5R19).
- Elaboration des modèles de simulation numérique bidimensionnel et tridimensionnel.
- Etablissement des conditions limites, pour la simulation numérique.
- Approche de l'analyse statistique, pour le choix du modèle de simulation numérique 2D: On sait que le modèle 2D présente quelques non concordances inhérentes, par rapport à la forme géométrique réelle. C'est pourquoi on a dû faire certaines modifications pour caler les résultats de la simulation CFD à ceux expérimentaux. Les modifications effectuées dans le modèle ont porté sur le changement de la distance entre le papillon de gaz et son corps. Les résultats obtenus par simulation CFD et ceux expérimentaux ont été comparés en utilisant des critères spécifiques à l'analyse statistique pour le choix adéquat du modèle bidimensionnel.
- Etablissement du type d'écoulement de l'air pendant le processus d'admission. Il a été mis en évidence les zones où l'écoulement de l'air pendant l'admission se déroule normalement (du collecteur d'admission dans le cylindre) et les zones où se manifeste le phénomène d'écoulement inverse (du cylindre vers les collecteurs d'admission et d'échappement). Celui-ci est valable pour la *loi maximale* de levée de la soupape. On a aussi observé une zone de transition de l'écoulement normale à l'écoulement inverse

appelé « écoulement non défini », où l'air ne coule ni dans le cylindre ni dans le collecteur d'admission.

- Etablissement des vitesses d'écoulement de l'air et des caractéristiques de la turbulence
On a obtenu des vitesses d'écoulement de l'air à la soupape d'admission, pour les deux lois de levée de la soupape d'admission. Pour la *loi minimale* de levée, la vitesse d'écoulement a une valeur maximale de 160m/s, tandis que pour la *loi maximale* celle-ci ne dépasse pas 32 m/s. On a mis en relief les grandeurs qui caractérisent le phénomène de turbulence. Cela influence d'une manière positive le processus de formation et de combustion du mélange carburant. Pour la *loi minimale*, on observe que l'intensité des mouvements de l'air subit une réduction considérable à la fin de la compression, les indicateurs utilisés pour son évaluation s'approchent de ceux calculés pour la *loi maximale*.
- Evaluation de la possibilité d'amélioration du mouvement de l'air dans le cylindre en fonction de la loi de levée de la soupape d'admission utilisée.

Perspectives

Pour mettre en valeur les activités de recherche réalisées sur la distribution variable à l'Université de Pitesti, dont le but est l'amélioration des performances énergétiques des moteurs à allumage commandé en ZUF, ceci exige l'amplification de la recherche et sa poursuite dans les directions suivantes :

- Déclenchement de certaines activités de simulation numérique CFD avec la prise en considération de l'injection d'essence, de l'allumage; avec pour objectif: obtenir des informations claires sur:
 - le champ de vitesses enregistré dans différents moments du cycle, à différentes lois de levée de la soupape d'admission;
 - l'évolution des particules d'essence injectées lors de l'utilisation de faibles levées de la soupape d'admission;
 - le degré d'homogénéité du mélange carburant;
 - l'influence de la loi de levée sur les produits polluants.
- Exploration du fonctionnement non obturé aussi pour l'injection multipoint (*investigations couplées, CFD - expérimentation*).
- Exploration des possibilités de réduction forcée du régime au ralenti, comme alternative de la technique de micro hybridations de type STOP&START (*investigations couplées, CFD - expérimentation*);
- Désactivation d'un cylindre ou de deux cylindres par la désactivation des soupapes correspondantes;

Il faut dire que dans toutes les directions mentionnées, la poursuite de cette recherche induit des investigations importantes dans des systèmes de mesure et de modélisation et contribue ainsi à un accroissement de nos connaissances. On peut l'assurer par des collaborations avec des partenaires reconnus dans ce domaine et cette thèse ne fait que créer des conditions pour commencer de telles collaborations.

Bibliographie

1. ABĂITANCEI, D., BOBESCU, GH. - *Motoare pentru automobile*, Editura Didactică și Pedagogică, București 1975
2. ABĂITANCEI, H., HÎRCEAGĂ, M., DAN, R., Ș., RADU, S. - *Analiza în mediu virtual a procesului de admisie în motorul cu ardere internă.*, Editura Universității Transilvania, Brașov, 2004.
3. ALLEN, J., LAW, D. - *Production Electro-Hydraulic Variable Valve-Train for a New Generation of I.C. Engines*, Lotus Engineering, 2002-01-1109, Variable Valve Actuation 2002, SAE International
4. BABAJIMOPOULOS, A., DENNIS N., ASSANIS - *An Approach for Modeling the Effects of Gas Exchange Processes on HCCI Combustion and Its Application in Evaluating Variable Valve Timing Control Strategies*, 2002-01-2829
5. BAILLY, O., BUCHOU, C., A., FLOCH, L., SAINSAULIEU - *Simulation of the Intake and Compression Strokes of a Motored 4 -Valve SI Engine with a Finite Element Code*, *Oil & Gas Science and Technology* D Rev. IFP, Vol. 54 (1999), No. 2, pp. 161-168
6. BERNARD, L., FERRARI, A., RINOLFI, R., VAFIDIS, C. - *Fuel Economy Improvement Potential of UNIAIR Throttleless Technology*, ATA vol.56, Gennaio/Febraio 2003
7. BENNY, P., GANESAN, V. - *Flow field development in a direct injection diesel engine with different manifolds*, *International Journal of Engineering, Science and Technology* Vol. 2, No. 1, 2010, pp. 80-91D
8. BERNHARD, L. - *Less CO2 thanks to the BMW 4-cyl. Valvetronic engine*, ATA vol.56, n. 3/4, Aprilie 2003, p. 96-102
9. BÎZÎIAC, A. - *Cercetări privind ameliorarea performanțelor energetice ale unui MAS prin realizarea variației înălțimii de ridicare a supapelor de admisie*, Teza de doctorat. Universitatea din Pitești 2011
10. BLACKMORE, D.,R., THOMAS, A. - *The scope for improving the fuel economy of the gasoline engine*, IMech C206/1979
11. BOHAC, S., ASSANIS, D. - *Effect of Exhaust Valve Timing on Gasoline Engine Performance and Hydrocarbon Emissions*, Variable Valvetrain System Technology by Robert Moran, SAE PT-122, March 2006
12. BRUSTLE, C., SCHWARZENTHAL, D. - *VarioCam Plus – A Highlight of the Porsche 911 Turbo Engine*, SAE 2001-01-0245, March 2006
13. CHRIAC, R. - *Diagrama indicată pentru motorul cu ardere internă*, Editura AGIR, ISBN 973-8466-55-5, Bucuresti 2004
14. CHRISTOPHER, T. et al. - *Design and Control of a Two-Stage Electro-Hydraulic Valve Actuation, System*, 2004 -01-1265, Variable Valve Actuation 2004, SAE International
15. CLENCI, A., PODEVIN, P., DESCOMBES G., BERQUEZ, J. - *Variable intake valve lift on spark ignition engine and its effects on idle operation*, EAEC Congress, Bratislava 2009
16. CLENCI, A., PODEVIN, P., BIZIAC, A. - *Moteur avec autorégulation de la levée des soupapes d'admission. Mise au point du système de contrôle de levée de soupapes*, Rapport de recherche, Beneficiar: Agence National de Valorization de la Recherche (www.oseo.fr), Parteneri: Universitatea din Pitești – Conservatoire National des Arts et Métiers de Paris, 2007 – 2008
17. CLENCI, A., BIZIAC, A. - *Autoturism experimental cu motor cu*

- aprindere prin scânteie ce permite controlul sarcinii în absența obturatorului prin intermediul distribuției variabile (EcoVITA), Raport final de cercetare, Proiect CEEEX-ET 149 / 2006 – 2008*
18. CLENCI, A., BIZIIAC, A. - *Motor cu aprindere prin scânteie echipat cu sistem de distribuție variabilă ce permite controlul sarcinii în absența obturatorului, prin variația înălțimii de ridicare a supapei de admisie (ViVL), Raport final de cercetare, Proiect CNCSIS At 140 / 2005-2006*
 19. CLENCI, A., BÎZÎIAC, A., PODEVIN, P., DESCOMBES, G., NICULESCU, R. - *The actual state of development of the EcoVITA prototype vehicle, The 2nd International Congress on Automotive, SMAT 2008, organized under the great patronage of FISITA, Craiova, 2008*
 20. CLENCI, A., NICULESCU, R. - *On the compression ratio definition, The 8th International Congress ESFA, organized under the great patronage of FISITA Bucuresti 2009*
 21. CLENCI, A., PODEVIN, P. DESCOMBES, G., BERQUEZ, J. - *Variable intake valve lift on spark ignition engine and its effects on idle operation, EAEC Congress, Bratislava 2009*
 22. CLENCI A., PODEVIN P. DESCOMBES G. - *Etude thermodynamique de la détente prolongée dans les moteurs a allumage commandé, COFRET 2008, Conférence Franco-Roumaine pour Energie, Environnement et Thermodynamique, Nantes, France, 2008*
 23. DINGER, D., KAPUS, P. - *The CO2 Reduction Potential of Gasoline Engines with Variable Valve Train System, Conferenza ATA – Spark Ignition Engine: the CO2 challenge – Venezia 27-29 Novembre 2002*
 24. DOPSON, C., DRAKE, T. - *Emissions Optimisation by Camshaft Profile Switching, Lotus Engineering, SAE 910838*
 25. D'ERRICO, G., LUCCHINI, T., MONTENEGRO, G., ZANARDI M. - *Development of OpenFOAM application for internal combustion engine simulation, Dipartimento di Energetica, Politecnico di Milano, Italy*
 26. EBNER, W., LENZ, H. - *Variable Valve Actuation – A modern engine technology, SIAR Conference, Sept. 1992, Bucharest*
 27. FELSCH, C., DAHMS, R., GLODDE, B., VOGEL, S., JERZEMBECK, S., PETERS, N., BARTHS, H., SLOANE, T. WERMUTH, N., A. M. LIPPERT, A., M. - *An Interactively Coupled CFD-Multi-Zone Approach to Model HCCI Combustion, Flow Turbulence Combust (2009) 82:621–641*
 28. FIORENZA, R., et al. - *VVT+Port Deactivation Application on a Small Displacement SI 4 Cylinder 16V Engine: An Effective Way to Reduce Vehicle Fuel Consumption, Variable Valve Actuation 2003, SAE International SP-1752*
 29. FLIERL, R., et al. - *Improvements to a Four Cylinder Gasoline Engine Through the Fully Variable Valve Lift and Timing System UniValve , SAE International 2006 - 01-0223*
 30. FLIERL, R., KLUTING, M. - *The Third Generation of Valvetrains - New Fully Variable Valvetrains for Throttle- Free Load Control, SAE 2000-01-1227*
 31. FLOREA, J., ROBESCU, D., PETROVICI, T., STAMATOIU. D. - *Dinamica fluidelor si aplicațiile ei tehnice, Editura Tehnica București, 1987*
 32. Fluent 6.2 - *User's guide. Fluent Inc.*
 33. FONTANA, G., GALLONI, E. - *Variable valve timing for fuel economy improvement in a small spark-ignition engine, Applied Energy 86 (2009)*

34. Gambit 2.2 - *User's guide*. Fluent Inc.
35. GEOFFROY, B. - *Distribution a soupapes*, Techniques de l'Ingénieur, traité, Génie mécanique
36. CIPOLLA, G. - *Driving to a low CO2 future* –International Congress on Automotive and Transport Engineering Braşov, Romania, October 27-29, 2010, CONAT2010
37. GRÜNWARD, B. - *Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere*, ediția a II-a, Editura Didactică și Pedagogică, București., 1980
38. GYEUNG HO CHOI, JAE CHEON LEE, TAE YUN KWON, CHANG UK HA, JONG SOON LEE, YON JONG CHUNG , YONG HOON CHANG AND SUNG BIN HAN - *Combustion characteristics of a swirl chamber type diesel engine*, Journal of Mechanical Science and Technology 23 (2009) 3385~3392
39. HÅKAN., GUSTAVSSON - *Introduction to Turbulence*, 2006
40. HANNIBAL, W., et al. - *Overview of Current Continuously Variable Valve Lift System for Four-Stroke Spark – Ignition Engines and the Criteria for their Design Ratings*, 2004 -01-1263, Variable Valve Actuation 2004, SAE International
41. HARA, V. et al. – *Motor termic adaptiv*, Brevete de invenție OSIM 111863B, 109770C, 104027, 96876
42. HARA V., CLENCI A., DESCOMBES G., PODEVIN, P. - *Motor termic cu autoreglarea raportului de comprimare și a cursei supapelor*, Brevet de invenție OSIM nr. 122683/2007
43. HARA, V., PANDREA, N., POPA, D., MARINICĂ, S., BONCEA. S. - *Motoare Termice Adaptive*, Universitatea Pitești, 1995
44. HARA, V., CLENCI, A. - *Adaptive thermal engine with Variable Compression Ratio and Variable intake Valve Lift*, Editura Universității din Pitești, 2002, ISBN 973 – 8212 – 92 – 8
45. HARA V., CLENCI, A. - *The Adaptive Thermal Engine - A self-regulation system with fast response time* – Global Powertrain Congress, Detroit 2001
46. HIMSEL, F. et al. - *INA EcoValve – A Continuously Variable Valve Lift System* - INA Schaeffler KG, SAE Technical Paper Series, 2004-01-1391
47. HINZE, P., C. - *Cycle to cycle combustion variations in a SIE operating at idle*, Doctoral thesis, MIT 997
48. HOYER, K. S., WAYNE R., MOORE, K - *A Simulation Method to Guide DISI Engine Redesign for Increased Efficiency using Alcohol Fuel Blends*, SAE international, 2010-01-1203
49. www.autokompas.nl
50. www.automotiveworld.com, Selda G., Hosenfeldt, T.- *Webinar: Vehicle Fuel Economy: Improved performance via technical partnerships*
51. www.audiworld.com.
52. www.avl.com (IndiModul™, FlexIFEM™, Concerto™, sensors)
53. <http://effet.serre.free.fr/html/intro/index.htm>
54. www.etas.com (INCA™)
55. www.rotronics.com (Fuel Mass Flow meters)
56. www.ttesa.deoeminhaltproducts_pistons
57. http://ro.wikipedia.org/wiki/Efect_de_ser%C4%83
58. wossneronline.com

59. <http://news.softpedia.com/news/Turbulence-the-last-mystery-of-classical-physics-17327.shtml>
60. IBRAHIM, N., SEMIN, ROSLI ABU BAKER, ABDUL RAHIM ISMAIL AND ISMAIL ALI - *In-Cylinder Mass Flow Rate and Gas species Concentration Simulation of Spark Ignition Engine*, Journal of Engineering and Applied Sciences 2 (12): 1795-1806, 2007 ISSN: 1816-949X
61. IORGA-SIMĂN, V . - *Studiu preliminar asupra modelării și simulării numerice a curgerii fluidelor*, Raport de cercetare 1, Pitești 2009
62. IORGA-SIMĂN, V. - *Rezultate preliminare privind modelarea și simularea numerică a fenomenelor specifice umplerii unui motor cu înălțime de ridicare variabilă a supapelor de admisie*, Raport de cercetare 2, Pitești 2010
63. IORGA-SIMĂN, V. - *Cercetări experimentale privind studiul fenomenelor specifice procesului de admisie a unui motor cu înălțime de ridicare variabilă a supapelor de admisie*, Raport de cercetare 3, Pitești 2011
64. IORGA-SIMĂN, V., CLENCI, A., PODEVIN, P., DELACROIX, A., TABACU, I. - *A CFD study on the effects of the valve lift on the intake process*, EAEC Congress, Valencia 2011
65. IORGA-SIMĂN, V., TABACU, I., PODEVIN, P., DELACROIX, A. – *Vizualizarea curgerii aerului în cilindrul unui motor cu ardere internă folosind tehnica CFD*, Revista Inginerilor de Automobile, nr.19 (iunie) / 2011, pg. 6, ISSN 1221 – 2687
66. IORGA-SIMĂN, V. - *CFD study of the inlet flow in an internal combustion engine equipped with variable intake valves lift*, Journ e des Doctorants de l'ED 390 –Paris 2010,
67. IORGA-SIMĂN, V , CLENCI, A., PODEVIN, P., DESCOMBES, G. - *On the effects of the valve lifting height upon the filling process*, SCIENTIFIC BULLETIN AUTOMOTIVE series, year XVI, no.20 (1)
68. IORGA-SIMĂN, V., CLENCI, A., PODEVIN, P., DELACROIX, A., TABACU, I. - *In cylinder flow analysis of different valve lift using CFD*, CAR 2011, The International Congress on Automotive Pitești, ROMANIA, 2-4 November 2011
69. IVAN, F. - *Implicațiile arhitecturii camerei de ardere „HERON” asupra arderii, economicității și poluării chimice*, Teză de doctorat, 1992
70. JOVANOVIĆ, Z., STOJAN S., PETROVIĆ, V., MIROLJUB, S., TOMIĆ, V. - *The effect of Combustion chamber geometry layout on combustion and emission-*, thermal science: vol. 12 (2008), no. 1, pp. 7-24
71. KANGYOON, L., MARU, Y., MYOUNGHO, S. - *A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal*, Control Engineering Practice 16 (2008) 922–929, www.sciencedirect.com
72. KAPUS, P., et al. – *Intelligent Simplification - Ways Towards Improved Fuel Economy*, Variable Valvetrain System Technology by Robert Moran, SAE PT -122, March 2006
73. KATLEGO, WEBSTER M. - *Computational Analysis and optimization of inlet system of a high-performance rally engine*, Master of Engineering, University of Pretoria 2005
74. KIM, J. N., H. Y. KIM, YOON S., - *Effect of intake valve swirl on fuel-gas mixing and subsequent combustion in a CAI engine*, International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 6, pp. 649–657 (2008)

75. KREUTER, P., et al. - *Variable Valve Actuation – Switchable and Continuously Variable Valve Lift*, Variable Valve Actuation 2003, SAE International SP-1752
76. KURATLE, H., R., MARKI, B. - *Influencing Parameters and Error Sources during indication on ICE*, SAE920233 90BI
77. KURNIAWAN, W.H., ABDULLAH, S., SHAMSUDEEN, A. - *Turbulence and Heat Transfer Analysis of Intake and Compression Stroke in Automotive 4-stroke Direct Injection Engine*, Algerian Journal of Applied Fluid Mechanics, Vol 1, 2007
78. *Kyoto protocol to the united nations framework convention on climate change, 1997*
79. LARS, DAVIDSON - *Fluid mechanics, turbulent flow and turbulence modeling*
80. MAAS, G., et al. - *Potential Of A Innovative, Fully Variable Valvetrain*, 2004 -01-1393, Variable Valve Actuation 2004, SAE International
81. MEYER, J.- *Engine Modeling of an Internal Combustion Engine With Twin Independent Cam Phasing*, Doctoral Thesis, The Ohio State University, 2007
82. MARTINS J., TEIXEIRA S., COENE S. - *Design of an inlet track of a small I. C. engine for swirl enhancement*, 20th International Congress of Mechanical Engineering November 15-20, 2009, Gramado, RS, Brazil
83. MICKLOW, G., J, GONG, W-D - *Intake and in-cylinder flowfield modeling of a four-valve diesel engine*, Proc. IMechE Vol. 221 Part D: J. Automobile Engineering JAUTO504
84. MIKALSEN, R., ROSKILLY, A.P - *A computational study of free-piston diesel engine combustion*, Applied Energy 86 (2009) 1136–1143
85. MOHAMMADI, A., YAGHOUBI, M., RASHIDI, M. - *Analysis of local convective heat transfer in a spark ignition engine*, International Communications in Heat and Mass Transfer 35 (2008) 215–224
86. MURALI K., B., J. M. MALLIKARJUNA - *Effect of Engine Speed on In-cylinder Tumble Flows in a Motored Internal Combustion Engine – An Experimental Investigation Using Particle Image Velocimetry*
87. MURALI K., B., MALLIKARJUNA, J. M. - *Characterization of Flow through the Intake Valve of a Single Cylinder Engine Using Particle Image Velocimetry*
88. MURATA, S., TANAKA, H., INOUE, S., INOGUCHI, T., OKA, T., KUTSUNA, Y. - *Development of New 2.4 Litre, Four-Cylindre MIVEC Engine* , Mitsubishi Motors - Tehnical Review 2003 nr.15
89. MYAMOTO K., HOSHIBA Y., HOSONO K., HIRAO S., *Enhancement of Combustion by Means of Squish Pistons-*, Mitsubishi Motors Technical Review 2006, No. 18
90. NAKAMURA, M., TAKEMURA, S. - *A New Continuous Variable Valve Event and Lift Control Device*, SAE 2001-01-0244 , Research and Developement, AutoTechnology 2002
91. NEACȘU, C., TABACU I., **IORGA-SIMĂN, V.**, IVANESCU, M. - *Numerical simulation of flows around two different shaped cars using CFD*, SCIENTIFIC BULLETIN AUTOMOTIVE series, year XVI, no.20 (1)
92. NICULESCU. R., CLENCI, A., **IORGA-SIMĂN, V.**, STROE. S. - *Study upon the emissions during cold start of a diesel engine*, Scientific Bulletin, Automotive series 2009; 19 158-163 ICID: 906846
93. NICULESCU. R., CLENCI, A., STROE, S., **IORGA-SIMĂN, V.** - A

- Study on the Biodiesel Fuelled Engine Cold Start Characteristics*, FISITA 2010 World Automotive Congress 30 may-4 june Budapest Hungary, F2010-C-037
94. NICULESCU. R., CLENCI, A., STROE, S., **IORGA-SIMĂN, V.** - *Improvement of cold startability of a biodiesel fuelled engine using the injection of volatile substances in the intake manifold*, International Congress on Automotive and Transport Engineering Brasov, Romania, October 27-29, 2010, CONAT2010-2053
 95. NICULESCU. R., CLENCI, A., STROE, S., **IORGA-SIMĂN, V.** - *Experimental investigation for assessing the cold starting performance of a bio-diesel fuelled engine*, EAEC Congress, Valencia 2011
 96. OGOREVC T., M. SEKAVCNIK , T. KATRASNIK , I. ZUN - *Three-dimensional numerical simulation of the exhaust stroke of a single-cylinder four-stroke ICE-* - *Forsch Ingenieurwes* (2009) 73: 147–160
 97. PAUL, B., GANESAN,V.- *Flow field development in a direct injection diesel engine with different manifolds*, International Journal of Engineering, Science and Technology Vol. 2, No. 1, 2010, pp. 80-91
 98. PAYRI, F., BENAJES, J. MARGOT, X. GIL A. - *CFD modeling of the in-cylinder flow in direct-injection Diesel engines*, *Computers & Fluids* 33 (2004) 995–1021
 99. PEREZ, SERGIO E *A first course in computational fluid dynamics*, 2005
 100. PIERIK, R., BURKHARD, J. - *Design and Developement of a Mechanical Variable Valve Actuation System*, Delphi Automotive Systems, SAE Paper 2000-01-1221
 101. PINCHON, P., - *Futures évolutions des motorisations dans l'automobile*, L'automobile du futur : les technologies de l'IFP - 6 mai 2004
 102. PISCHINGER, M. et al. - *Low Fuel Consumption and Low Emissions – Electromechanical Valve Train in Vehicle Operation*, International Journal of Automotive Technology, June 2000
 103. PODEVIN, P., CLENCI, A. - *Moteurs à taux de compression variable*, BM 2525, 2008, Editions Techniques de l'Ingénieur, France
 104. PODEVIN, P., DESCOMBES G., CLENCI, A., HARA, V., BONCEA, S. - *Procédé de régulation d'une levée de soupape, dispositifs de soupape à ouverture variable, moteur équipé d'un tel dispositif* , Brevet d'Invention français n°FR2883927
 105. RAKOPOULOS, C.D., G.M. KOSMADAKIS, E.G. PARIOTIS - *Critical evaluation of current heat transfer models used in CFD in - cylinder engine simulations and establishment of a comprehensive wall-function formulation*, *Applied Energy* (2009)
 106. RAKOPOULOS, C.D., KOSMADAKIS, G.M., PARIOTIS, E.G - *Evaluation of a new computational fluid dynamics model for internal combustion engines using hydrogen under motoring conditions*, *Energy* 34 (2009) 2158–2166
 107. *Regulation (ec) no 443/2009 of the European Parliament and the Council of 23 april 2009*
 108. REYNOLDS, A., J. - *Curgeri turbulente în tehnică*, Ed tehnică București 1982
 109. RIBEIRO, B., MARTINS, J. - *Direct Comparison of an Engine Working under Otto, Miller and Diesel cycles: Thermodynamic Analysis and Real Engine Performance*, Dep. Eng. Mecanica, Universidade do Minho, Portugal, 2007-01-0261, SAE International
 110. LARAMEE, R., S., WEISKOPF, D., SCHNEIDER, J., HAUSER, H. -

Investigating Swirl and Tumble Flow with a Comparison of Visualization Techniques

111. ROSSEEL, E., SIERENS R., BAERT R.S.G. - *Evaluating Piezo-electric Transducer Response to Thermal Shock from In-cylinder Pressure Data*, SAE 1999-01-0935
112. ROSLI, A. BAKAR, S., ABDUL, R., I. - *Development of Intake and Exhaust Stroke Flow Simulation in an Engine Cylinder Using CFD Model*, Automotive Focus Group, Faculty of Mechanical Engineering University Malaysia Pahang
113. SĂVOIU, G, MANEA C., **IORGA – SIMĂN, V**, ENESCU, F., M., MLADEN Č, JAŠKO, O., JAŠKO A. - *A corporate model of similitude for SMES reunion into a corporation, viewed from the angle of physical thought, and its complex economic and social impact*, 1, Amfiteatru Economic nr 29
114. SCHIESTEL., R. - *Modeling and Simulation of Turbulent Flows*, Wiley ISBN: 978-1-84821-001-1
115. SELLNAU, M., et al. - *2-Step Variable Valve Actuation: System Optimization and Integration on an SI Engine*, 2006-01-0040, 2006 SAE World Congress, Detroit, April 3-6, 2006
116. SELLNAU, M., RASK, E. – *Two-Step Variable Valve Actuation for Fuel Economy, Emissions and Performance*, Delphi Research Labs, Variable Valve Actuation 2003, SAE International SP-1752
117. SEMIN, ROSLI ABU BAKAR, ABDUL RAHIM ISMAIL - *Computational Visualization and Simulation of Diesel Engines Valve Lift Performance Using CFD*, American Journal of Applied Sciences 5 (5): 532-539, 2008 ISSN 1546-9239
118. SEMIN, ABDUL RAHIM ISMAIL, ROSLI ABU BAKAR AND ISMAIL ALI - *Heat Transfer Investigation of Intake Port Engine Based on Steady-State and Transient Simulation*, American Journal of Applied Sciences 5 (11): 1572-1579, 2008 ISSN 1546-9239
119. SEMIN, AWANG, I., ROSLI ABU BAKAR - *Effect of Port Injection CNG Engine Using Injector Nozzle Multi Holes on Air-Fuel Mixing in Combustion Chamber*, European Journal of Scientific Research ISSN 1450-216X Vol.34 No.1 (2009), pp.16-24
120. SHIVAMOGGI, B., Cannon John - *Mathematical and Physical Theory of Turbulence*, Taylor & Francis Group, LLC2006
121. SHOJAEFARD M.H. NOORPOOR A.R. - *Flow Simulation in Engine Cylinder with Spring Mesh*, American Journal of Applied Sciences 5 (10): 1336-1343, 2008 ISSN 1546-9239C
122. SMITS, J.J.M. - *Modeling of a fluid flow in an internal combustion engine*, Report number WVT 2006.22
123. SRIDHAR, G, P. J. PAUL, MUKUNDA, H. S. - *Simulation of Fluid Flow in a High Compression Ratio Reciprocating Internal Combustion Engine*, 2003
124. ST.HILL N., P. ASADAMONGKON AND K.C. LEE- *A study of turbulence and cyclic variation levels in internal combustion engine cylinders.*
125. TATSUHITO MATSUSHIMA - *An Automatic Mesh Generator Based CFD System to be Used as a Design Tool*, 2001-01-0037 Society of Automotive Engineers
126. TOJO, M., KUBO, A. - *Newly Developed Four-Cylinder MIVEC Engine*, Mitsubishi Motors - TehnicalReview 2006 nr.18

127. TRIGUI, N., GRIAZNOV, V., AFFES, H., SMITH, D. - *CFD Based Shape Optimization of IC Engine*, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 54 (1999), No. 2, pp. 297-307
128. VÍTEK, OLDRICH, NAVRÁTIL, JIRÍ - *Combination of 0-d internal combustion engine simulation with 1D fluid dynamics – tuned manifold systems and variable valve timing*, Paper Code: F02V263
129. WILCOX, C., D. - *Turbulence modeling for CFD*, 1993
130. WILLARD, PULKRABEK, W. - *Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine*, Pretince Hall
131. WANG, Y. - *Introduction to Engine Valvetrains*, ISBN 10-0-7680-1079-9 SAE International 2007
132. ZEGHIB A., TALBI, K. - *Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclone*, *Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi (2008) 311 – 324*
133. ZHENG, L., PLENZLER, J. - *Characterization of Engine Variable Cam Phaser Fluid Dynamics and Phaser's Ability to Reject System Disturbances*, 2004 -01-1389, VVA2004, SAE International
134. Renault training book, 2002
135. www.auto-innovations.com
136. www.bmw.com
137. www.world.honda.com

CURRICULUM VITÆ

DONNEES PERSONNELLES

IORGA-SIMĂN Victor

Né le 2 Février 1984

Nationalité: roumaine

rue Garoafelor, immeuble Q₁, escalier A appartement 5, Pitesti - Roumanie

Tél : 0748422871

vicpit23@yahoo.com

EXPERIENCE PROFESSIONNELLE

- 2008 - 2010 ingénieur (optimisations énergétiques - essais) DIM/DCMAP Diesel chez Dacia Groupe Renault S.A.
- 2008 - Projet de fin d'études: "Projection d'un moteur Diesel à injection directe du type Common Rail, turbo suralimenté sans refroidisseurs"
- 2003 - 2008 - technicien de laboratoire pour les analyses de l'environnement à Sc. Tempus Edit

EDUCATION ET FORMATION

- 20.01.2012 - 29.01.2012 - Stage de préparation de la thèse de doctorat, Conservatoire National des Arts et Métiers, Paris,
- 6.07.2011 - 14.07.2011 - Stage de préparation de la thèse de doctorat, Conservatoire National des Arts et Métiers, Paris,
- 1.05.2010 - 30.07.2010 - Stage de préparation de la thèse de doctorat, Conservatoire National des Arts et Métiers, Paris,
- 2009 inscrit au doctorat en cotutelle de thèse ou Conservatoire National des Arts et Métiers, Paris,
- 2008 - inscrit au doctorat à l'Université de Pitești, Roumanie
- 2008 - Diplôme d'ingénieur Automobiles, Université de Pitesti, Moyenne: 9.85/10 Classement, rang: 1/70
- 2007 - 2008 - Stage de formation chez Dacia Groupe Renault S.A. DIM/DCMAP Diesel
- 15.02.2006 - 30.06.2006 - Stage Erasmus à l'Université de Bordeaux 1 - Spécialité Ingénierie Mécanique
- 2003 - 2008 - Faculté de Mécanique et Technologie- Automobiles, Université de Pitești
- 2003 - certificat d'études pour le module du cours "Corrosion" de l'Université de Pitești et CNRS de Paris
- 2003 - certificat de fin d'études en micro-informatique
- 2003 - baccalauréat série mathématique - informatique
- 1999 - 2003 - Collège National Lycéal "Zinca Golescu" de Pitești
- 1991 - 1999 - gymnase, Pitești

APTITUDES ET COMPETENCES

Langues: Roumain : langue maternelle
Français : bon niveau
Anglais : bon niveau

INFORMATIONS ANNEXES :

Permis de conduire, catégorie B, de 2002

- Aptitudes et compétences sociales :

Travailler en équipe, esprit inventif préoccupé de trouver des solutions propres, décidé, convaincant, énergique, flexible, ambitieux, persévérant, passionné pour l'étude de l'automobile.

Travaux et publications, communications

11 ouvrages: 5, comme premier auteur et 6, comme coauteur, présentés et publiés dans les volumes des conférences nationales et internationales.