

**Mémoire**

**Mécanique des structures et des systèmes**

**Validation CFD axisymétrique de modèle zonal  
des écoulements gazeux de  
chambre de combustion de moteur Diesel**

**Auditeur: Jean-Michel BERALS**

Date et lieu de soutenance: 09-07-2010 à Grenoble

**JURY:**

**Président: Mr Georges. Venizelos**

**Membres: Mr Thierry. Balle  
Mr Eric. Fourure**



# Abstract – Résumé

Detailed in-cylinder gas flows are required for enhancement of the comprehension of emissions generation in HSDI Diesel engines. To provide validation purpose data to a Zonal Gas Flow simulation program, axi-symmetric CFD models of combustion chambers have been built under steady state motored engine cycle conditions.

Two modelling strategies directions have been considered for comparisons: A geometry simplification approach, from real combustion chamber shape, representing the bowl in piston features, to a bloc cylindrical shape model, has been achieved, together with the generation of various coarse and fine mesh resolutions to assess their sensitivity on the solution domain.

The work has been performed in two stages: First, closed cycle models to investigate the main large scale structures inside the cylinder such as swirl solid body rotation, one dimension squish structure, tumble vortices and recirculation gas flows, and enhancement of turbulence levels up to the point of fuel injection. Numerical treatment of the walls boundary layers has been achieved at low computational cost. Then, idealized inlet ports as boundary conditions have been added to provide information of the swirl generated by the intake flows.

Useful information data are provided, including heat transfer coefficients to the walls and recommendations on the combustion chamber geometry and discretisation practices are given for the implementation into the ZGF program.

---

Keywords: Computational Fluid Dynamics (CFD) – Compressible gas flows – Turbulence – Swirl – Squish – Diesel engine – Combustion chamber – Intake –

---

Les écoulements de gaz détaillés dans les cylindres sont nécessaires pour améliorer la compréhension de la production des émissions dans les moteurs Diesel HSDI. Pour fournir des données à des fins de validation pour un programme de simulation zonal des écoulements de gaz, des modèles CFD axisymétriques de chambres de combustion ont été construits dans des conditions de cycle moteur entraîné en régime établi.

Deux directions pour la stratégie de modélisation ont été considérées pour comparaisons: Une démarche de simplification de géométrie, d'une forme de chambre de combustion réelle représentant les caractéristiques de piston à cuvette, à un modèle de forme bloc cylindrique, a été réalisée, en parallèle avec la génération de maillages de différentes résolutions pour évaluer leur sensibilité sur le domaine de solution.

Le travail a été réalisé en deux phases: d'abord, une investigation des modèles en cycle fermé sur les principales structures de grande échelle à l'intérieur du cylindre, telles que la rotation de corps solide, swirl, la structure unidimensionnelle de squish, les tourbillons de tumble ainsi que les recirculations de gaz, et la mise en évidence des niveaux de turbulence jusqu'au point d'injection de carburant. Le traitement numérique des couches limites aux parois a été effectué à faible coût numérique. Ensuite, des ports d'entrée idéalisés ont été ajoutés comme condition aux limites pour acquérir des informations le swirl généré par les écoulements d'admission.

Les informations nécessaires sont fournies, y compris les coefficients de transfert thermique aux parois et des recommandations sur la géométrie de la chambre de combustion et les pratiques de discrétisation sont données pour leur implantation dans le programme ZGF.

---

Mots clés: Dynamique des fluides numérique - Ecoulements compressibles - Turbulence - Swirl - Squish - Moteur Diesel - Chambre de combustion – Admission

---

# Remerciements

Je remercie tout d'abord J. Gary Hawley pour m'avoir accueilli et guidé avec enthousiasme au sein du groupe de recherche Automotive PVRC de l'université de Bath, et avoir maintenu une ambiance de travail chaleureuse et conviviale pendant mon séjour.

Je remercie également Dr Mike Wilson pour ses conseils avisés et son apport scientifique sur les méthodes de dynamique des fluides numériques et l'utilisation des logiciels de CFD.

Ma reconnaissance va aussi à Niall Campbell pour sa disponibilité et l'assistance qu'il m'a apportée au quotidien.

Enfin, ma gratitude va vers Frank J. Wallace, professeur émérite, pour avoir partagé avec moi son expérience enrichissante lors de nos discussions sur les simulations des moteurs à combustion interne.

Finalement, mes remerciements envers mes contacts à la société Ford Motor, en particulier Dr-Ing. F. Arnd Sommerhoff et Boyd French pour leur support et les informations techniques sur les moteurs Diesel en cours de développement.

# Sommaire

Liste des figures et tableaux.

Liste des symboles & abréviations.

<b>Introduction:</b>	<b>1</b>
<b>1. Environnement du projet:</b>	<b>5</b>
1.1. Code de simulation cyclique MERLIN:	5
1.2. Diesel Exhaust Emission Predictive Capability – DEEPC:	6
1.3. Modèle d'écoulement multi zone ZGF:	6
<b>2. Dynamique des gaz dans les moteurs à compression interne:</b>	<b>8</b>
2.1. Equations de conservation – Formulation instantanée:	8
2.1.1. Equation de conservation de la masse:	8
2.1.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement:	9
2.1.3. Equation de conservation des quantités scalaires:	9
2.2. Equations de l'écoulement moyen:	10
2.2.1. Equation de continuité:	10
2.2.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement:	10
2.2.3. Equation de conservation des quantités scalaires:	11
2.3. Conditions aux limites:	11
2.3.1. Conditions aux limites de paroi:	11
2.3.1.1. Fonctions de paroi:	12
2.3.2. Conditions aux limites d'admission:	14
2.3.3. Conditions aux limites cycliques	14
2.4. Modélisation de la turbulence:	15
2.4.1. Principe de la turbulence:	15
2.4.2. Modèle de turbulence:	15
2.4.2.1. Principe de la viscosité – diffusion des tourbillons:	15
2.4.2.2. Modèle de turbulence à deux équations K - $\epsilon$ :	17
2.5. Swirl ratio:	18
<b>3. Méthodes numériques pour les écoulements gazeux:</b>	<b>20</b>
3.1. Discrétisation des équations de conservation:	20
3.1.1. Méthode des volumes finis:	20
3.2. Obtention d'une solution pour les écoulements:	22
3.2.1. L'algorithme PISO:	22
<b>4. Simulations CFD en cycle fermé:</b>	<b>24</b>
4.1. Moteurs Diesel à injection directe:	24
4.1.1. Le moteur PUMA:	24
4.2. L'approche axisymétrique:	27
4.3. Conditions moteur en cycle froid:	28
4.4. Génération et préparation des modèles en cycle fermé:	29
4.4.1. Stratégie de modélisation:	29
4.4.2. Description des modèles:	31
4.4.2.1. Omega – Modèle à maillage fin:	32
4.4.2.2. Modèle Bloc cylindrique – Maillage fin:	42
4.4.2.3. Modèle Omega – Maillage large:	42
4.4.2.4. Modèle Bloc cylindrique – Maillage large:	43
4.5. Analyse de la distribution des écoulements dans le cylindre:	44
4.5.1. Variations de la pression:	44
4.5.2. Simulations des champs des écoulements avec maillage fin entre BDC et SOI:	47
4.5.3. Géométrie – Comparaisons des résolutions des maillages:	49

4.5.4.	Distribution des vitesses calculée après SOI: .....	50
4.5.5.	Calculs de la turbulence: .....	52
4.6.	Traitement des couches limites aux parois: .....	53
<b>5.</b>	<b>Simulations CFD axisymétrique avec écoulements d'admission:.....</b>	<b>58</b>
5.1.	Approche des écoulements d'admission:.....	58
5.2.	Configuration des écoulements d'admission:.....	59
5.2.1.	Position et surface des orifices d'admission:.....	59
5.3.	Description des modèles:.....	62
5.3.1.	Conditions limites d'admission:.....	62
5.3.2.	Conditions initiales:.....	64
5.3.3.	Débit massique de l'écoulement d'admission:.....	64
5.3.4.	Sensibilité à la distribution de vitesses d'admission: .....	66
5.4.	Investigation préliminaire:.....	69
5.5.	Simulations du processus d'admission:.....	71
5.5.1.	Analyse des données expérimentales:.....	71
5.5.2.	Analyse des écoulements d'admission: .....	72
5.5.2.1.	Caractéristiques de l'écoulement d'admission: .....	72
5.5.2.2.	Comparaisons des profils de vitesses d'admission:.....	74
5.5.2.3.	Sensibilité de la position des conditions limites d'admission:.....	78
5.5.2.4.	Sensibilité de la résolution de la grille aux conditions d'admission:.....	79
5.5.2.5.	Conditions d'admission avec maillage large: .....	81
5.5.2.6.	Modèle à maillage large avec traitement des couches limites:.....	82
5.5.2.7.	Sensibilité de la grille de résolution sur la turbulence:.....	83
5.5.2.8.	Prévisions de transfert de chaleur du gaz aux parois:.....	86
<b>6.</b>	<b>Discussion: .....</b>	<b>88</b>
6.1.	Champs des vitesses: .....	88
6.1.1.	Niveaux de vitesses:.....	88
6.1.2.	Squish: .....	88
6.1.3.	Swirl: .....	89
6.1.4.	Structure du vortex de tumble:.....	89
6.1.5.	Structures d'échelles inférieures:.....	89
6.2.	Structure de la turbulence: .....	90
6.2.1.	Niveaux de turbulence:.....	90
6.2.2.	Modèle de turbulence: .....	90
6.3.	Analyse numérique:.....	91
6.3.1.	Maillage du domaine de solution:.....	91
6.3.2.	Forme du domaine de solution: .....	91
6.3.3.	Prescription des conditions limites d'admission: .....	91
6.3.4.	Couche limite et smearing: .....	92
6.3.5.	Conditions initiales– Parois adiabatiques– Transfert de chaleur: .....	92
6.4.	Traitements numériques:.....	92
	<b>Conclusion:.....</b>	<b>95</b>
	<b>Bibliographie: .....</b>	<b>97</b>

Annexe A:	Variables d'entrée du programme Zonal Gas Flow	A-1
Annexe B:	Génération du maillage dans Star-CD	B-1
Annexe C:	Commandes Prostar - Mobilité du maillage	C-1
Annexe D:	Résultats pour les modèles en cycle fermé.	D-1
Annexe E:	Traitement des couches limites	E-1
Annexe F:	Modèles avec admission.	F-1
Annexe G:	Simulations pour validation.	G-1

## Liste des figures & tableaux:

### Chapitre 1:

Figure 1.1: Grille de maillage du ZGF.

### Chapitre 2:

Figure 2.1: Fonction de paroi.

Figure 2.2: Distribution de la vitesse moyenne près des parois dans un écoulement turbulent.

### Chapitre 3:

Figure 3.1: Grille de résolution dans le plan  $r - \theta$  pour la variable  $\phi$

Figure 3.2: Grille de résolution dans le plan  $r - z$ . pour la variable  $\phi$

### Chapitre 4:

Tableau 4.1: Caractéristiques du moteur PUMA.

Figure 4.2: Position des soupapes dans la face de la culasse

Plan de la culasse du PUMA – Ford.

Figure 4.3: Géométrie du piston – Plan Ford.

Figure 4.4: Forme des ports d'admission du moteur PUMA.

Figure 4.5: Diagramme représentation de la stratégie de modélisation.

Figure 4.6 a à d: Maillage des différents modèles.

Figure 4.7: Géométrie de la cuvette du piston pour le modèle CFD Omega.

Tableau 4.8: Propriétés de l'air.

Tableau 4.9: Propriétés des modèles.

Tableau 4.10: Paramètres du modèle de turbulence  $K-\epsilon$ .

Tableau 4.11: Paramètres des conditions initiales.

Figure 4.12: Distribution des vitesses de swirl initial.

Figure 4.13: Localisation des conditions aux limites.

Figure 4.14: Représentation du mécanisme bielle – manivelle.

Tableau 4.15: Paramètres de contrôle pour les calculs transitoires PISO.

Tableau 4.16 : Paramètres des modèles en cycle fermé.

Figure 4.17: Pression absolue pour le modèle Omega – Maillage fin.

Figure 4.18: Pression absolue pour le modèle Omega – Maillage large.

Figure 4.19: Calcul de l'élévation de pression isentropique.

Figure 4.20: Vitesses axiales-radiales à SOI sans swirl initial.

Figure 4.21: Vitesses de swirl sans swirl initial.

Tableau 4.22: Topologie du modèle à maillage large pour le traitement des couches limites.

### Chapitre 5:

Figure 5.1: Caractéristiques de l'ensemble ports d'admission soupapes.

Figure 5.2: Profil de la section d'écoulement d'admission.

Figure 5.3: Position de l'écoulement d'admission.

Figure 5.4 a & b: Représentation de la direction de l'écoulement à la sortie des soupapes.

Figure 5.5 a à h: Profils de vitesse d'alimentation radiaux - tangentiels.

Figure 5.6: Vitesses de swirl à IVC générées par les écoulements d'admission après BDC.

Figure 5.7: Vitesses axiales - radiales à SOI générées par les écoulements d'admission après BDC.

Tableau 5.8 : Paramètres aux conditions limites d'admission.

Tableau 5.9: Caractéristiques des conditions limites d'admission.

## **Chapitre 6:**

Tableau 6.1 : Caractéristiques des ordinateurs

Tableau 6.2 : Durées de traitement du processeur

## **Tracés des modèles CFD:**

### **Annexe D: Résultats pour les modèles en cycle fermé:**

#### **Partie 1:** Modèle Omega en cycle fermé- Maillage fin.

Figure 1.a: Maillage.

Figure 1.b: Vitesses axiales – radiales à 150° BTDC.

Figure 1.c: Vitesses de swirl à 150° BTDC.

Figure 1.d: Vitesses axiales – radiales à 80° BTDC (compression).

Figure 1.e: Vitesses de swirl à 80° BTDC (compression).

Figure 1.f: Vitesses axiales – radiales à SOI.

Figure 1.g: Vitesses de swirl à SOI.

Figure 1.h: Vitesses axiales – radiales à TDC.

Figure 1.i: Vitesses de swirl à TDC.

Figure 1.j: Vitesses axiales – radiales à 20° ATDC.

Figure 1.k: Vitesses de swirl à 20° ATDC.

Figure 1.l: Viscosité turbulente à SOI.

Figure 1.m: Viscosité turbulente à TDC.

Figure 1.n: Energie cinétique de la turbulence à SOI.

Figure 1.o: Vitesses de swirl calculées au sommet de la cuvette.

#### **Partie 2:** Modèle Bloc cylindrique en cycle fermé- Maillage fin.

Figure 2.a: Maillage.

Figure 2.b: Vitesses axiales – radiales à 150° BTDC.

Figure 2.c: Vitesses de swirl à 150° BTDC.

Figure 2.d: Vitesses axiales – radiales à 80° BTDC (compression).

Figure 2.e: Vitesses de swirl à 80° BTDC (compression).

Figure 2.f: Vitesses axiales – radiales à SOI.

Figure 2.g: Vitesses de swirl à SOI.

Figure 2.h: Vitesses axiales – radiales à TDC.

Figure 2.i: Vitesses de swirl à TDC.

Figure 2.j: Vitesses axiales – radiales à 20° ATDC.

Figure 2.k: Swirl velocities at 20° ATDC.

Figure 2.l: Viscosité turbulente à SOI.

Figure 2.m: Viscosité turbulente à TDC.

Figure 2.n: Energie cinétique de la turbulence à SOI.

Figure 2.o: Vitesses de swirl calculées au sommet de la cuvette.

#### **Partie 3:** Modèle Omega en cycle fermé- Maillage large.

Figure 3.a: Maillage.

Figure 3.b: Vitesses axiales – radiales à 150° BTDC.

Figure 3.c: Vitesses de swirl à 150° BTDC.

Figure 3.d: Vitesses axiales – radiales à SOI.

Figure 3.e: Vitesses de swirl à SOI.

Figure 3.f: Vitesses axiales – radiales à TDC.



Figure 3.g: Vitesses de swirl à TDC.  
Figure 3.h: Vitesses axiales – radiales à 20° ATDC.  
Figure 3.i: Vitesses de swirl à 20° ATDC.  
Figure 3.j: Viscosité turbulente à SOI.  
Figure 3.k: Energie cinétique de la turbulence à SOI.  
Figure 3.l: Vitesses de swirl calculées au sommet de la cuvette.

**Partie 4:** Modèle Bloc cylindrique en cycle fermé- Maillage large.

Figure 4.a: Maillage.  
Figure 4.b: Vitesses axiales – radiales à 150° BTDC.  
Figure 4.c: Vitesses de swirl à 150° BTDC.  
Figure 4.d: Vitesses axiales – radiales à SOI.  
Figure 4.e: Vitesses de swirl à SOI.  
Figure 4.f: Vitesses axiales – radiales à TDC.  
Figure 4.g: Vitesses de swirl à TDC.  
Figure 4.h: Vitesses axiales – radiales à 20° ATDC.  
Figure 4.i: Vitesses de swirl à 20° ATDC.  
Figure 4.j: Viscosité turbulente à SOI.  
Figure 4.k: Energie cinétique de la turbulence à SOI.  
Figure 4.l: Vitesses de swirl calculées au sommet de la cuvette.

**Annexe E: Traitement des couches limites:**

**Partie 5:** Modèle Omega – Conditions limites de parois avec maillage fin.

Figure 5.a: Identification des parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 5.b: Echantillons de parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 5.c: Paramètre  $y^+$  pour les fonctions de parois logarithmiques.

**Partie 6:** Modèle Bloc cylindrique - Conditions limites de parois avec maillage fin.

Figure 6.a: Identification des parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 6.b: Echantillons de parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 6.c: Paramètre  $y^+$  pour les fonctions de parois logarithmiques.

**Partie 7:** Modèle Omega - Conditions limites de parois avec maillage à faible résolution.

Figure 7.a: Identification des parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 7.b: Paramètre  $y^+$  pour les fonctions de parois logarithmiques.

**Partie 8:** Modèle Bloc cylindrique - Conditions limites de parois avec maillage à faible résolution.

Figure 8.a: Identification des parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 8.b: Paramètre  $y^+$  pour les fonctions de parois logarithmiques.

**Partie 9:** Modèle Bloc cylindrique - Conditions limites de parois avec maillage à faible résolution.

Figure 9.a: Vue du maillage.  
Figure 9.b: Détail du maillage à proximité de la lèvre de la cuvette.  
Figure 9.c: Identification des parois et paramètre  $y^+$  à SOI.  
Figure 9.d: Paramètre  $y^+$  pour les fonctions de parois logarithmiques.  
Figure 9.e: Détail du paramètre  $y^+$  vers TDC.  
Figure 9.f: Détail du paramètre  $y^+$  vers BDC.  
Figure 9.g: Vitesses axiales – radiales à SOI.

Figure 9.h: Vitesses de swirl à SOI.

Figure 9.i: Identification des parois et paramètre  $y^+$  corrigés à SOI.

Figure 9.j: Vitesses axiales – radiales à SOI pour le maillage corrigé.

Figure 9.k: Vitesses de swirl à SOI pour le maillage corrigé.

#### **Annexe F: Modèles avec admission:**

##### **Partie 10:** Comparaisons des profils de vitesses d'admission.

Figure 10.a: Vitesses axiales – radiales à SOI.- Référence.

Figure 10.b: Vitesses de swirl à SOI.- Référence.

Figure 10.c: Vitesses axiales – radiales à 90° ATDC (processus d'admission) avec le profil de vitesses (a).

Figure 10.d: Vitesses axiales – radiales à 90° ATDC (processus d'admission) avec le profil de vitesses (g).

Figure 10.e: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission autour de l'axe des soupapes (a).

Figure 10.f: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission autour de l'axe de la chambre (c).

Figure 10.g: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g).

Figure 10.h: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g).

Figure 10.i: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission (g) – Génération de swirl plus élevée.

Figure 10.j: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Génération de swirl plus élevée.

Figure 10.k: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Génération de swirl plus élevée.

##### **Partie 11:** Sensibilité de la position d'admission.

Figure 11.a: Position de la condition limite d'admission vers l'axe de la chambre.

Figure 11.b: Position de la condition limite d'admission vers la paroi du cylindre.

Figure 11.c: Vitesses de swirl à IVC avec la position de l'admission vers l'axe de la chambre.

Figure 11.d: Vitesses de swirl à IVC avec la position de l'admission vers la paroi du cylindre.

Figure 11.e: Vitesses axiales – radiales à SOI avec la position de l'admission vers l'axe de la chambre.

Figure 11.f: Vitesses de swirl à SOI avec la position de l'admission vers l'axe de la chambre.

Figure 11.g: Vitesses axiales – radiales à SOI avec la position de l'admission vers la paroi du cylindre.

Figure 11.h: Vitesses de swirl à SOI avec la position de l'admission vers la paroi du cylindre.

##### **Partie 12:** Sensibilité de la résolution du maillage sur les conditions d'admission – Modèles Bloc cylindriques.

Figure 12.a: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Maillage fin.

Figure 12.b: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Maillage fin.

Figure 12.c: Vitesses axiales – radiales à 90° ATDC (processus d'admission) avec le profil de vitesses (g) – Maillage à faible résolution.

Figure 12.d: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission (g) – Maillage à faible résolution.

Figure 12.e: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Maillage à faible résolution.

Figure 12.f: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Maillage à faible résolution.

**Partie 13:** Conditions d'admission avec les maillages à faible résolution.

Figure 13.a: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission (g) – Modèle Omega.

Figure 13.b: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Modèle Omega.

Figure 13.c: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Modèle Omega.

Figure 13.d: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Modèle Bloc cylindrique.

Figure 13.e: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g) – Modèle Bloc cylindrique.

**Partie 15:** Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 15.a: Maillage.

Figure 15.b: Vitesses de swirl à IVC avec le profil de vitesses d'admission (g).

Figure 15.c: Vitesses axiales – radiales à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g)

Figure 15.d: Vitesses de swirl à SOI avec le profil de vitesses d'admission (g).

Figure 15.e: Energie cinétique de la turbulence à SOI

Figure 15.f: Viscosité turbulente à SOI.

**Annexe G: Simulations pour validation:**

**Partie 14:** Données de validation CFD en fonction de la position angulaire.

Figure 14.a: Vitesses axiales – radiales.

Figure 14.b: Vitesses de swirl.

Figure 14.c: Energie cinétique de la turbulence.

Figure 14.d: Viscosité turbulente.

Figure 14.e: Dissipation de la turbulence.

Figure 14.f: Enthalpie statique.

Figure 14.g: Coefficients de transfert de chaleur.

Figure 14.h: Températures aux parois.

**Partie 16:** Simulation des paramètres thermiques du gaz aux parois.

Figure 16.a: Coefficients de transfert de chaleur à SOI – Maillage fin Omega.

Figure 16.b: Températures aux parois à SOI - Maillage fin Omega.

Figure 16.c: Coefficients de transfert de chaleur à IVC – Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 16.d: Températures aux parois à IVC – Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 16.e: Coefficients de transfert de chaleur à SOI – Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 16.f: Températures aux parois à SOI - Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

**Partie 17:** Sensibilité de la résolution du maillage sur la turbulence.

Figure 17.a: Energie cinétique de la turbulence à IVC. - Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 17.b: Viscosité turbulente à IVC. - Modèle Bloc cylindrique avec traitement du maillage près des parois.

Figure 17.c: Energie cinétique de la turbulence à IVC. – Maillage à faible résolution Omega.

Figure 17.d: Viscosité turbulente à IVC. – Maillage à faible résolution Omega.

Figure 17.e: Energie cinétique de la turbulence à SOI. – Maillage à faible résolution Omega.

Figure 17.f: Viscosité turbulente à SOI. – Maillage à faible résolution Omega.

# Liste des symboles & abréviations

CFD: Computational Fluid Dynamics – Dynamique des fluides numérique.  
ZGF: Zonal Gas Flow – Ecoulement de gaz zonal  
DEEPC: Diesel Exhaust Emission Predictive Capability.  
HSDI: High Speed Direct Injection –  
IVO Inlet Valve Opening. – Ouverture des soupapes d’admission.  
IVC: Inlet Valve Closing – Fermeture des soupapes d’admission.  
BDC: Bottom Dead Centre – Point mort bas.  
ABDC After Bottom Dead Centre.- Après le point mort bas.  
SOI: Start Of Injection – Début de l’injection.  
BTDC: Before Top Dead Centre – Avant le point mort haut.  
TDC: Top Dead Centre – Point mort haut.  
CO: Carbon Oxide – Oxyde de carbone.  
CO<sub>2</sub>: Carbon Dioxide – Dioxyde de carbone.  
HC: Unburnt Hydrocarbons – Hydrocarbures imbrulés.  
NO<sub>x</sub>: Nitrogen Oxide – Oxyde d’azote  
SO<sub>x</sub>: Sulphur Oxide – Oxyde de soufre

u Vitesse radiale m/s  
v Vitesse tangentielle m/s  
w Vitesse axiale m/s  
 $\omega$  Vitesse angulaire rd/s  
r Coordonnées radiale dans le système de coordonnées cylindrique  
 $\theta$  Coordonnées tangentielle dans le système de coordonnées cylindrique  
z Coordonnées axiale dans le système de coordonnées cylindrique  
C<sub>p</sub> Chaleur spécifique à pression constante. J/(kg . °K)  
C<sub>v</sub> Chaleur spécifique à volume constant. J/(kg . °K)  
k Conductivité thermique  
 $\rho$  Densité kg/  
P Pression Pa.  
 $\mu$  Viscosité dynamique. kg/m.s  
K Energie cinétique de la turbulence. m<sup>2</sup>/s<sup>2</sup>  
 $\varepsilon$  Taux de dissipation de la turbulence. m<sup>2</sup>/s<sup>3</sup>  
C <sub>$\varepsilon$ 1</sub>, C <sub>$\varepsilon$ 2</sub>, C <sub>$\varepsilon$ 3</sub>, C <sub>$\varepsilon$ 4</sub>, C <sub>$\mu$</sub>  Coefficients empiriques pour le modèle de turbulence K- $\varepsilon$   
 $\sigma_k$  Nombre de Prandtl pour l’énergie de la turbulence  
 $\sigma_\varepsilon$  Nombre de Prandtl pour la dissipation de la turbulence  
 $\kappa$  Constante de Von Karman  
E Paramètre de rugosité  
y<sup>+</sup> Paramètre sans dimension pour la loi de paroi logarithmique  
Z<sub>s</sub> Course du piston  
L Longueur de la bielle du piston  
R Rayon du vilebrequin  
 $\alpha$  Angle du vilebrequin  
 $\delta t$  Incrément de temps pour le calcul transitoire  
 $\delta t_c$  Temps caractéristique pour la convection et la diffusion.

$\delta L$	Dimension moyen du maillage
$U$	Vitesse caractéristique
$\Gamma$	Diffusivité caractéristique.
$\mu_t$	Viscosité dynamique de la turbulence. Pa.s
$A$	Surface de l'écoulement d'admission
$D_p$	Diamètre du port
$D_s$	Diamètre de la tige de la soupape
$m$	Masse du gaz
$\dot{m}$	Débit massique
$V$	Volume.
$T$	Température absolue (°K)
$I$	Intensité de la turbulence
$l$	Echelle de longueur de la turbulence (m)
$Ma$	Nombre de Mach
$a$	Vitesse du son (m/s)
$\gamma$	Rapport des capacités de chaleur spécifiques
$r$	Constante de gaz spécifique.



# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## Introduction:

Avoir une bonne compréhension du champ des écoulements dans les chambres de combustion, est de première importance pour la conception et le développement des moteurs Diesel pour les véhicules automobiles légers. Avec les réglementations sur les émissions des moteurs Diesel devenant de plus en plus contraignantes, comme l'est la norme européenne Euro V qui se concentre spécialement sur les réduction des émissions d'oxydes d'azote (Nitrogen Oxydes, NOx) [8], l'objectif des recherches est concentré sur l'amélioration des performances du gaz dans les cylindres, résultant du processus de combustion des moteurs Diesel à injection directe. Tandis que les moteurs Diesel à injection directe à haute vitesse (High Speed Direct Injection, HSDI) sont reconnus par l'industrie automobile comme une source potentielle d'énergie pour les véhicules légers, ils font face à plusieurs problèmes environnementaux majeurs.

Le potentiel du moteur HSDI vient de sa moindre consommation de carburant, par rapport à tout autre moteur à combustion interne, amenant une limitation des niveaux de dioxyde de carbone à minima, ceux-ci étant une importante préoccupation environnementale. Il est déjà reconnu pour l'usage dans les centrales électriques, les véhicules routiers lourds, les navires et les locomotives.

La faible consommation de carburant résulte des faibles pertes thermiques dans la chambre de combustion, par rapport au moteur Diesel à injection indirecte, dont la surface de la chambre de combustion est plus grande par rapport au volume, et à l'augmentation des pertes à l'aspiration à travers l'étranglement de la préchambre de combustion.

Cependant le moteur HSDI doit surmonter trois inconvénients principaux, notamment des niveaux de bruits de combustion élevés, des émissions d'échappement plus importantes, principalement du NOx, des hydrocarbures non brûlés et des particules. Tous ceux-ci sont fortement la conséquence du processus de combustion.

Les bruits de combustion élevés proviennent du taux maximum d'élévation de pression des cylindres et de sa pression maximale. Comme la distribution de carburant durant l'injection n'est pas uniforme et la combustion n'est pas instantanée, l'allumage se produit à plusieurs endroits différents et ensuite, une très rapide combustion du mélange inflammable formé par l'air et les gouttelettes de carburant produit le cliquetis caractéristique des moteurs Diesel. Une réduction du bruit dépend de la diminution de la quantité du mélange air-carburant préparé durant le délai d'allumage, qui devrait être aussi court que possible.

Dans les moteurs à injection directe à allumage par compression, les niveaux de NOx augmentent. Ceci est en relation avec les rapports de compression élevés, entraînant des températures de combustion plus importantes et une abondance d'oxygène inhérente aux moteurs Diesel. Le NOx est formé pendant la phase de diffusion de la combustion. Par conséquent une durée de combustion raccourcie et retardée, associée avec une température plus basse, amènera à une réduction de NOx.

Les hydrocarbures imbrulés sont un produit de la non ou incomplète combustion du carburant. Ils sont générés par le mélange insuffisant du carburant et de l'air, dû à la cessation globale de la mixtion, ou à la pénétration trop importante de la vaporisation du carburant à



## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

travers le gaz dans le cylindre, générant l'extinction du front de la flamme à la paroi du cylindre de la chambre de combustion [9]. Une autre source est le sur-mélange du carburant et de l'air autour de la zone de réaction, qui devient trop pauvre pour brûler correctement, quand le processus de combustion est associé à un long délai d'allumage. A faible charge, la période de ce délai d'allumage relativement plus longue pour le moteur Diesel à injection directe, comparé à l'injection indirecte, engendre davantage d'émissions d'hydrocarbures imbrûlés. L'agglomération de ces molécules d'hydrocarbures pendant la combustion, qui ne sont pas oxydées pendant la course de détente, forment aussi de la suie.

Les particules proviennent de toute substance autre que l'eau, comme la suie, les hydrocarbures condensés, les lubrifiants ou les sulfates provenant des sulfures du carburant [9]. Elles sont une conséquence de la phase de diffusion du processus de combustion, et donc une période de combustion réduite, accomplie en augmentant le mouvement de tourbillon et la pression de suralimentation, conduit à une réduction des émissions de particules. Ce mouvement peut être associé à de faibles pertes thermiques, conservant une température élevée pour permettre un meilleur processus de réaction d'oxydation pendant la course de détente.

Tous ces polluants sont interdépendants; changer un paramètre du moteur peut réduire certaines émissions mais en augmenter d'autres. Ils doivent être examinés de manière coordonnée et tout le développement d'un moteur est basé sur le compromis de trouver un juste équilibre entre eux. Un facteur clé est de faire correspondre l'écoulement de l'air dans le cylindre et la vaporisation du carburant, avec la compréhension de la formation de la combustion.

Par conséquent, parmi d'autres sources de contrôle du processus de combustion comme la turbo-compression, le système d'injection, les caractéristiques du carburant, les systèmes de recirculation des gaz d'échappement tel que l'EGR (Exhaust Gas Recirculation), ou la conception des chambres de combustion, le champ des écoulements dans le cylindre est nécessaire pour comprendre les différents processus impliqués dans la formation des polluants.

D'un autre côté, la réduction des émissions ne doit pas se faire au détriment de la performance globale du moteur. Les moteurs HSDI exigent une conception compacte avec une accentuation portée sur la masse des composants. C'est en relation avec les obligations accrues d'économies de carburant, ainsi que de répondre à la demande d'un rapport élevé puissance/poids pour une gamme de vitesses importante. Ceci présente un défi particulier lors de la conception des éléments de la chambre de combustion, c'est à dire le bloc cylindre, le piston, le cylindre et la culasse, pour conserver une structure suffisamment rigide et éviter des déformations excessives. C'est pourquoi l'application de l'analyse par la méthode des éléments finis (MEF) est utilisée pour prédire les contraintes mécaniques et thermiques combinées. Pour cela, les conditions aux limites thermiques coté gaz pour l'analyse des transferts thermiques sur les composants de moteur utilisant la méthode par éléments finis sont nécessaires. Comme les coefficients de transfert thermique dans le cylindre varient autant spatialement qu'avec le temps [10], les écoulements dans le cylindre couplés avec des modèles de combustion fourniront les coefficients de transfert thermique du gaz vers les parois de la chambre de combustion ainsi que les températures du gaz. Ils donneront une image précise du phénomène et permettront de trouver le juste équilibre entre la fiabilité des composants de moteur exposés à des gaz de combustion à haute température et l'optimisation du refroidissement du moteur, pour éviter les pertes d'énergie des gaz dans la chambre de combustion, réduisant la quantité de travail fournie au piston.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Dans le but d'obtenir une compréhension approfondie de la distribution des écoulements dans l'espace ainsi que le temps, des techniques numériques sont utilisés comme alternative aux études expérimentales. Ainsi, des capacités de prédiction peuvent être apportées, qui permettent une meilleure compréhension des problèmes et une plus grande assurance dans la conception.

La technique reconnue est la mécanique numérique des fluides (Computational Fluid Dynamics - CFD). La CFD est utilisée pour résoudre les écoulements de gaz dans les chambres de combustion des moteurs Diesel, car ce sont des champs complexes qui n'ont pas de solutions analytiques connues. De plus, elle peut fournir des informations plus détaillées qu'il n'est possible d'obtenir avec des mesures. La prédiction du déplacement des écoulements de gaz et la génération quantitative et qualitative de données de visualisation peuvent être réalisées avec l'utilisation d'applications CFD générales. Ces moyens sont appropriés pour évaluer et valider les diverses hypothèses prises pour l'étude d'outils de développement de moteurs à compression interne tel que le programme de simulation de modèle zonal d'écoulements de gaz (Zonal Gas Flow - ZGF).

Ce projet contribuera à la compréhension des écoulements dans les chambres de combustion lors de la course de compression (côté froid) des moteurs Diesel HSDI. Il implique des simulations CFD des phénomènes d'écoulements dans une chambre de combustion pour comparer avec les hypothèses prises pour le développement du modèle ZGF. L'objectif du projet est donc d'utiliser les simulations CFD comme moyen visant deux objectifs principaux:

- Valider les hypothèses prises comme base pour le modèle ZGF telles que les simplifications de géométrie, la définition de la grille de résolution, des conditions aux limites et initiales ou les conditions du modèle de turbulence.
- Donner des orientations pour le futur développement du programme de simulation ZGF basées sur les investigations d'écoulement de gaz effectuées au cours du projet.

En utilisant une approche de modélisation axisymétrique afin de d'apporter des données appropriées et pouvoir faire des comparaisons directes avec le modèle ZGF à des fins de validation, le travail sera effectué en deux étapes successives :

- Simulation des écoulements au cours de la course de compression avec des conditions de fonctionnement en cycle froid (sans combustion), à partir du point mort bas (Bottom Dead Centre - BDC) jusqu'au début de l'injection (Start Of Injection - SOI) pour évaluer le comportement par rapport aux approches de simplification et à la connaissance actuelle des structures des écoulements dans les moteurs Diesel HSDI.
- Étudier les effets des flux à l'admission sur les calculs des champs d'écoulement réalisés à l'étape précédente. Des investigations paramétriques seront réalisées pour différentes conditions d'admission pour mettre en évidence leur influence sur les principales caractéristiques de l'écoulement et résoudre les différences dues aux hypothèses d'approximation.

Les résultats seront analysés avec la perspective d'évaluer l'influence des écoulements gazeux sur la distribution et le mélange du spray; ainsi que les coefficients de transfert de chaleur obtenus par le processus de convection..

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Différentes géométries simplifiées seront associées aux modèles CFD pour étudier leur sensibilité par rapport à leur niveau de détail. Leur sensibilité sera aussi analysée en variant des paramètres d'entrée comme les propriétés du gaz, des conditions aux limites, des hypothèses de modélisation, des conditions initiales, les influences externes et les formulations numériques.

Des données expérimentales seront utilisées pour affiner les différents modèles, afin de donner une image réaliste du mouvement des écoulements de gaz dans les cylindres de moteurs Diesel HSDI.

Après avoir décrit l'environnement du projet dans le chapitre 1, le mémoire passe en revue les connaissances de base de la dynamique des fluides nécessaires pour comprendre le comportement des écoulements de gaz dans les moteurs à compression interne dans le chapitre 2. Etant donné que les écoulements sont de type visqueux, une description des équations de Navier-Stokes est donnée. La caractérisation des écoulements de fluide spécifiques aux chambres de combustion est évaluée, afin de comprendre les phénomènes physiques fondamentaux qui animent les simulations CFD. Ces processus incluent le comportement des écoulements compressibles, les couches limites et les phénomènes de friction aux parois, les modèles de turbulence ou les écoulements de gaz particuliers rencontrés dans les chambres de combustion des moteurs HSDI.

Le chapitre 3 porte sur les méthodes de résolution numérique utilisées dans les calculs CFD et la manière dont les modèles CFD sont exécutés par l'utilisation des fonctionnalités disponibles dans le logiciel CFD utilisé pour ce travail. Parmi celles-ci, citons les conditions initiales et aux limites, la création et le fonctionnement de maillages mobiles, les propriétés des matériaux et la caractérisation des écoulements, le contrôle du processus au cours de calculs transitoires tel que c'est le cas dans les chambres de combustion de moteur, ainsi que les méthodes de discrétisation et l'algorithme de résolution.

Le chapitre 4 détaille la stratégie d'investigation sur les modèles et les résultats trouvés à l'aide des simulations CFD, durant le cycle fermé de la chambre de combustion avec les modèles axisymétriques, et le chapitre 5 est consacré à la simulation des flux d'admission comme déjà évoqué ci-dessus. Les résultats CFD sont apportés et des informations sont données sur la stratégie et les directions appropriées à suivre pour le développement du modèle ZGF, ainsi qu'un moyen de validation par la suite.

Le dernier chapitre passe en revue les principaux résultats du projet et résume les orientations à suivre pour le développement du programme de simulation ZGF, en mettant en évidence les paramètres d'importance concernant la précision des modèles et des hypothèses de résolution indiquées au début du projet. Des suggestions sur d'autres améliorations en utilisant des techniques expérimentales et des simulations CFD 3D sont également apportées

# **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

## **1. Environnement du projet:**

Les centres de recherche en technologie Diesel de Ford, Ford Motor Dunton Research & Engineering basé à Basildon (Royaume-Uni) et Ford Forschungszentrum à Aix-la-Chapelle (Allemagne), utilisent les techniques prédictives de simulation pour la recherche et développement des moteurs de voitures Diesel de petite à moyenne gamme.

Afin d'étudier les performances des moteurs, des programmes de simulation de moteur sont nécessaires, permettant de réaliser la conception de façon paramétrique. De tels codes donnent à l'ingénieur une première compréhension de la prévision des performances des moteurs sans avoir d'abord à construire un moteur. Par conséquent ils permettent d'épargner à la fois du temps et de l'argent.

Aussi leur configuration sous une forme modulaire leur donne la capacité d'adapter des modèles existants pour investiguer les taux de compression, la synchronisation des soupapes, le chargement du turbo et autre variables en fonction des conditions spécifiques.

La recherche et développement des moteurs est réalisée en superposant des systèmes appropriés utilisant des spécifications de connectivité entre différents blocs disponibles dans ces logiciels.

### **1.1. Code de simulation cyclique MERLIN:**

Un tel programme de simulation de cycle moteur est MERLIN, un code développé par Lloyd Register Engineering Services pour la compagnie Ford Motor.

MERLIN est un logiciel principalement développé pour simuler les performances des moteurs à compression interne. C'est une suite de sous programmes avancés de simulation appropriées pour l'analyse des systèmes complexes. Il est écrit pour maximiser la flexibilité des investigations paramétriques à travers la combinaison de modules de base. Ces composants primaires appelés Engineering Building Blocks (EBB) permettent à l'utilisateur de spécifier et de choisir des combinaisons appropriées dans une bibliothèque. Cette bibliothèque est constamment en cours de développement et inclut un large éventail de systèmes fluide, mécanique et de régulation. Chaque EBB représente les composants classiques utilisés généralement tels que des compresseurs, des turbines, des cylindres, volumes, etc.... nécessaires pour l'évaluation des performances des moteurs Diesel à vitesse lente et rapide avec injection de carburant directe ou indirecte, et un large éventail de systèmes d'alimentation en pression.

Le logiciel MERLIN est employé pour simuler les performances pour des régimes de vitesses constants ou transitoires des moteurs, les processus physiques généraux tels que les transferts de chaleur, la combustion du mélange air/carburant, la cinétique chimique, etc.... Toutes les simulations sont dynamiques et résolues par rapport au temps.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## 1.2. Diesel Exhaust Emission Predictive Capability – DEEPC:

L'analyse d'un de ces processus est réalisée par le module de simulation Diesel Exhaust Emission Predictive Capability (DEEPC) qui est inclus dans le code de simulation MERLIN. Il simule le spray et la combustion en modélisant le jet de carburant de l'injecteur et la préparation du mélange avant la combustion. Il prend aussi en considération l'atomisation du spray, l'évaporation des gouttelettes, leur pénétration dans le gaz et l'impact sur les parois de la chambre de combustion.

Le programme DEEPC contient un modèle sophistiqué de combustion où sont inclus les transferts de chaleur par convection et radiation. Il comporte des capacités de prévision des émissions de gaz d'échappement tel que l'oxyde de carbone (Co), l'oxyde d'azote (NOx), l'oxyde de soufre (SOx), des hydrocarbures non brûlés (HC) et des particules générées dans le cylindre du moteur pendant le processus de combustion.

Il est développé en utilisant une approche multi-zonale. Ceci peut fournir une meilleure connaissance des coefficients de transfert de chaleur côté gaz du cylindre, connu pour varier à la fois dans l'espace et le temps [10], en mettant l'accent sur la variation de la distribution des vitesses dans le cylindre. Une prise en compte de cette variation peut être réalisée en couplant ce modèle de combustion avec un modèle d'écoulement de gaz détaillé.

## 1.3. Modèle d'écoulement multi zone ZGF:

Une approche multi-zonale pour les écoulements de gaz dans le cylindre a été développée à l'origine par Thomas Morel et Rifat Keribar [10].

Principalement, il divise le cylindre et la cuvette incluse dans le piston en trois zones de façon quasi bidimensionnelle. Ce programme résout les vitesses axiales et radiales, le mouvement de swirl, l'intensité et la longueur d'échelle de la turbulence pour chaque zone. Sont également pris en compte les phénomènes de frottement aux parois et de couche limite. Ces résultats sont couplés avec un modèle de combustion à deux zones pour définir la localisation des gaz brûlés. Les coefficients de transfert de chaleur et les températures du gaz résultants sont fortement non-uniformes dans l'espace, à la différence de ceux calculés à partir de corrélations standard. Ces derniers assument une uniformité spatiale des coefficients de transfert de chaleur comme pour le modèle de champ d'écoulement DEEPC.

Le modèle zonal d'écoulements de gaz (ZGF) en cours de développement à l'université de Bath adopte la même approche que le modèle de T. Morel et R. Keribar. Il mettra en évidence la distribution spatiale non-uniforme des coefficients de transfert de chaleur et des températures du gaz par l'augmentation du nombre de zones dans la chambre de combustion pour le calcul des champs d'écoulement. Ces zones supplémentaires fourniront plus de détails dans des endroits critiques. On le voit comme un bon compromis pour les prédictions des performances des moteurs, entre les corrélations empiriques connues sous le nom de modèles de remplissage/vidange ou à 0-Dimension et les modèles numériques de dynamique des fluides (CFD).

Les conditions pour l'initialisation des simulations des écoulements de gaz zonal incluront le champ des vitesses d'écoulement pris à la position de fermeture des soupapes d'admission (Inlet Valve Closing - IVC), la cinématique du piston, la géométrie de la chambre de combustion et des pipes d'admission, et les conditions initiales pour les caractéristiques du gaz (voir les variables d'entrée du ZGF en annexe A). Ces états initiaux du gaz peuvent être

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

obtenus directement à partir d'un programme de simulation de moteur comme MERLIN, qui peut fournir l'ouverture et la section efficace des soupapes, ainsi que le débit à l'admission.

Depuis le point mort bas (Bottom Dead Centre - BDC) du piston de la chambre de combustion, le modèle ZGF fonctionnera pendant la course de compression jusqu'au point d'injection et calculera les champs de vitesses du gaz dans le cylindre dans les directions radiales, axiales et tangentielles par rapport au mouvement du piston. Les calculs sont basés sur le principe de conservation du mouvement obtenu en employant la méthode des volumes finis (**voir chapitre 3 ?**).

La structure du champ d'écoulement à l'intérieur du cylindre est réalisée à travers une grille cartésienne uniforme, adoptant une approche axisymétrique utilisant un repère de coordonnées polaires. Cette stratégie approchée de bloc-cylindrique est considérée, à cause de sa simplicité dans la définition du profil de la géométrie du piston qui focalise sur les principales différences des formes géométriques, c.-à-d. la pointe et la lèvre d'entrée de la cuvette du piston. Dans une première étape, la grille utilise un arrangement de 6x6 cellules (voir la figure 2,1 ci-dessous) où des cellules sont désactivées pour décrire les dimensions géométriques principales de la cuvette du piston. Une telle quantité limitée de cellules dans la grille limitera les puissances de calcul nécessaires pendant le processus de simulation.

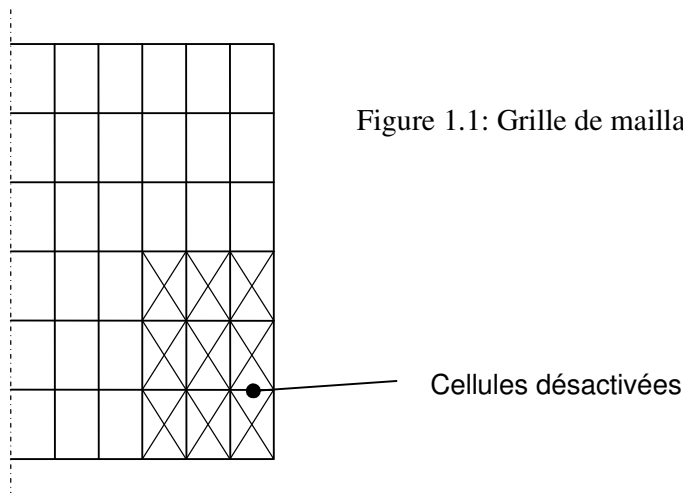


Figure 1.1: Grille de maillage du ZGF

Les avantages du programme ZGF sont de fournir des prévisions des écoulements de gaz dans le cylindre d'une manière plus précise. Ainsi les prédictions des coefficients de transfert de chaleur coté gaz, des températures et des émissions sont susceptibles d'être améliorées comparées aux techniques habituelles de simulation d'écoulement de gaz à 0-Dimension. Il permettra des investigations paramétriques pour analyser de nouveaux concepts de configuration de culasse et de piston en requérant de la part de l'utilisateur seulement quelques paramètres géométriques clé. Développé comme un outil facile à utiliser comparé aux codes de simulation de dynamique des fluides, il est assumé que l'approche du ZGF exige moins d'expertise de la part de l'utilisateur, moins de préparation de données d'entrée et un moindre besoin en puissance de calcul. Par conséquent son développement modulaire est approprié pour l'intégration dans un code tel que le modèle de combustion DEEPC de Lloyd Register inclus dans le code de simulation de cycle moteur MERLIN, et peut être utilisé comme alternative des modèles déjà construits dans le code DEEPC.

## **2. Dynamique des gaz dans les moteurs à compression interne:**

Ce chapitre fournit une base théorique pour les écoulements dans les chambres de combustion étudiés. Les équations en coordonnées cylindriques sont présentées, à la fois pour les propriétés des écoulements instantanés et moyennés. Un aperçu du traitement des conditions aux limites dans les zones près des parois est exposé.

### **2.1. Equations de conservation – Formulation instantanée:**

Les écoulements des fluides peuvent mathématiquement être décrits par un ensemble d'équations différentielles partielles dérivé de l'analyse du volume de contrôle connu sous le nom d'équations de Navier-Stokes. Elles représentent la conservation de la quantité de mouvement et, avec l'équation de continuité et l'équation de conservation des quantités scalaires, gouvernent les écoulements turbulents.

Le système de coordonnées associé à ces équations correspondant aux modèles CFD axisymétriques est un système de coordonnées cylindriques, où  $r$  est le rayon,  $\theta$  la coordonnées tangentielle, et  $z$  l'axe du cylindre de la chambre de combustion.

Le problème de la résolution exacte des équations de conservation est une question de résolution d'échelle. Une solution doit représenter toutes les échelles du mouvement de l'écoulement, des grandes échelles correspondant aux plus grandes dimensions aux plus petites échelles, où les tourbillons sont détruits par la dissipation visqueuse. Une grille numérique de résolution très fine et de très petits intervalles de temps seraient nécessaires pour résoudre tous les détails de la turbulence et demanderait un coût numérique très élevé. Une approche statistique est donc largement utilisé, où les équations de conservation sont moyennées sur un intervalle de temps plus long par rapport à l'échelle de temps de la turbulence.

En l'absence de forces externes les équations de conservation instantanées de la masse, de la quantité de mouvement et des quantités scalaires pour un écoulement en trois dimensions sont présentées dans les sections suivantes.

#### **2.1.1. Equation de conservation de la masse:**

$$\frac{\partial}{\partial r} U'_r + \frac{U'_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} U'_\theta + \frac{\partial}{\partial z} U'_z = 0 \quad (2.1)$$

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

### 2.1.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement:

Dans la direction suivant r:

$$\frac{DU'_r}{Dt} - \frac{U'^2_\theta}{r} = \frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial r} + \nu \left( \nabla^2 U'_r - \frac{U'_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U'_\theta}{\partial \theta} \right) \quad (2.2)$$

Dans la direction  $\theta$ :

$$\frac{DU'_\theta}{Dt} + \frac{U'_r U'_\theta}{r} = \frac{1}{r\rho} \frac{\partial P'}{\partial \theta} + \nu \left( \nabla^2 U'_\theta - \frac{U'_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial U'_r}{\partial \theta} \right) \quad (2.3)$$

Dans la direction suivant z:

$$\frac{DU'_z}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P'}{\partial z} + \nu \nabla^2 U'_z \quad (2.4)$$

### 2.1.3. Equation de conservation des quantités scalaires:

$$\frac{D\phi'}{Dt} = \Gamma_\phi \nabla^2 \phi' + S'_\phi \quad (2.5)$$

$U'_r$ ,  $U'_\theta$  et  $U'_z$  représentent les composantes des vitesses instantanées suivant r  $\theta$  z (l'exposant (') indique une valeur instantanée),  $\rho$  est la densité,  $\nu$  la viscosité cinématique,  $\Gamma_\phi$  le coefficient de diffusion pour la propriété  $\phi$  et  $S'_\phi$  un terme source pour  $\phi'$ . Les opérateurs  $D/Dt$  et  $\nabla^2$  sont développés ci dessous :

$$\frac{D}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} + U'_r \frac{\partial}{\partial r} + \frac{U'_\theta}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} + U'_z \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.6)$$

et

$$\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \quad (2.7)$$

Les expressions (2.1) à (2.5) forment un ensemble d'équations exactes qui décrivent chaque détail de l'écoulement turbulent. Cependant, comme indiqué précédemment, elles ne peuvent être résolues. La voie la plus communément utilisée pour résoudre ce problème est de moyenner les équations sur un intervalle de temps (i.e. moyenne de temps) ou échantillonner au même point en répétant l'expérience (moyenne d'ensemble). Il est aussi nécessaire d'introduire des approximations dans les modèles pour les nouvelles corrélations inconnues qui apparaissent dans les équations de l'écoulement moyen.



## 2.2. Equations de l'écoulement moyen:

Pour obtenir les équations de l'écoulement moyen, les valeurs instantanées de la pression  $P'$ , de la vitesse  $U_i'$  et la propriété scalaire  $\phi'$  sont décomposées en composantes moyennes et de fluctuation:

$$P' = P + p \quad U_i' = U_i + u_i \quad \phi' = \phi + \varphi$$

En substituant ces expressions dans les équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et des quantités scalaires (2.1 à 2.5) et en moyennant selon

$$\phi = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \phi' dt$$

Où  $(t_2 - t_1)$  est long comparé à l'échelle de temps de la turbulence, conduit aux équations de l'écoulement moyen, représentées en coordonnées cylindriques:

### 2.2.1. Equation de continuité:

$$\frac{\partial}{\partial r} U_r + \frac{U_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} U_\theta + \frac{\partial}{\partial z} U_z = 0 \quad (2.8)$$

### 2.2.2. Equation de conservation de la quantité de mouvement:

Dans la direction suivant r:

$$\begin{aligned} \frac{DU_r}{Dt} - \frac{U_\theta^2}{r} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial r} + \nu (\nabla^2 U_r - \frac{U_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\overline{ru_r^2}) \\ & - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\overline{u_r u_\theta}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{u_r u_z}) + \frac{1}{r} \overline{u_\theta^2} \end{aligned} \quad (2.9)$$

Dans la direction  $\theta$ :

$$\begin{aligned} \frac{DU_\theta}{Dt} + \frac{U_r U_\theta}{r} = & -\frac{1}{r\rho} \frac{\partial P}{\partial \theta} + \nu (\nabla^2 U_\theta - \frac{U_\theta}{r^2} + \frac{2}{r^2} \frac{\partial U_r}{\partial \theta}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \overline{u_\theta^2} \\ & - \frac{\partial}{\partial r} (\overline{u_\theta u_r}) - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{u_\theta u_z}) - 2 \frac{\overline{u_\theta u_r}}{r} \end{aligned} \quad (2.10)$$

Dans la direction suivant z:

$$\begin{aligned} \frac{DU_z}{Dt} = & -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial z} + \nu \nabla^2 U_z - \frac{\partial}{\partial z} \overline{u_z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (\overline{ru_r u_z}) \\ & - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\overline{u_\theta u_z}) \end{aligned} \quad (2.11)$$

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

### 2.2.3. Equation de conservation des quantités scalaires:

$$\frac{D\phi}{Dt} = \Gamma_{\phi} \nabla^2 \phi - \frac{\partial}{\partial z} (\overline{u_z \phi}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \overline{u_r \phi}) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\overline{u_{\theta} \phi}) + S_{\theta} \quad (2.12)$$

Les opérateurs  $D/Dt$  et  $\nabla^2$  ont été donnés dans les expressions (2.6) et (2.7). Les symboles en capitales représentent les valeurs moyennes, tandis que les lettres en minuscule représentent les valeurs fluctuantes. Une analogie avec les équations de conservations instantanées est évidente si les valeurs instantanées sont remplacées par les quantités moyennes. Cependant le procédé de moyenner a introduit de nouvelles corrélations entre les composantes de fluctuation de la vitesse  $v_i v_j$  et entre la vitesse et les fluctuations scalaires  $v_i \overline{\phi}$  qui ont besoin d'être évaluées soit à partir de quantités connues ou calculables. Multiplié par la densité  $\rho$ , le terme  $-\rho v_i v_j$  agit comme une contrainte sur le fluide et est appelé contrainte de Reynolds. De même, l'expression  $-\rho v_i \overline{\phi}$  est connue sous le nom de chaleur turbulente ou de concentration de flux, en fonction des quantités scalaires résolues. Dans la plupart des zones des écoulements les contraintes turbulentes et les flux sont beaucoup plus grands que leurs homologues laminaires. Ceux-ci sont donc négligeables. Les équations (2.9) à (2.12) ne peuvent être résolues, en raison de la corrélation des composantes de fluctuation, sans l'aide d'équations supplémentaires pour  $v_i v_j$  et  $v_i \overline{\phi}$ . Des équations de transport exactes de ces corrélations peuvent être dérivées, mais elles contiennent des corrélations triples, pour lesquelles d'autres équations sont nécessaires. Cet enchaînement continue à tous les niveaux supérieurs où des corrélations d'ordre supérieur apparaissent dans les équations exactes et est dénommé le problème de fermeture [6].

Des approximations utilisant soit les quantités de l'écoulement moyen ou de corrélation de turbulence d'ordre inférieur sont nécessaires pour fermer l'ensemble des équations formé par (2.8) à (2.12). Ces approximations sont appelées des modèles de turbulence et sont discutées au chapitre 2.4.

### 2.3. Conditions aux limites:

Dans la section précédente, un ensemble d'équations aux dérivées partielles a été introduit qui ne peut être résolu que pour un problème particulier, lorsque des conditions aux limites appropriées sont spécifiées. Les types de limites pertinents dans la présente étude sont des murs solides, des conditions d'admission et des conditions aux limites cycliques. Ceux-ci sont détaillés dans les sections suivantes.

#### 2.3.1. Conditions aux limites de paroi:

De toutes les conditions aux limites, les parois solides nécessitent un traitement plus élaboré. Le modèle de turbulence adopté dans les modèles s'applique aux écoulements turbulents à nombre de Reynolds élevé. La moyenne et les fluctuations des vitesses sont égales à zéro contre les parois. Par conséquent, certaines zones où le nombre de Reynolds local de la turbulence ( $Re_t = k^2 / \nu \epsilon$ ) [1] et [5] est petit et où les frottements visqueux prédominent. Ces zones, appelées sous-couche visqueuse, se distinguent des autres conditions limites par de forts gradients et nécessitent un traitement différent du domaine principal de l'écoulement.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Deux techniques de modélisation décrivent les sous-couches visqueuses: La méthode de modélisation à faible nombre de Reynolds et la méthode de fonction de paroi.

La première méthode demande une grande quantité de points dans la grille de résolution à proximité des parois pour résoudre les gradients élevés. Etant donné la démarche de simplification abordée dans le chapitre suivant, cette méthode n'est pas cohérente avec les modèles à faibles résolutions étudiés, et la méthode des fonctions de paroi utilisée est détaillée ci dessous.

### 2.3.1.1. Fonctions de paroi:

Les fonctions de paroi sont utilisées pour connecter les conditions de parois à l'écoulement juste à l'extérieur de la sous-couche laminaire.

La figure 2.1 [6] ci-dessous illustre une partie d'une grille de maillage à proximité d'une paroi où la distance entre les points P et W est suffisamment large pour s'assurer que l'écoulement turbulent soit dominant sur les effets visqueux, c'est à dire P se trouvant juste en dehors de la sous-couche visqueuse.

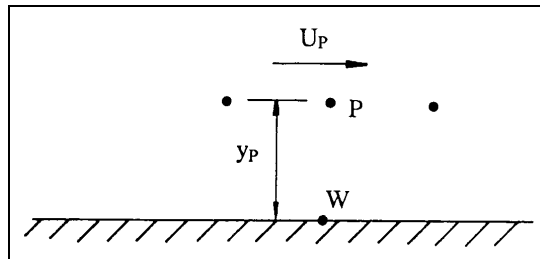


Figure 2.1: Fonction de paroi.

La méthode de fonction de paroi incorpore une expression logarithmique pour relier la vitesse aux conditions de paroi [4]:

$$\frac{U_P}{U_\tau} = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (2.13)$$

$U_\tau$  est la vitesse de friction comme définie ci-dessous,  $\kappa$  est la constante de Von Karman ( $\kappa = 0.435$ ),  $E$  est un paramètre de rugosité avec  $E = 9$  [4], et  $y^+$  est la distance sans dimension à la paroi.

$$U_\tau = \left(\frac{\tau_w}{\rho}\right)^{1/2} \quad (2.14)$$

et  $\tau_w$  est la contrainte de cisaillement à la paroi:

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

$$\tau_w = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} U_P^\kappa}{\ln(Ey^+)} \quad (2.15)$$

où  $k_p$  est l'énergie cinétique au point P.

La distance sans dimension à la paroi peut être écrite telle que:

$$y^+ = \frac{y_P}{\nu} U_\tau = \frac{y_P}{\nu} C_\mu^{1/4} k_P^{1/2} \quad (2.16)$$

où  $\nu$  est la viscosité cinématique laminaire.

Il convient de noter que la loi de paroi a été développée pour un écoulement unidimensionnel et que son extrapolation à des écoulements de type recirculations à trois dimensions caractéristiques des chambres de combustion de moteur dans cette étude, n'est pas physiquement bien fondée. En l'absence d'alternative son utilisation est toutefois devenue une pratique acceptée pour les écoulements dans les cylindres, avec la vitesse tangentielle considérée comme la résultante des deux composantes parallèles à la paroi de la vitesse considérée.

Versteeg [4] suggère que la loi logarithmique devrait s'appliquer en un point où  $30 < y^+ < 500$

A  $y^+ = 11,6$  les deux courbes de la sous-couche laminaire et de la distribution des vitesses suivant la loi de paroi se coupent comme indiqué sur la figure 2.2 [4] ci dessous.

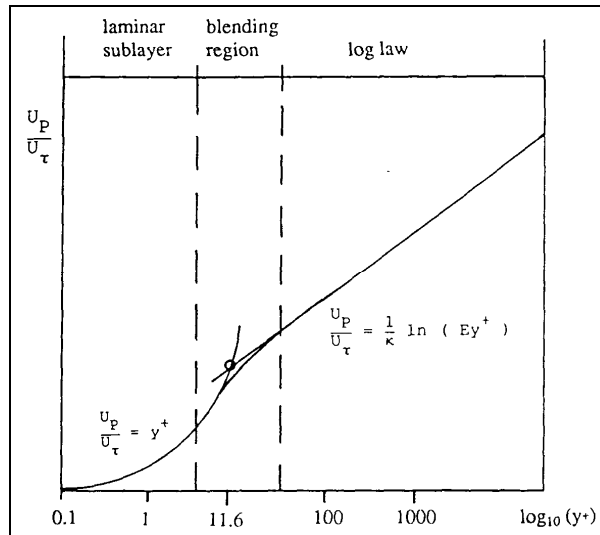


Figure 2.2: Distribution de la vitesse moyenne près des parois dans un écoulement turbulent.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Si pendant le processus de calcul, la valeur  $y^+$  descend au-dessous de 11,6, alors la valeur approchée de la contrainte de cisaillement à la paroi est donnée par:

$$\tau_w = -\nu\rho \frac{U_P}{y_P} \quad (2.17)$$

Les expressions utilisées comme conditions aux limites pour l'énergie cinétique  $k$  et le taux de dissipation  $\varepsilon$ , développées dans le chapitre 2.4 ci dessous sont basées sur les hypothèses d'un équilibre local dans la zone  $y^+$ . Dans ce cas la convection et la diffusion sont négligeables et on en déduit:

$$k_P = \frac{U_\tau^2}{C_\mu^{1/2}} \quad (2.18)$$

et

$$\varepsilon = \frac{U_\tau^3}{K y_P} = \frac{C_\mu^{3/4} k_P^{3/2}}{K y_P} \quad (2.19)$$

L'utilisation dans les modèles est discutée ci-dessous lors de leur construction au chapitre 4.4.2 et le traitement des couches limites effectué ultérieurement est détaillé au chapitre 4.6 pour tenir compte d'une localisation correcte de l'application de la loi logarithmique.

### 2.3.2. Conditions aux limites d'admission:

Aux limites d'admission toutes les conditions doivent être définies. Divers profils de vitesses uniformes ou rotationnel sont considérés. Le gradient de pression est fixé dans chaque cellule. Les quantités de turbulence sont basées sur des estimations de la taille des ports d'admission et de la vitesse en termes de longueur et d'échelle de vitesse, respectivement. Tous les paramètres sont détaillés directement pour les modèles générés au chapitre 5.3 et une étude paramétrique de l'effet de différentes conditions aux limites d'admission a été réalisée et est présentée dans ce mémoire au chapitre 5.3.4.

### 2.3.3. Conditions aux limites cycliques

Contrairement aux autres types de conditions aux limites, les limites cycliques ne sont pas des frontières physiques. La modélisation bénéficie de l'organisation axisymétrique de l'écoulement pour réduire le besoin de puissance de calcul. Aux conditions limites cycliques toutes les propriétés se répètent autour de l'axe de symétrie tel que l'axe de la chambre de combustion, où tous les gradients sont supposés être à zéro. Cette condition de flux répétitif est mise en œuvre par la définition de coefficients appropriés dans les termes sources des équations discrétisées.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## 2.4. Modélisation de la turbulence:

La prédiction des écoulements turbulents est de nature à la fois physique et mathématique. L'aspect mathématique, qui consiste à résoudre les équations de conservation discrétisées est discuté dans le chapitre 3. Le phénomène physique réside dans la construction d'un modèle de turbulence précis. Un aperçu des mécanismes de la turbulence est présenté ci dessous, suivi d'une description de l'approche de modélisation entreprise pour les modèles.

### 2.4.1. Principe de la turbulence:

Aux grands nombres de Reynolds la turbulence est un mouvement tourbillonnaire comprenant un large éventail de tailles de tourbillons. Ceux ci sont considérés comme un ensemble de lignes de vortex en interaction avec d'autres tourbillons [5]. Les fluctuations de basse fréquence associées aux grands tourbillons sont principalement déterminées par les conditions aux limites, tandis que les fluctuations à haute fréquence, correspondant aux petits tourbillons dépendent principalement des forces visqueuses. Comme les grands tourbillons et l'écoulement moyen sont d'échelle similaire, une interaction se produit entre eux et l'énergie cinétique est transportée de l'écoulement moyen vers le mouvement turbulent. Les grands tourbillons sont brisés par l'étirement des vortex, transférant ainsi l'énergie aux petites échelles. Ces interactions répétées transférant l'énergie à plus petites échelles amène à l'extinction de l'énergie cinétique détruite par la dissipation visqueuse. Ce processus est appelé cascade d'énergie. Il est supposé que les plus petits mouvements détruisent l'énergie aussi rapidement qu'elle est reçue, les fluctuations de grande échelle déterminant donc la vitesse à laquelle l'énergie de l'écoulement moyen est transférée dans le mouvement turbulent.

Les mouvements turbulents sont fortement amortis à proximité des parois où les frottements visqueux sont dominants. Cela complique la modélisation près des parois car les effets moléculaires peuvent être du même ordre que les influences de la turbulence et nécessitent un traitement particulier comme déjà indiqué au chapitre 2.3.

Etant donné que la résolution des équations de conservation détaillées au début de ce chapitre, contenant une large échelle de fréquences pour les fluctuations de l'énergie, nécessiterait une résolution de maillage très petite, il devient nécessaire d'introduire un moyen pour simplifier la résolution numérique. Le modèle de turbulence est introduit et détaillé ci-après.

### 2.4.2. Modèle de turbulence:

L'approche choisie dans ce travail à été d'utiliser un modèle statistique à deux équations nommé modèle de turbulence K -  $\epsilon$ . Le contexte est exposé ci dessous ainsi que les principales propriétés du modèle

#### 2.4.2.1. Principe de la viscosité – diffusion des tourbillons:

Le problème de fermeture décrit pendant l'introduction des équations des écoulements moyens demandes d'identifier un moyen d'approximation des corrélations des quantités fluctuantes. Le principe de la viscosité des tourbillons les associent aux gradients de vitesses moyennes. C'est basé sur une analogie entre les contraintes de Reynolds et les contraintes visqueuses. L'expression pour déterminer les contraintes turbulentes et les flux peut être écrite sous forme tensorielle

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

$$-\overline{u_i u_j} = \nu_t \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (2.20)$$

$$-\overline{u_i \phi} = \frac{\nu_t}{\sigma_t} \frac{\partial \phi}{\partial x_i} \quad (2.21)$$

où  $\nu_t$  est la viscosité turbulente,  $\sigma_t$  est le nombre de Schmidt pour le flux massique,  $k$  est l'énergie cinétique et  $\delta_{ij}$  est le delta de Kronecker ( $\delta_{ij}=1$  pour  $i=j$  et  $\delta_{ij}=0$  pour  $i \neq j$ ). Pour un écoulement tridimensionnel les contraintes de Reynolds individuelles peuvent être écrites sous la forme suivante en coordonnées cylindriques:

Contraintes de cisaillement:

$$-\overline{u_r u_z} = \nu_{rz} \left( \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial z} \right) \quad (2.22)$$

$$-\overline{u_r u_\theta} = \nu_{r\theta} \left( \frac{\partial U_\theta}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} - \frac{U_\theta}{r} \right) \quad (2.23)$$

$$-\overline{u_z u_\theta} = \nu_{z\theta} \left( \frac{\partial U_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_z}{\partial \theta} \right) \quad (2.24)$$

Contraintes normales:

$$-\overline{u_r^2} = 2\nu_{rr} \frac{\partial U_r}{\partial r} - \frac{2}{3} k \quad (2.25)$$

$$-\overline{u_z^2} = 2\nu_{zz} \frac{\partial U_z}{\partial z} - \frac{2}{3} k \quad (2.26)$$

$$-\overline{u_\theta^2} = 2\nu_{\theta\theta} \frac{1}{r} \left( \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + U_r \right) - \frac{2}{3} k \quad (2.27)$$

Les indices indiquent les composantes des contraintes auxquelles les viscosités turbulentes sont associées. Pour des conditions isotropes, toutes les viscosités à double indice sont égales à la viscosité turbulente  $\nu_t$ . En supposant l'isotropie et en substituant les équations de contraintes (2.22) à (2.27) dans les équations de quantités de mouvement moyens (2.9) à (2.11), l'ensemble des équations formant la base de la technique de modélisation CFD est produit, et présenté au chapitre suivant.

Par rapport à la viscosité cinématique  $\nu$ , la viscosité turbulente n'est pas une propriété du fluide mais change avec l'état de la turbulence.  $\nu_t$  est définie comme un scalaire et est donc une quantité isotrope. Ceci constitue une importante limitation du principe de viscosité

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

tourbillonnaire, car dans les écoulements complexes tel que ceux rencontrés dans ce travail les contraintes de Reynolds individuelle varient dans différentes directions.

Lier les contraintes turbulentes et les flux aux gradients moyens via le principe de viscosité tourbillonnaire évite de calculer directement les corrélations des fluctuations du problème de fermeture, en passant par des moyens de prescrire la viscosité turbulente  $\nu_t$ . Il s'ensuit que la viscosité tourbillonnaire est proportionnelle à une échelle de vitesse turbulente et une échelle de longueur de la turbulence. Ceci est détaillé dans la prochaine section pour le modèle de turbulence K -  $\epsilon$ .

### 2.4.2.2. Modèle de turbulence à deux équations K - $\epsilon$

Les deux équations du modèle K -  $\epsilon$  représentent le transport de l'échelle de vitesse et de l'échelle de longueur de la turbulence. La vitesse est proportionnelle à l'énergie cinétique turbulente k suivant:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i u_i} \quad (2.28)$$

D'une manière similaire une équation de transport peut être formulée pour la variable dépendant de l'échelle de longueur L. Dans le modèle de turbulence K -  $\epsilon$  la deuxième équation est:

$$\epsilon = C_\mu^{\frac{3}{4}} \cdot \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (2.29)$$

Où  $\epsilon$  est la dissipation de la turbulence. La raison de choisir  $\epsilon$  est l'hypothèse que le taux de dissipation de la turbulence est contrôlé par les fluctuations de grande échelle (voir section 2.4.1) transférant de l'énergie vers les petites échelles où elle est dissipée. l étant l'échelle de longueur des grand tourbillons de la turbulence, la dissipation devrait alors proportionnelle à k et l dans l'équation (2.29).

La modélisation de l'équation de  $\epsilon$  est basée sur des considérations dimensionnelles et sur une analogie avec l'équation de l'énergie k. Aussi, elle contient des approximations pour des termes source, de dissipation et de diffusion. Le terme source est nécessaire pour assurer q'une augmentation de l'énergie cinétique entraîne un taux de dissipation supérieur. Le terme de dissipation permet la décroissance de l'énergie cinétique, La diffusion est habituellement modélisée proportionnellement à un gradient.

L'équation de transport pour  $\epsilon$  incluant ces trois termes, où le taux de variation est équilibré par des termes de transport par convection et diffusion et par le processus de production et de destruction de la turbulence entraîne:



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

$$\underbrace{\frac{\partial \varepsilon}{\partial t}}_{\text{taux de variation}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial r}(U_r \varepsilon) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(U_\theta \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial z}(U_z \varepsilon)}_{\text{convection}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{\nu_e}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{\nu_e}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{\nu_e}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right)}_{\text{diffusion}} + \underbrace{C_1 P_k \frac{\varepsilon}{k}}_{\text{Source}} - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (2.30)$$

où le taux de production  $P_k$  est sous la forme:

$$\begin{aligned}
 P_k = & 2 \left( \frac{\partial U_z}{\partial z} \right)^2 + 2 \left( \frac{\partial U_r}{\partial r} \right)^2 + 2 \left( \frac{1}{r} \frac{\partial U_\theta}{\partial \theta} + \frac{U_r}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial U_z}{\partial r} + \frac{\partial U_r}{\partial z} \right)^2 \\
 & + \left( \frac{\partial U_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial U_z}{\partial \theta} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial U_r}{\partial \theta} + \frac{\partial U_\theta}{\partial r} - \frac{U_\theta}{r} \right)^2
 \end{aligned}$$

avec  $\nu_e = \nu + \nu_t$

Une expression pour la viscosité est trouvée en combinant l'équation (2.29) avec la relation de Kolmogorov – Prandtl:

$$\nu_t = C'_\mu \sqrt{k} l$$

Ce qui donne:

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2.31)$$

Où  $C_\mu$ ,  $C_1$  et  $C_2$  sont des constantes qui sont déterminées par comparaison avec les données expérimentales. Les détails des constantes sont exposés au chapitre 4.4.2 ci dessous pour les modèles étudiés

### 2.5. Swirl ratio:

Le taux de swirl (SR) est présenté ici car il caractérise le contenu du cylindre de la chambre de combustion et la capacité caractéristique de l'admission d'influencer le champ des écoulements lors de la compression. Les détails concernant la génération de swirl des modèles numériques sont discutés aux chapitres 4 et 5.

Il est défini comme la vitesse angulaire d'un écoulement de corps solide  $\omega_{sb}$  ayant une quantité de mouvement angulaire égal à l'écoulement réel, divisée par la vitesse de rotation du moteur.

$$SR = \omega_{sb} / 2 \pi N$$

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Il est généralement calculé à IVC et pendant la course de compression, lorsque la masse du contenu du cylindre reste constante. C'est un nombre sans dimension et une fonction de la position angulaire, c'est à dire,

$$SR = SR(\theta) \text{ avec } IVC < \theta < TDC$$

La valeur à IVC est une grandeur caractéristique qui représente la capacité de swirl de l'orifice d'admission. Elle peut être estimée à partir de données provenant de générateurs de flux ou à partir de profils de vitesses de swirl obtenues à différents niveaux à l'intérieur du cylindre du moteur.

### **3. Méthodes numériques pour les écoulements gazeux:**

Dans le chapitre 2 les équations gouvernant les écoulements considérés dans ce mémoire ont été présentées. A cause de leur complexité, des méthodes itératives doivent être appliquées pour atteindre une solution. Le principe des méthodes de discrétisation est exposé brièvement ci dessous, ainsi que la méthode itérative de résolution utilisée dans le code CFD pour la résolution des modèles.

Aucune description détaillée des algorithmes numériques ainsi que de la théorie mathématique n'est développée dans ce chapitre, cela allant au-delà de l'objet du travail effectué pour ce mémoire. De nombreux ouvrages comme ceux de H.K. Versteeg [4] et C.T. Shaw [5] traitent de ces méthodes de manière approfondie.

#### **3.1. Discrétisation des équations de conservation:**

Les équations de conservation définies au chapitre précédent sont discrétisées en divisant les écoulements en un nombre de volumes de contrôle ou cellules. Chacune de ces cellules entoure un nœud de la grille du domaine de solution P, comme illustré sur la figure 3.1. Le principe du processus de discrétisation est de remplacer les équations différentielles pour la totalité du champ des écoulements par des équations algébriques qui peuvent être évaluées par intégration dans chaque volume de contrôle. Ceci équilibre effectivement les variables à chaque cellules.

L'équation de conservation pour une variable quelconque  $\phi$  peut être écrite sous la forme suivante, basée sur le système de coordonnées cylindriques utilisé dans ce travail:

$$\underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial t} (r\rho\phi)}_{\text{taux de variation}} + \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r\rho U_r \phi) + \frac{\partial}{\partial \theta} (\rho U_\theta \phi) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho U_z \phi)}_{\text{convection}} = \underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{r \partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z} (\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z})}_{\text{diffusion}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{Source}} \quad (3.1)$$

Le terme  $\phi$  dans l'équation, peut être une composante de la vitesse, l'enthalpie, des quantité de turbulence, etc.

##### **3.1.1. Méthode des volumes finis:**

La plupart des logiciels de CFD tel que celui utilisé pour la création des modèles axisymétriques utilisent la méthode des volumes finis pour le calcul des écoulements gazeux.

Dans cette méthode, chacune des équations de transport peut être intégrée dans un volume de contrôle V écrite ci-dessous, en utilisant une notation condensée:

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

$$\int_V \left[ \frac{\partial (\rho\Phi)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}\Phi - \Gamma_\Phi \nabla \Phi) \right] dV = \int_V S_\Phi dV \quad (3.2)$$

Les termes de flux convectif et de diffusion à travers chacune des faces représentant le volume de contrôle  $V$  (les faces sont souvent notées E (east), W (west) etc. comme indiqué sur la figure 3.1 et sont à mi-chemin entre les nœuds de la grille. Ces flux peuvent être estimés en utilisant les valeurs des variables de la solution et des quantités du fluide mémorisées aux nœuds entourant chaque point P de la grille.

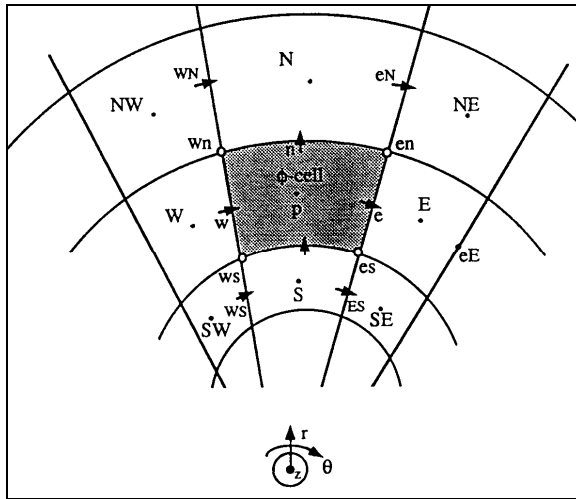


Figure 3.1: Grille de résolution dans le plan  $r - \theta$  pour la variable  $\phi$  [6]

La procédure d'intégration par volumes finis est plus efficace pour maintenir le principe de conservation des équations de transport que d'autres méthodes, et est plus flexible en terme de géométrie.

La discrétisation des termes dans l'équation (3.1) conduit à un ensemble d'équations aux différences algébriques, donnant la valeur de chaque variable  $\phi$  à chaque point P de la grille, en fonction des valeurs des variables aux nœuds voisins (N,S,E,W dans la figure 3.1, et de manière similaire dans le plan  $r-z$  pour les nœuds H (high) et L (low) dans la figure 3.2).

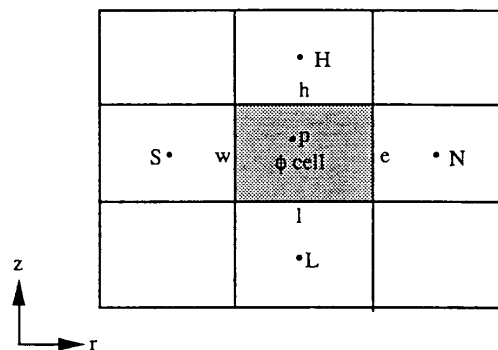


Figure 3.2: Grille de résolution dans le plan  $r - z$ . pour la variable  $\phi$  [6]

### **3.2. Obtention d'une solution pour les écoulements:**

De nombreux algorithmes existent pour obtenir une solution à partir des équations discrétisées. C'est généralement ce qui distingue les codes CFD pour calculer les champs de vitesses et de pression. Cette section présente une vue du schéma de résolution PISO présent dans le code CFD et utilisé pour la résolution des modèles réalisés dans ce travail.

Obtenir le champ des écoulements demande de trouver une solution pour les trois équations de quantité de mouvement qui satisfont à l'équation de continuité. Les quatre équations couplées sont non linéaires, étant donné que les termes de convection sont eux-mêmes fonctions de l'accélération du fluide, et les constantes sont fonctions de la résolution évolutive de la vitesse.

Habituellement, le couple pression/vitesse est utilisé pour les deux variables dépendantes pour calculer l'écoulement. La principale difficulté pour obtenir le champ des vitesses est le calcul de la pression. Les algorithmes utilisent différentes approches pour inclure l'équation de continuité dans la résolution de l'écoulement.

Pour les écoulements transitoires présents dans les chambres de combustion, un schéma entièrement implicite est utilisé. Étant donné que les champs de pression et des vitesses sont couplés, une solution entièrement implicite implique le couplage entre les deux nœuds (pour une variable donnée) et les variables (eg la pression et la vitesse).

Les schémas de résolution entièrement implicites n'ont pas en théorie de restriction sur l'incrément de temps  $\delta t$ , mais en pratique sont limités par le double couplage non linéaire. Les schémas peuvent être divisés en deux catégories: Itératifs et non itératifs. Ces termes sont trompeurs, car ils font référence au schéma global pour le calcul du champ de pression / vitesse, et non aux méthodes pour calculer une variable particulière à l'intérieur d'un incrément de temps. Donc les schémas non itératifs trouvent la solution directement, bien que cela demande souvent l'utilisation d'itérations pour résoudre un ensemble particulier d'équations implicites.

Le schéma non itératif tel que l'algorithme PISO utilise un unique niveau de prédiction, et un nombre de niveau de correction, et est présenté ci-dessous.

#### **3.2.1. L'algorithme PISO:**

L'algorithme PISO, pour Pressure Implicit with Splitting Operators est particulièrement adéquat pour les calculs transitoires, pour lesquels il s'est montré considérablement plus efficace que des méthodes itératives [7]

A la base il utilise une stratégie de prédiction – correction, rendue possible par l'emploi d'opérateur de division, pour découpler temporairement les équations de l'écoulement pour qu'elles puissent être résolues de manière séquentielle.

Dans le principe, à la fin d'un premier niveau de correction, un champ de pression  $p^{**}$  et un champ de vitesses  $u^{**}$  ont été calculés. Généralement le champ de vitesses après le premier niveau de correction ne satisfait pas les équations de quantité de mouvement. L'algorithme PISO calcule une valeur supplémentaire de vitesse  $u^{***}$  et du champ de pression  $p^{***}$  en fonction des valeurs précédentes. L'algorithme exécute ainsi plusieurs niveaux de correcteurs le long des même lignes, jusqu'à ce qu'une solution avec un degré requis de convergence soit obtenu.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

L'utilisation de l'algorithme PISO et son paramétrage pour la construction des modèles est détaillé au chapitre 4.4.2 ci dessous.

## **4. Simulations CFD en cycle fermé:**

La première partie du projet couvre des calculs CFD pendant le cycle fermé d'une chambre de combustion de moteur diesel HSDI dans des conditions moteur en cycle froid. Les caractéristiques particulières du moteur utilisé comme base pour les modèles numériques, et ensuite, la description du processus de modélisation et la stratégie étape par étape adoptée pour acquérir une compréhension exhaustive du fonctionnement du code CFD sont données. Différents modèles ont été réalisés et des comparaisons sont étudiées en fonction de leur niveau de résolution.

### **4.1. Moteurs Diesel à injection directe:**

Les moteurs diesel HSDI comportent des dispositifs spécifiques par rapport aux moteurs diesel à injection indirecte ou aux moteurs à essence à allumage commandés. Parmi ceux-ci le plus important consiste dans un piston comportant une cuvette profonde, qui peut avoir différentes formes selon les caractéristiques de conception de la chambre de combustion. Etant donné que le volume défini par le jeu entre le sommet du piston et la culasse du moteur diesel HSDI doit être réduit au minimum pour un contrôle optimum des émissions pour des niveaux de charge légers, la surface de la culasse en contact avec la chambre de combustion doit être plate. Une telle conception tend à augmenter le taux de compression et par conséquent, la combustion a lieu dans le piston puisqu'un jeu très réduit peut être réalisé de cette manière.

Parmi les autres spécificités des moteurs HSDI destinées à réduire les émissions en contrôlant de manière permanente le processus de combustion sont des orifices d'admission permettant de générer un mouvement de rotation du gaz, dit swirl (voir chapitre 2.5), quatre soupapes par cylindre et une position centrale et verticale des injecteurs.

De telles configurations sont relativement nouvelles pour les véhicules légers, et les développements de moteurs ont besoin de techniques de simulation pour fournir une compréhension complète des champs d'écoulement associés à de telles conceptions de chambres de combustion. La stratégie de développement du modèle ZGF est basée sur cette configuration. Par conséquent une approche de simulation axisymétrique a été adoptée pour les modèles CFD, particulièrement bien adaptée pour la modélisation des moteurs Diesel HSDI. Ainsi, l'objectif des modèles CFD est d'être aussi proche que possible d'une configuration réelle de moteur, en prenant comme référence les nouveaux moteurs PUMA en cours de développement chez Ford Motor.

#### **4.1.1. Le moteur PUMA:**

Le PUMA est un moteur diesel HSDI destiné à être conforme aux réglementations d'émissions polluantes Euro V et contient donc la plupart des configurations actuelles pour viser de tels niveaux d'exigence. Il correspond à une source d'énergie appropriée pour les véhicules de tourisme de faible puissance. Il inclut les dernières technologies Ford Motor et quelques prototypes avancés sont déjà en production.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Les caractéristiques principales du moteur sont une cylindrée de 2 litres avec quatre cylindres, équipés de turbocompresseur. Les principales informations utiles pour intégration dans les modèles CFD sont rapportées dans le tableau 4.1 ci-dessous.

PARAMETRES MOTEUR	PUMA 2.0L DI TCI
Puissance (ps)	115
Nombre de cylindres	4
Ø du cylindre (mm)	86
course du piston (mm)	86
Rapport de compression	21.7/1 (estimé)
Volume de balayage(litres)	0.52 (estimé)
Ø cuvette du piston (mm)	40,2
Jeu entre piston et culasse (mm)	0,74
Longueur bielle (mm)	155
Nombre de soupapes	4
Ø soupape d'admission (mm)	24
Déplacement max soupape d'admission (mm)	8,7
Angle de siège, soupape d'admission (°)	119° 30'
Soupape d'admission - rayon de désaxage (mm)	26,19
Rapport de Swirl	2,5
Ouverture soupape d'admission ( °BTDC)	9°
Fermeture soupape d'admission ( °ABDC)	37°
Début de l'injection ( °BTDC)	9°
Fin de l'injection ( °ATDC)	29°
Vitesse à pleine puissance (rpm)	4200

Tableau 4.1: Caractéristiques du moteur PUMA.

Comme la plupart des nouveaux moteurs diesel HSDI, les chambres de combustion sont coaxiales sauf les soupapes et comprennent quatre soupapes et un injecteur central et vertical par cylindre. Cet arrangement avec quatre soupapes augmente la surface globale pour l'admission, comparé à deux soupapes, fournissant ainsi une puissance spécifique plus élevée. Avec l'association d'un injecteur central, cette disposition est bien adaptée pour limiter les émissions polluantes. Les caractéristiques des doubles soupapes d'admission sont de diamètre intérieur de 26 mm avec un angle de siège de 30° et leur position sur la culasse est représentée sur la figure 4.2. Un évidement pour les soupapes est prévu dans la face de la culasse pour éviter une interférence avec le piston. A noter que c'est une meilleure alternative que des évidements dans la couronne du piston, qui tendent à perturber le mouvement de l'air dans ce type de chambre de combustion [21].



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

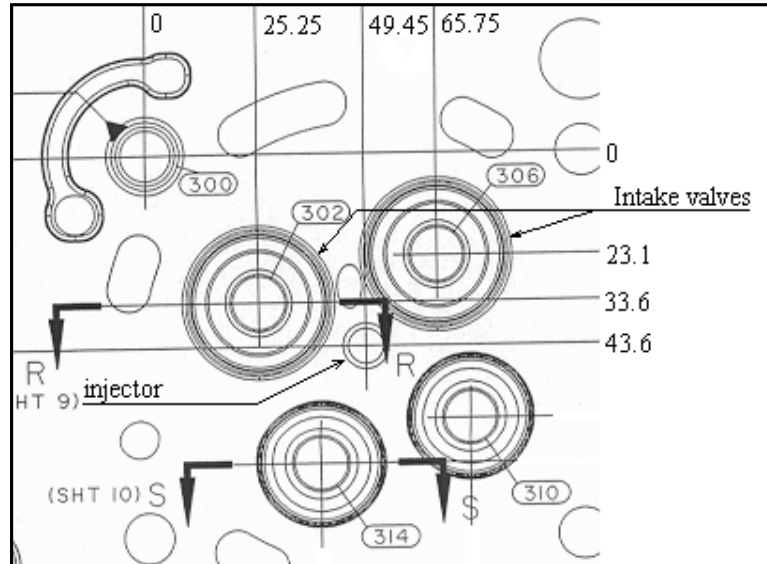


Figure 4.2: Position des soupapes dans la face de la culasse  
Plan de la culasse du PUMA - Ford

Le piston correspondant est donc axisymétrique incluant une forme de cuvette. Il est représenté sur la figure 4.3 ci-dessous. Autour de la partie centrale bombée, le mouvement de l'air doit être minimal pour que le carburant puisse rebondir dessus pendant l'injection, dispersant ainsi le spray en gouttelettes menant à la formation d'un film de carburant sur le cône pour obtenir un meilleur contrôle du processus de combustion [2].

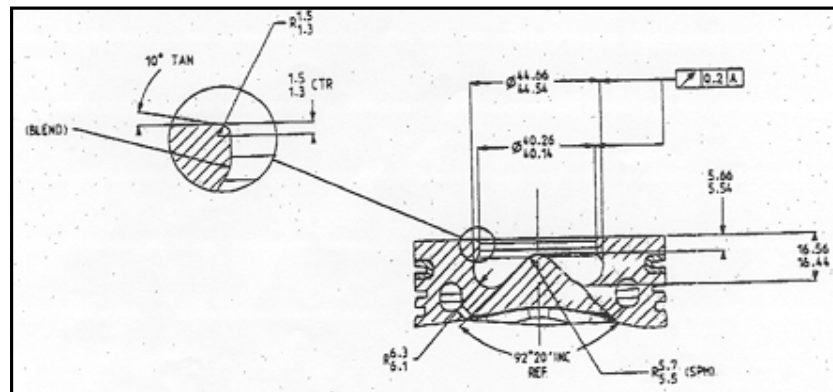


Figure 4.3: Géométrie du piston – Plan Ford.

Les orifices d'admission prennent une part importante dans le comportement du mouvement du gaz dans le cylindre. En association avec les soupapes d'admission et à leur profil d'ouverture, ils contribuent à produire le niveau du débit de l'écoulement entrant dans la chambre de combustion. En particulier le flux traversant le port d'admission est important, étant donné le rôle essentiel de la génération du mouvement de swirl. Dans le moteur PUMA, une combinaison de ports hélicoïdal et direct est utilisée, semblable à celle présentée sur la figure 4.4 ci-dessous.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

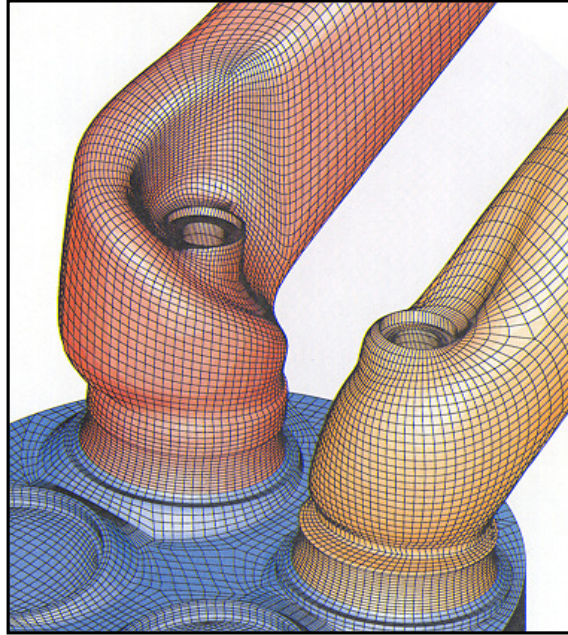


Figure 4.4: Forme des ports d'admission du moteur PUMA.[16].

Le port hélicoïdal a une forme de rampe peu prononcée. Il est conçu pour amener l'écoulement dans le cylindre avec un mouvement angulaire initial et ainsi produire la rotation du gaz de type corps solide autour de l'axe de la chambre. Le port direct décharge l'écoulement du gaz dans la chambre tangentiellement vers la paroi du cylindre où il est guidé dans un mouvement de tourbillon. Ces deux ports sont employés parce qu'ils se comportent différemment suivant la gamme de vitesse du moteur. Principalement, ils sont associés à la désactivation de port d'admission pour permettre un mouvement de swirl élevé à charge intermédiaire, en utilisant le niveau plus élevé de swirl produit par le port hélicoïdal, et à une efficacité volumétrique plus importante aux vitesses et charges élevées par le moyen du port direct utilisant ses capacités de débit linéaire.

L'écoulement du gaz traversant cet arrangement d'orifices d'admission dans les conditions de la chambre de combustion du moteur PUMA donne un rapport de swirl de 2,5. Il est défini comme référence pour les modèles CFD.

### 4.2. L'approche axisymétrique:

Selon les hypothèses de modélisation du programme de simulation ZGF, une approche de simplification a été adoptée en utilisant des modèles CFD axisymétriques.

Un intérêt de supposer que l'écoulement du gaz dans la chambre de combustion est en grande partie axisymétrique pendant la course de compression est d'économiser de la mémoire et du temps de calcul pour le modèle. En effet le domaine volumique de la chambre de combustion doit être subdivisé en plusieurs couches de cellules pour obtenir une précision suffisante du modèle. Ainsi les calculs numériques identiques se répèteraient dans chaque plan contenant l'axe de symétrie. Ceci demanderait du temps de calcul de manière prohibitive.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Par conséquent, en utilisant une seule couche axiale de cellules, associée à des conditions aux limites adéquates, permet d'économiser du temps et de la mémoire de calcul. Arbitrairement, 1/40ème du volume de la chambre de combustion a été généré pour créer le maillage du domaine de solution. Un angle de 9 degré a été estimé comme suffisant pour l'analyse numérique pour éviter la distorsion des cellules et obtenir un rapport d'aspect acceptable.

La stratégie axisymétrique amène à supposer que les dispositifs coaxiaux de la géométrie des moteurs diesel HSDI tels que le PUMA contribuent à produire une distribution axisymétrique du champ d'écoulement autour de l'axe de la chambre. C'est le cas pendant la majeure partie de la course de compression comme le suggèrent plusieurs études expérimentales compilées par Heywood [1] ou Arcoumanis et Al [12]. Cependant, certains écarts à cette hypothèse ont été rencontrés, comme la mise en évidence par Arcoumanis et Hadziapostolou [15 et 13], d'une légère précession du centre du swirl autour de l'axe de la chambre pendant les courses d'admission et de compression avec des géométries particulières de chambre de combustion.

Ces écarts des principales hypothèses n'ont pas été pris en considération à cause du compromis de simplification adopté pour le programme de simulation ZGF, où uniquement la distribution spatiale principale de l'écoulement du gaz est obtenue en utilisant une grille de quelques cellules. Par conséquent, de tels petits détails ne peuvent pas non plus être décrits de manière précise avec des maillages tridimensionnels de résolution semblable.

Dans le moteur PUMA comme dans tout moteur diesel à injection directe, la position des soupapes d'admission n'est pas coaxiale à l'axe de la chambre de combustion. Considérer des conditions axisymétriques dans les modèles CFD ne reflétera pas le comportement réel des écoulements d'admission entrant dans le moteur. De plus la forme des ports d'admission sont très complexes et différents, et ne pourraient pas être modélisées avec précision étant donné l'approche de simplification adoptée pour le projet.

Les orifices d'admission n'ont pas été inclus dans le domaine de solution des modèles CFD. Le profil de distribution de l'écoulement a été défini en utilisant des conditions aux limites d'admission pour les modèles CFD et par des conditions initiales appropriées au point mort bas (BDC) pour les modèles en cycle fermé. Par conséquent, pour les modèles CFD avec admission, la distribution des écoulements de gaz dans le cylindre pendant la simulation de la course d'admission n'a pas été analysée. Uniquement la distribution de l'écoulement de gaz résultant à la fin de l'admission – à la fermeture des soupapes (IVC) - a été prise en considération en fonction des conditions limites d'admission. L'analyse a été réalisée pendant la course de compression vers le point mort haut (TDC) pour évaluer les effets de l'écoulement du débit d'admission sur le mouvement du gaz emprisonné dans la chambre.

### **4.3. Conditions moteur en cycle froid:**

L'objectif principal du programme de simulation ZGF est de calculer les vitesses axiales, radiales et tangentielles dans le cylindre, pour les écoulements de gaz turbulents. Les autres processus dans les chambres de combustion de moteurs Diesel tels que la dynamique du spray de carburant ou la combustion dans le cylindre ne sont pas inclus dans le code. Par conséquent, les modèles CFD ont été établis avec le but de simuler les conditions moteur en cycle froid. Dans ce type de simulation, ni l'injection de carburant ni la combustion n'est impliquée. Les mouvements d'écoulements de gaz dans le cylindre sont étudiés pendant la course de compression, c.-à-d. la partie froide du cycle, jusqu'au début de l'injection.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Expérimentalement, de tels essais sont réalisés pour analyser les vitesses d'écoulement du gaz parce que les techniques de mesure, telles que les méthodes par laser Doppler ou anémométrie à fil chaud, ont des avantages pour mettre en évidence les effets possibles du mouvement des gaz sur la dynamique du spray de carburant. Etudier la configuration des écoulements après le début de l'injection et analyser son influence sur le processus de combustion ne pourraient pas être possible autrement. En effet, le dégagement d'énergie dû à la combustion du carburant modifie fortement le mouvement du gaz dans le cylindre et le processus par lequel les caractéristiques de combustion - c.-à-d. l'impact du spray de carburant sur les parois, la formation de gouttelettes, l'allumage et la propagation de la flamme - ont lieu ne serait pas compris correctement. Les expériences ont lieu dans des moteurs non soumis à la combustion, et ils sont actionnés par des moteurs électriques externes au lieu d'injecter du carburant.

### **4.4. Génération et préparation des modèles en cycle fermé:**

La première partie du projet a compris l'étude du mouvement des écoulements de gaz dans le cylindre pendant la course de compression sans aucun flux d'admission. C'était une première étape pour comprendre le comportement des écoulements en utilisant des modèles axisymétriques et pour évaluer si les principales hypothèses prises pour le code ZGF donnent des résultats équivalents avec le comportement typique des écoulements d'une chambre de combustion. Par conséquent les données d'entrée telles que la géométrie du domaine d'écoulement, les propriétés du gaz, les conditions aux limites ou les paramètres de contrôle de la solution ont dû être physiquement réalistes et présentés correctement pour l'analyse CFD pour assurer le succès de la simulation. Ces résultats ont fourni des informations pour la première phase du développement du programme ZGF.

#### **4.4.1. Stratégie de modélisation:**

Le but de l'étude était de comparer différents modèles. Un premier modèle axisymétrique représentant aussi exactement que possible la chambre de combustion du moteur Diesel PUMA a été développé, correspondant aux exigences de fidélité physique et de précision numérique. L'analyse numérique a été ensuite appliquée à des géométries comportant des simplifications graduelles. Ces caractéristiques voulant converger vers la géométrie de discrétisation de volume semblable au modèle ZGF représenté sur la figure 1.1.

Des conditions aux limites spécifiques ont été appliquées pour représenter le système physique modélisé. Son domaine de solution est limité par la culasse et les soupapes, le piston et la chemise de la chambre. De plus, des conditions aux limites cycliques ont défini les conditions d'axisymétrie, en limitant la taille du domaine où la distribution de l'écoulement du gaz se répète.

Ce cas principal de discrétisation du domaine de solution, décrivant la géométrie de chambre de combustion du moteur PUMA, a donc été employé comme modèle de référence. La géométrie a inclus un piston avec une forme de cuvette décrite sur la figure 4.3 de la section 4.1.1 ci-dessus et une culasse de surface plate.

A partir du modèle de référence, trois autres ont été construits: Deux directions différentes ont été prises avec le même objectif qui est d'établir des modèles intermédiaires se dirigeant vers la définition de la grille du modèle ZGF. Ces modèles intermédiaires doivent fournir des informations sur les caractéristiques principales des simplifications entre le modèle de référence et le modèle ZGF.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

La première direction a été de simplifier la géométrie du modèle de référence vers une définition de grille orthogonale utilisée pour le programme de simulation ZGF. Par conséquent, en utilisant la même discrétisation que le modèle de référence, une cuvette cylindrique dans le piston a été générée dans le modèle au lieu de la forme du piston du moteur Diesel PUMA. Le modèle a été réalisé pour évaluer les effets d'une variation de géométrie, en utilisant une discrétisation fine du maillage, et en maintenant un niveau de détail supérieur au modèle ZGF.

Du modèle précédent, un autre modèle a été décliné, en simplifiant la discrétisation du domaine de solution vers une définition de 6x6 blocs cylindriques utilisée dans le modèle ZGF. Ce modèle, utilisant la méthode des volumes finis pour la discrétisation des équations de Navier-Stokes, est une représentation exacte du modèle formulé par le code de simulation ZGF.

L'autre direction étudiée a été, comme pour le modèle précédent, de simplifier la discrétisation du domaine de solution du modèle de référence en conservant la même géométrie. Le quatrième modèle a été construit en utilisant la forme du moteur PUMA et une discrétisation du domaine de solution semblable au modèle ZGF, c.-à-d. en subdivisant le domaine en approximativement 27 cellules.

Cette approche n'utilise pas une définition de grille cartésienne, mais considère une création curviligne du maillage. Ce type de grille décrit plus précisément la chambre de combustion du moteur, mais est plus complexe à mettre en œuvre dans un programme de simulation. Ce devrait être la méthode à suivre si l'hypothèse de grille de blocs cylindriques est démontrée être non-valide.

Le lien entre les deux derniers modèles est fait par la simplification de la description géométrique du domaine de solution car les deux modèles ont approximativement le même nombre de cellules afin d'obtenir une précision numérique et des temps de calcul semblables.

Le diagramme représenté sur la figure 4.5 ci-dessous décrit la stratégie de modélisation entreprise et les directions alternatives vers la simplification du modèle ZGF.

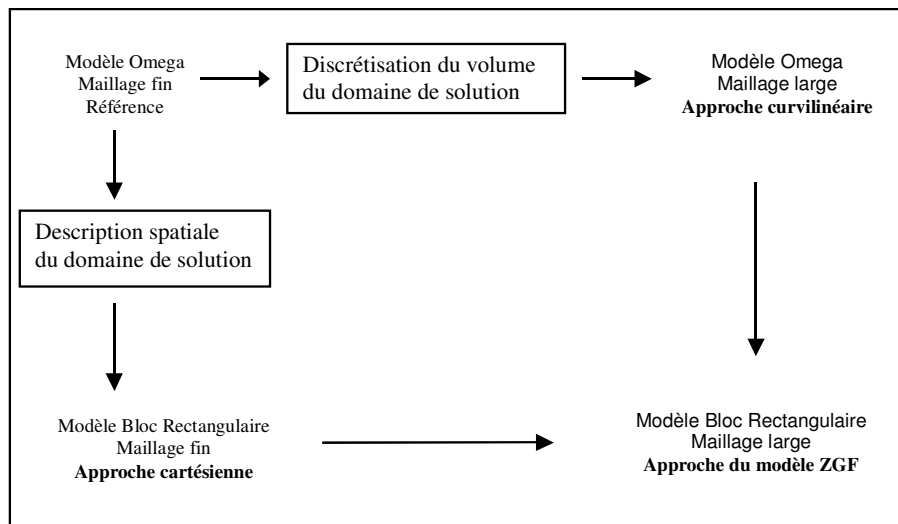


Figure 4.5: Diagramme représentation de la stratégie de modélisation

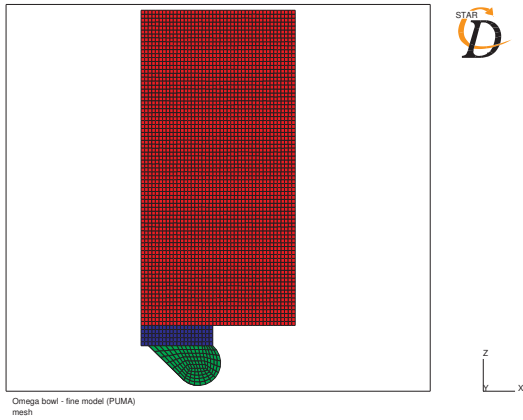
# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Le modèle de référence est également appelé « modèle Omega - à maillage fin » dans la suite du mémoire. Le nom de son équivalent avec grille de maillage large est « modèle Omega - maillage large ». Les deux autres modèles, ayant des géométries semblables s'appellent « modèle bloc cylindrique - à maillage fin » et « modèle bloc cylindrique - maillage large » respectivement. Ce dernier étant le modèle CFD équivalent au modèle ZGF.

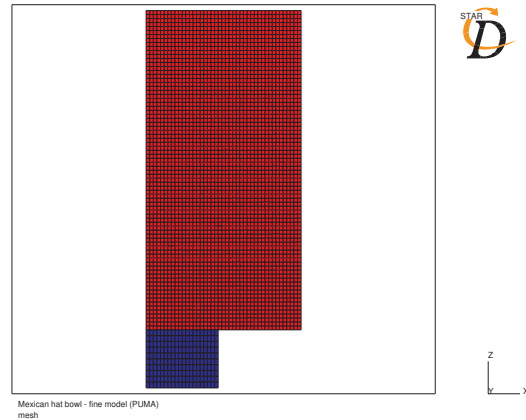
## 4.4.2. Description des modèles:

Cette section détaille le processus entrepris pour la construction des quatre modèles pendant l'étude de la simulation en cycle fermé. Une vue des maillages produits est montrée sur la figure 4.6 ci-après.

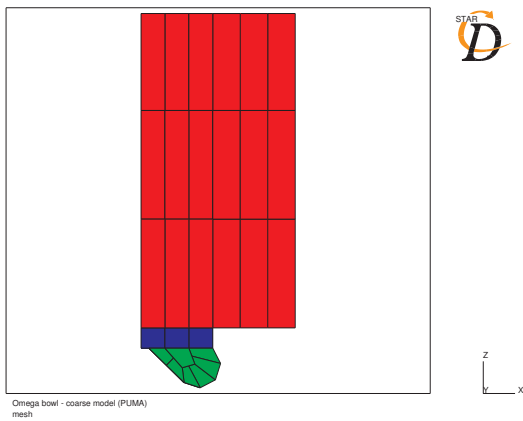
Figure 4.6: Maillage des différents modèles



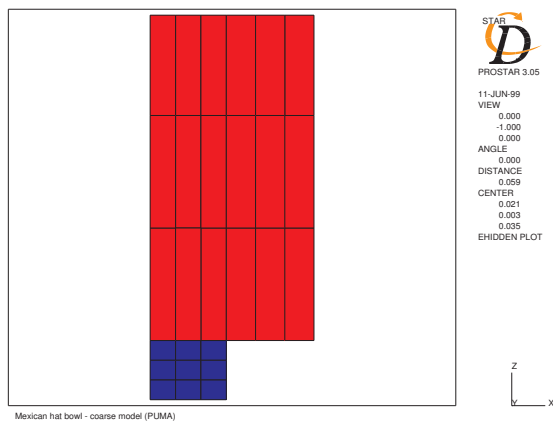
4.6a: Omega – modèle à maillage fin



4.6b: Bloc cylindrique - à maillage fin



4.6c: Omega – modèle à maillage large



4.6d: Bloc cylindrique – à maillage large

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## 4.4.2.1. Omega – Modèle à maillage fin:

Défini comme modèle de référence, tous les autres modèles ont été dérivés de lui. Par conséquent la plupart des caractéristiques décrites pour ce modèle sont valides aussi pour les trois autres modèles.

### a) Génération du maillage:

Le maillage a été généré en trois étapes en utilisant les possibilités de modélisation géométrique du module de prétraitement Prostar disponible dans le logiciel Star-CD. A la fois la génération automatique de maillage pour le volume du cylindre et la partie supérieure du volume de la cuvette incluse dans le piston, et la génération de maillage non structuré pour le reste du domaine de solution ont été appliquées. Le maillage non structuré était approprié étant donné la complexité du volume inférieur de la cuvette du piston; il a permis au maillage de s'adapter étroitement à la forme du domaine de solution. La génération automatique du maillage basée sur l'approche multi-bloc où le domaine d'écoulement est relativement simple à définir. Le maillage non structuré a été généré en utilisant la technique d'extrusion de surface de coque prédéfinie. La densité du maillage a été conservée autant que possible spatialement uniforme, réduisant au minimum la distorsion du maillage et donc la stabilité numérique, avec une discrétisation volumique suffisante, déterminant l'exactitude de la solution. Toutes les cellules étaient hexaédrales hormis celles se trouvant le long de l'axe de la chambre de combustion, qui sont des prismes triangulaires afin de s'adapter à la condition d'axisymétrie. Arbitrairement, le maillage dans le cylindre comporte une grille de 43x80 et la cuvette a été subdivisée en 226 cellules. Le nombre total de cellules est donc de 3666 cellules. Cette densité de maillage a été considérée comme étant une disposition spatiale proportionnée par son influence sur la vitesse de convergence et le temps de traitement requis pour chaque itération par l'unité centrale, pour atteindre une solution. Une connectivité arbitraire du maillage a été prise en compte entre le bloc de cellules non structuré et son interface avec les surfaces adjacentes à l'autre secteur de la cuvette du piston. Ce type de connectivité est nécessaire entre ces deux structures de maillage différentes pour conserver la continuité du domaine de solution. La programmation définissant le maillage est décrite dans le fichier du maillage d'une résolution typique en annexe B.

Tout le maillage a été généré en utilisant les systèmes de coordonnées global et local. Le système de coordonnées polaire global  $O, r\theta z$  a été spécifié avec son origine à l'intersection de l'axe de la chambre de combustion et de la face de la couronne du piston. L'axe  $r$  définit le rayon du cylindre, l'axe  $\theta$  la direction tangentielle et l'axe  $z$ , l'axe de la chambre de combustion avec sa direction vers la surface de la culasse. Le système de coordonnées cylindrique local a été utilisé pour définir les sommets de la forme curviligne de la cuvette du piston. Il est référencé par rapport au système de coordonnées global.

### b) La géométrie externe:

Le profil exact de la cuvette du piston du moteur Diesel PUMA représenté sur la figure 4.3 dans la section 4.1.1 était impossible à reproduire. Un raffinement du maillage aurait été nécessaire pour détailler les cellules près des limites, pour inclure les divers rayons de transition existant dans le piston. Un tel raffinement du maillage aurait augmenté le temps de calcul et aurait donné un maillage plus complexe à générer.

De plus, de tels détails n'auraient pas pu être définis avec le programme ZGF et les modèles CFD à large maillage, étant donné l'approche de simplification adoptée pour l'étude. Selon ce postulat, de tel petit détail n'influence pas la tendance générale du comportement des

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

écoulements du gaz dans la chambre de combustion. Par conséquent tous les congés dans la cuvette du piston et le lamage autour des soupapes dans la culasse ont été omis. Ceci a permis au modèle à maillage fin d'être généré plus facilement qu'il n'aurait été autrement, et de concevoir une forme semblable pour le modèle Omega à maillage large. La figure 4.7 représente la géométrie de la cuvette du piston utilisée pour le modèle CFD. Cependant, ces angles aigus pourraient augmenter la température locale et le coefficient de transfert de chaleur à la paroi pour les modèles à maillage fin. Comme le coefficient de transfert de chaleur et la température sont des valeurs moyennées dans le volume de contrôle, l'influence d'un changement de géométrie sera plus importante pour les modèles à maillage fins. Un effet possible serait l'augmentation de la vitesse des gaz entraînant un coefficient de transfert de chaleur plus élevé par la convection générée par la forme de l'arête. Ceci doit être pris en compte lors de l'analyse des résultats dans ces zones.

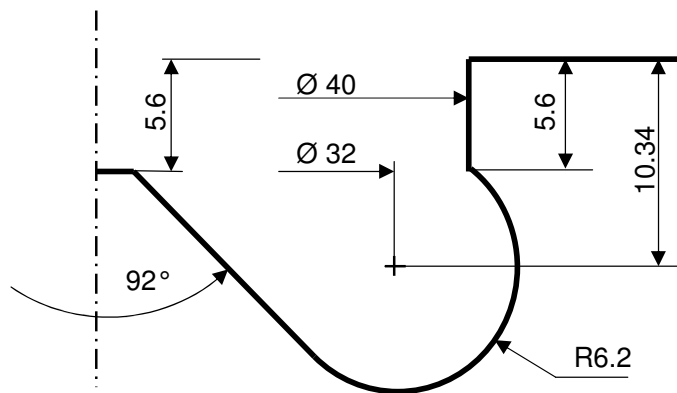


Figure 4.7: Géométrie de la cuvette du piston pour le modèle CFD Omega

Autre petite inexactitude pouvant se produire à cause des faces des cellules aux limites se composant de facettes. Par conséquent le rayon dans la cuvette du piston n'est pas réellement curviligne. Une telle erreur est limitée pour une taille de cellule plus petite du modèle à maillage fin.

Il convient de noter que les axes  $x$ ,  $y$ , et  $z$  montrés sur les tirages de post traitement tout le long du rapport représentent directement les axes de coordonnées cylindrique  $r, \theta, z$  respectivement.

### c) Caractérisation de l'écoulement et propriété des matériaux:

Des caractéristiques d'écoulement appropriées ont été implémentées dans le code pour définir la nature de l'écoulement pour les calculs. Les caractéristiques principales définissant l'écoulement du gaz dans la chambre de combustion du moteur sont qu'il est instable, fortement turbulent et compressible. Des modèles mathématiques appropriés et les algorithmes de résolution numérique ont été choisis en conséquence.

Les conditions physiques de l'écoulement sont essentiellement instables dû au mouvement du piston. Ce mouvement génère une augmentation de la puissance des forces de volume, amenée par exemple par la rotation solide de l'écoulement autour de l'axe de la chambre de combustion, connue sous le nom de swirl, relativement aux contraintes de viscosité ou de turbulence. Ainsi l'écoulement devient physiquement instable. Dans ces circonstances, le mode de résolution transitoire a été spécifié. De hauts niveaux de turbulence



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

sont nécessaires et obtenus dans les moteurs Diesel HSDI pour faire correspondre les exigences du mélange air - carburant et la combustion.

La compressibilité est réalisée en utilisant l'air considéré comme gaz idéal avec à la fois dépendance par rapport à la température et à la pression, et satisfait donc à l'équation d'état pour un gaz idéal compressible. En raison de la dépendance de compressibilité, le calcul précis de la distribution des températures a été nécessaire. Le principe de la conservation de l'enthalpie statique a été choisi pour la formulation de l'enthalpie thermique. La viscosité cinématique, la chaleur spécifique et la conductivité thermique pour l'air ont été définies constantes et les valeurs appropriées trouvées dans la base de données ont été entrées dans le système. La viscosité cinématique  $\mu$  est conservée constante comme première approximation, car elle est en réalité dépendante de la température. Une liste des données concernant l'air se trouve dans le tableau 4.8 ci-dessous.

Données pour l'air	
Nom moléculaire	air
Masse moléculaire	28,96
Température de référence (°K)	293
Densité	1,205
Chaleur spécifique $C_p$ (J/(kgx°K))	1006
Viscosité cinématique	1,81E-05
Conductivité thermique k	0,02637

Tableau 4.8: Propriétés de l'air.

Les propriétés pour les simulations sont récapitulées dans le tableau 5.9.

Matériau	air
Calcul de température	statique
Option d'enthalpie	thermique
Densité	ideal - f(T,P)
Modèle de turbulence	K - $\epsilon$

Tableau 4.9: Propriétés des modèles.

Le modèle de turbulence K- $\epsilon$  a nombre de Reynolds élevé a été utilisé dans les modèles CFD. Sa formulation linéaire a été utilisée. Cette option de modélisation turbulente a été choisie principalement pour sa simplicité: Uniquement des conditions initiales et aux limites doivent être fournies au modèle, et il est bien établi comme le modèle de turbulence le plus largement validé [4]. La turbulence a été modélisée en mettant l'accent sur une résolution économique, à la fois en termes de temps de calcul et de besoin de stockage de données, afin d'obtenir un modèle de simulation à bas coût lors du calcul du niveau de turbulence avec les modèles CFD à maillage large. Les conditions aux limites de non glissement pour l'écoulement turbulent près des parois ont été appliquées en utilisant des

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

fonctions de parois. C' est une méthode économique pour représenter les couches limites turbulentes aux parois, c.-à-d. le long du cylindre, du piston et de la culasse. Le modèle de turbulence K- $\epsilon$  est utilisé en combinaison avec ces fonctions de parois. Leur application est discutée dans la section 4.6 ci-après et les détails du modèle de turbulence de K- $\epsilon$  relatif aux écoulements de gaz dans les chambres de combustion des moteurs Diesel, sont décrits au chapitre 2.4.2.

Le modèle de turbulence à nombre de Reynolds élevé a besoin de l'apport de paramètres et coefficients. Les coefficients sont empiriques et ont été trouvés dans la littérature relative aux écoulements turbulents typiques des chambres de combustion de moteurs traitées par l'utilisation du modèle de turbulence K- $\epsilon$  [7], [18], [19] & [22]. Le tableau 5.10 ci-dessous donne un résumé de la description du modèle de turbulence K- $\epsilon$ .

Modèle de turbulence	K- $\epsilon$ linéaire
Fort nombre de Reynolds	
Longueur	0,016
C <sub>mu</sub>	0,09
C <sub>e1</sub>	1,44
C <sub>e2</sub>	1,92
C <sub>e3</sub>	1,44
C <sub>e4</sub>	-0,33
(Kappa)	0,419
Sigma k	1
Sigma e	1,219
Prandtl (Enth.)	0,9

Tableau 4.10: Paramètres du modèle de turbulence K- $\epsilon$

### d) Conditions initiales et aux limites:

Au démarrage des calculs numériques, les conditions initiales et aux limites ont été fournies. Elles définissent les variables caractéristiques du champ d'écoulement dans le domaine de solution et ses limites. Dans les applications d'écoulement transitoire, comme c'est le cas avec les champs d'écoulements dans les chambres de combustion des moteurs Diesel, l'information fournie a une signification physique directe et influera sur le cours de la solution. Avoir conscience de l'implication du choix des conditions initiales était importante pour l'analyse.

La caractéristique principale du champ des écoulements dans les chambres de combustion de moteurs Diesel HSDI est le swirl produit par les ports d'admission. Dans la première phase du projet, il a été supposé que le taux de swirl de 2,5 du moteur PUMA était uniforme le long de l'axe de la chambre de combustion. C'est une approximation, étant donné que les écoulements d'admission à travers les soupapes, qui produisent le mouvement de swirl du flux d'air, n'ont pas été simulés. Ils génèrent une distribution de l'écoulement, qui n'est pas uniforme dans le cylindre. Il y a habituellement une stratification du swirl, l'écoulement près de la culasse est comparativement désorganisé et éloigné d'une rotation de corps solide [1].

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Toutefois la distribution uniforme du swirl est considérée adéquate, car uniquement les écoulements principaux sont à l'étude dans le modèle ZGF et les modèles CFD à maillage large. Tout le restant des variables dépendantes de l'écoulement du gaz au démarrage des calculs a été défini avec les valeurs listées dans le tableau 4.11 ci-dessous. Ces valeurs ont été assignées à tous les points du maillage. Les conditions initiales ont été définies au point mort bas (BDC) avant la course de compression. Les valeurs ont été choisies arbitrairement et ne reflètent pas les paramètres du moteur PUMA pour des conditions identiques de fonctionnement. Bien que les résultats quantitatifs pour ces modèles ne devraient pas être pris en compte, ils sont un moyen adéquat pour la validation du modèle ZGF, pour des valeurs identiques assignées comme conditions initiales dans les mêmes conditions de fonctionnement.

u,v,w	0
Omega (rpm)	10000
Pression (Pa) absolue	1E+06
Turbulence	K-e
Energie de la turbulence k	0
epsilon	0
Température ( °K)	293

Tableau 4.11: Paramètres des conditions initiales.

Dans le tableau 4.11 ci-dessus, le paramètre oméga représente la vitesse de swirl en t/mn. La conversion à partir du rapport de swirl est donnée au chapitre 2.5. Une vue de la distribution initiale du swirl à BDC pour le modèle Omega est montrée sur la figure 4.12 ci-dessous. À ce stade, aucune valeur de turbulence n'a été assignée au modèle. Ceci a fourni l'opportunité d'évaluer la génération d'énergie de turbulence pendant la résolution. Le champ des écoulements spécifié a été initialisé sur la base des conditions aux limites actuelles assignées au modèle au début des calculs, y compris une condition de non glissement aux parois. La distribution des vitesses et de la pression ont été ajustées par le code CFD. De plus, comme les écoulements dans les cylindres sont compressibles, la distribution initiale de la densité et de la température a été également ajustée basée sur l'hypothèse de condition isentropique.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

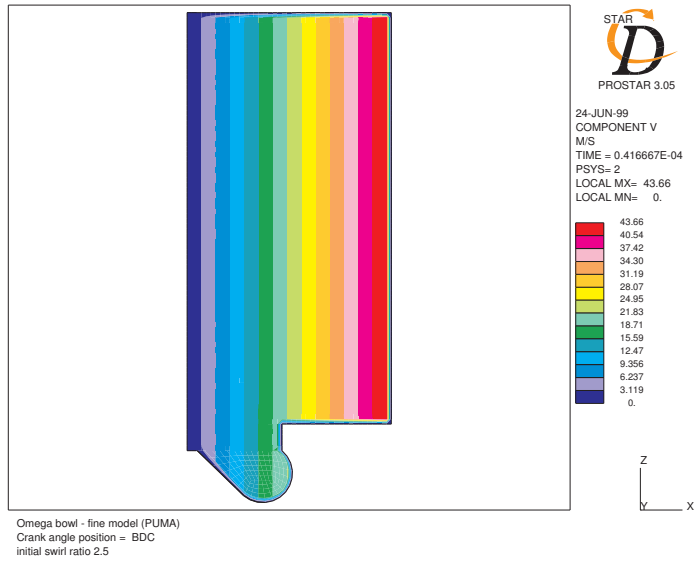
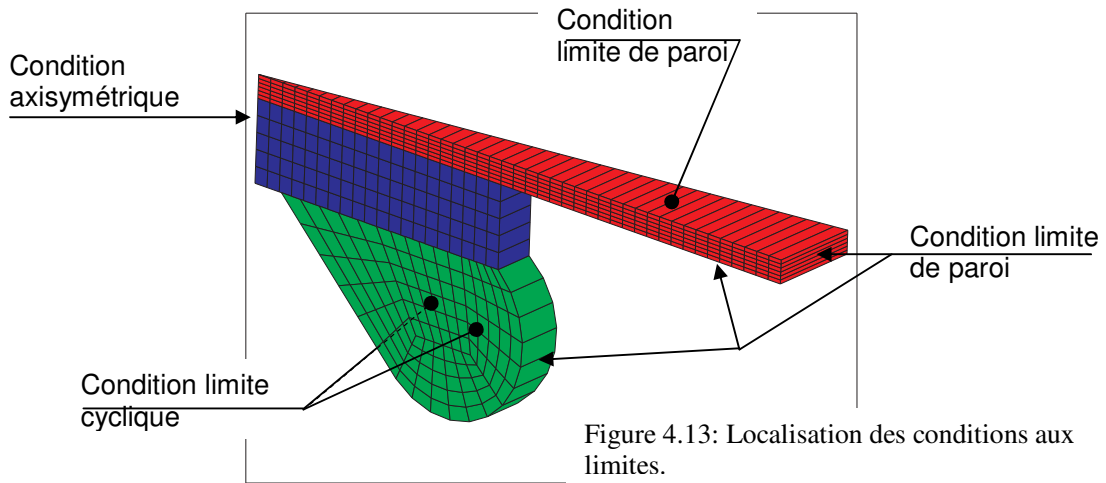


Figure 4.12: Distribution des vitesses de swirl initial.

Les conditions aux limites ont été identifiées aux faces des cellules appropriées à la périphérie du maillage. La topologie des limites a été directement connectée au maillage de volumes finis et les caractéristiques de localisation des limites sont relativement bien connues. Deux différents types ont été spécifiés : Des conditions aux limites de parois représentant les surfaces solides, c.-à-d. la culasse, le bloc cylindre et le piston, et des conditions aux limites cycliques représentant la condition d'asymétrie du modèle. La figure 4.13 ci-dessous définit la localisation des conditions aux limites.



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

La condition aux limites de paroi est la condition par défaut sur la surface externe du maillage. Les parois limitent le domaine de solution. La spécification de leurs caractéristiques nécessite de prendre en considération la nature des équations de transport à résoudre. Etant donné qu'on considère des écoulements visqueux, l'option de non glissement a été choisie, pour des vitesses aux parois définies égales à zéro. L'écoulement des gaz dans les couches limites a été traité en utilisant des fonctions de parois logarithmiques et une valeur de 9,0 a été définie pour le coefficient empirique  $E$ . Le paramètre de rugosité est dérivé de corrélations de parois lisses convenant pour les chambres de combustion des moteurs Diesel [7] et [22]. Des investigations sur le traitement des couches limites sont discutées en détail dans la section 4.6. ci-après. Les hypothèses supplémentaires de parois adiabatiques, stationnaires et imperméables ont été définies. Les parois stationnaires sont des spécifications appropriées excepté pour le piston où un maillage mobile a été mis en place et est discuté dans la prochaine section.

Dans une première étape, des conditions aux limites thermiques de paroi adiabatique et imperméable ont été définies pour comparaison avec les écoulements de gaz zonal. D'autres options pour raffiner le modèle seront à étudier ultérieurement.

L'approche axisymétrique pour le modèle CFD a demandé l'application d'une paire de conditions aux limites cycliques, de ce fait imposant une condition d'écoulement répétitive. Ce type de condition limite a été imposé par le mouvement de swirl dans la chambre de combustion. Ces conditions permettent aux vitesses de swirl d'être calculées et équilibrent l'écoulement de rotation entre les frontières du domaine, au lieu d'utiliser le plan des conditions aux limites de symétrie où ne serait imposé aucun écoulement à travers les plans de symétrie. Une correspondance intégrale entre les deux régions a été réalisée en utilisant la topologie régulière de maillage dans la direction de  $\theta$  et le système de coordonnées polaires global. Toutes les variables ont été mises en correspondance dans les paires cycliques ; c.-à-d. ni chute de pression ni débit massique fixe n'ont été prescrits.

### e) Mobilité du maillage:

En fonction du mouvement du piston dans une chambre de combustion de moteur Diesel, le domaine de solution lié à la modélisation des écoulements doit inclure un type de conditions limites mobile. En effet, on doit permettre aux conditions aux parois représentant la surface du piston de changer de position et les faces des cellules associées doivent varier en fonction du temps.

La construction du maillage a été réalisée en considérant cette importante caractéristique de modélisation. En particulier le maillage a été structuré en couches successives parallèles au-dessus de la couronne du piston. Ceci a permis de redistribuer le maillage dans tout le cylindre de la chambre de combustion sans créer de distorsion excessive à chaque itération. Les commandes de Prostar pour l'application du maillage mobile au modèle à maillage fin Omega sont listées dans le fichier `movegrid_command` en annexe C. Dans le principe, l'opération de changement de grille est utilisée pour modifier les positions des nœuds du maillage en fonction du temps. Chaque changement est spécifié à chaque itération successive. Des commandes Prostar sont employées lors de la résolution et utilisent des paramètres tels que le dernier numéro d'événement exécuté EVEX ou la position du piston YPST pour stocker des données concernant le modèle.

### f) Suppression de couches de cellules:

Pendant la simulation de la course de compression, les caractéristiques du moteur PUMA ont une course de 86 millimètres et un jeu entre le piston et la culasse de 0,74

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

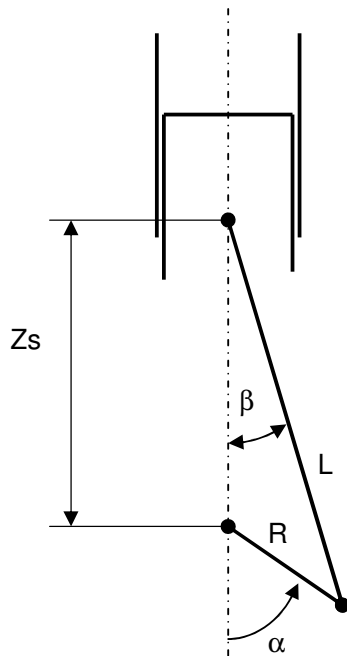
millimètres à TDC. Comme le modèle à maillage fin Omega comporte 80 couches de cellules dans le cylindre, à TDC il y aurait eu 80 cellules dans 0,74 millimètres d'épaisseur. Le rapport d'aspect en résultant pour chaque cellule aurait été très distordu et aucune solution n'aurait pu être atteinte à cause de problèmes d'instabilité numérique. Par conséquent un autre dispositif a été nécessaire, en raison de la grande variation de la taille du domaine de solution, pour limiter la densité des cellules. Dans le modèle, la capacité d'enlever des couches de cellules pendant la course de compression et de les ajouter pendant la course d'expansion a été mise en place dans le domaine de solution.

En association avec le dispositif de maillage mobile, une couche de cellules est enlevée du domaine de solution en joignant les faces de deux cotés opposés, dans la direction de l'axe de la chambre de combustion. Une couche entière est supprimée lors d'un évènement spécifique. La suppression de couches de cellules modifie la connectivité des cellules et l'opération de maillage mobile spécifie la géométrie du maillage. Les deux opérations ont été liées par le module de commande d'évènement. Le fichier d'évènement en annexe B énumère les commandes employées pour définir le déplacement des couches de cellules au moyen de boucles, pour la suppression de couches de cellules pendant la course de compression et l'ajout de cellules pendant la course d'expansion. Chaque boucle spécifie 78 évènements successifs de durée égale entre BDC et TDC pour supprimer ou ajouter des couches correspondantes.

g) Vitesse du moteur:

Le mouvement du piston dans la chambre de combustion est lié à la vitesse de rotation du vilebrequin. Pour modéliser cette cinématique, au début de chaque itération, la position des conditions aux limites du maillage est définie comme ci après:

Etant donné le mécanisme bielle - manivelle représenté sur la figure 4.14 ci-dessous, la course du piston peut être définie par :



$$Z_s = L \cos \beta - R \cos \alpha$$

$$L \sin \beta = R \sin \alpha$$

$$\Rightarrow \sin \beta = \frac{R}{L} \sin \alpha$$

en utilisant  $\cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta}$

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \times \sin^2 \alpha}$$

Figure 4.14: Représentation du mécanisme bielle – manivelle.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

La course du piston par rapport à BDC peut être calculée en fonction du temps comme ci après:

$$Z_s = L \sqrt{1 - \left(\frac{R}{L}\right)^2 \times \sin^2 \alpha} - R \cos \alpha \quad (4.1)$$

L'équation (4.1) peut être dérivée une fois pour donner la vitesse instantanée du piston:

$$\dot{Z}_s = \omega R \sin \alpha \left[ 1 - \frac{\cos \alpha}{\sqrt{\frac{L^2}{R^2} - \sin^2 \alpha}} \right] \quad (4.2)$$

La position de la condition de paroi mobile dans le modèle représentant la couronne du piston est spécifiée par l'intermédiaire de la commande evpa listée dans le fichier des évènements en annexe B, en utilisant les paramètres globaux de l'équation de la course associés à la vitesse de rotation du vilebrequin en t/mn.

Les étapes des événements sont calculées en conséquence en spécifiant le temps par rapport au nombre de tour du vilebrequin par itération. Pour le modèle, le nombre d'itérations a été spécifié à 1080 pour tout le calcul et la vitesse du moteur à 4000 t/mn. Cette vitesse de moteur a été conservée pendant tout le projet pour faire des comparaisons sur une même base. Elle a été choisie, étant donné qu'un des objectifs finaux de l'intégration du programme de simulation ZGF est de fournir des coefficients de transfert de chaleur coté gaz aux modèles pour l'analyse des contraintes thermiques par éléments finis. Habituellement, ces conditions aux limites thermiques sont appliquées pour des conditions de puissance maximum du moteur. Cette vitesse proche de la vitesse maximale de 4200 t/mn est également intéressante pour des comparaisons avec des données expérimentales qui sont généralement réalisées autour de cette gamme de vitesse du moteur.

### h) Contrôle de la résolution numérique:

Un contrôle appropriée du processus de résolution numérique appliqué aux équations d'écoulement a été mis en place dans le modèle CFD pour assurer un rendement numérique acceptable. Comme spécifié plus tôt, la nature instable de l'écoulement amène à utiliser une procédure de calcul transitoire. Ainsi, à partir des conditions initiales et aux limites définies à BDC, 360 degrés ont été simulés, représentant la compression suivie de la course d'expansion. Le schéma de différenciation du premier ordre entièrement implicite a été choisi pour la discrétisation des équations, car il s'est avéré donner une solution suffisamment précise en utilisant moins de mémoire et de plus larges pas d'itération. La solution utilise l'algorithme PISO pour la résolution de la pression et soit un schéma de différenciation supérieur (Upwind Differencing – UD) pour les équations de transport ou un schéma de différenciation central (Central Differencing - CD) pour la densité. Ceux-ci amènent à un nouvel état en une succession d'itérations discrètes. La durée de l'incrément de temps  $\delta t_c$  a été déterminée pour des considérations de précision à un tiers de révolution du moteur; c'est-à-dire 1080 itérations

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

ont été définies pour les 360 degrés de la simulation. Ces itérations ont été définies pour être du même ordre de grandeur que le plus petit temps caractéristique  $\delta t_c$  pour la convection et la diffusion, c.-à-d.

$$\delta t_c = \min\left(\frac{\delta L}{U}, \frac{\rho \delta L^2}{\Gamma}\right)$$

Où  $U$  &  $\Gamma$  sont une vitesse et une diffusivité caractéristiques,  $\delta L$  est une dimension moyenne du maillage.

Ensuite le contrôle de la solution numérique a été réalisé en surveillant le nombre courant maximum pour chaque itération, c.-à-d.:

$$\text{Nombre courant} = \frac{\delta t}{\delta t_c}$$

En maintenant le nombre courant maximum égal à 1 signifie qu'à chaque itération, l'information a été convertie à travers une cellule ayant la dimension de  $\delta L$ . L'itération a été définie à  $0,139 \cdot 10^{-4}$  seconde. C'est un compromis afin de ne pas augmenter considérablement la durée du calcul. Une telle valeur évite cependant, l'instabilité numérique et donne une précision temporelle raisonnable. En parallèle, la valeur du facteur de correction a été augmentée de la valeur par défaut jusqu'à 100 et la correction de pression sous relaxation a été établie à 0,8 pour prendre en considération la configuration de maillage mobile ainsi que les effets de compressibilité pendant la résolution. Le tableau 4.15 ci-dessous récapitule les paramètres utilisés pour les calculs. Les autres réglages incluent les calculs en double précision pour réduire les effets des erreurs d'arrondis de calcul, et divers paramètres de contrôle de sortie et de solution pour la modélisation transitoire. Toutes les commandes appropriées sont décrites dans le fichier des événements de la solution typique exécutée en annexe B.

Paramètre	variable			
	vitesse	pression	turbulence	enthalpie
Tolérance du solveur	0,01	0,001	0,01	0,01
sweep limit	100	1000	100	100
Limite du facteur de correction = 100				
Facteur de relaxation du correcteur de pression = 0.8				
Tolerance du niveau de correction= 0.25				

Tableau 4.15: Paramètres de contrôle pour les calculs transitoires PISO.



## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

### **4.4.2.2. Modèle Bloc cylindrique – Maillage fin:**

La seule différence entre ce modèle et le modèle Omega - à maillage fin a consisté en une géométrie différente pour la cuvette du piston. Ce modèle a une forme cylindrique simple utilisant les possibilités de maillage multi bloc automatiques. Une vue du maillage est montrée dans la figure 4.6b ci-dessus. Le point important à été de conserver le même volume pour la cuvette du piston que le modèle Omega - à maillage fin pour obtenir une masse de gaz emprisonnée identique à IVC, ceci étant le paramètre essentiel pour la comparaison entre les différents modèles en cycle fermé, et ultérieurement pour la comparaison avec les modèles CFD avec écoulements d'admission. La géométrie a conservé le même diamètre de cuvette, soit  $\varnothing 40$  mm et la profondeur résultante de la cuvette est de 15,78 mm. Un diamètre de cuvette identique au niveau de la lèvre du piston doit être spécifié afin de ne pas influencer le comportement du mouvement de chasse centripète dit «squish» de l'écoulement du gaz pendant la course de compression jusqu'à TDC.

Comme la géométrie du maillage est plus simple, aucune connectivité arbitraire du maillage n'a été nécessaire entre la cuvette et le cylindre. Le cuvette du piston a été divisée en utilisant une grille de 20x11, obtenant 3660 volumes de contrôle pour le modèle complet. Le restant des caractéristiques du modèle a été conservé comme celles du modèle Omega - maillage fin, ayant pour résultat que la seule variation entre les deux modèles à été focalisé sur le changement de géométrie.

### **4.4.2.3. Modèle Omega – Maillage large:**

Comme approche de simplification supplémentaire du modèle Omega à maillage fin, ces caractéristiques ont été adaptées à une résolution de grille plus faible du domaine de solution.

La génération du maillage a adopté la même approche que le modèle de référence mais en utilisant une grille large. Le domaine de solution a été divisé en 6x3 cellules pour le cylindre et en 8 cellules pour la cuvette du piston suivant les indications de la figure 4.6c ci-dessus. Le nombre total pour le modèle est de 28 cellules. Cet arrangement de maillage est considéré comme étant la discrétisation minimum du domaine de solution pour une distribution suffisamment détaillée du champ des écoulements. Comme la géométrie externe du maillage est identique au modèle Omega à maillage fin, aucune différence de volume n'en résulte hormis une petite différence due à la forme non-curviligne du rayon principal de la cuvette du piston. Cette différence a été considérée négligeable.

Un mouvement du maillage semblable a été mis en place dans le modèle, utilisant le même processus, mais aucune suppression de couche de cellules n'a été spécifiée. Comme la hauteur du cylindre contient seulement trois cellules, le rapport d'aspect résultant a été considéré acceptable en contrôlant le nombre d'itérations et les paramètres de contrôle de la solution numérique spécifiés pour atteindre une solution correcte pour le modèle. Seulement 360 itérations ont été spécifiées, c'est-à-dire une itération par degré d'angle de vilebrequin. Les autres paramètres de contrôle de la solution numérique restant les mêmes que le modèle de référence. Ceci donne trois cellules à SOI dans le cylindre, ce qui fournit une résolution du maillage adéquate pour l'évaluation du comportement des écoulements de gaz sur un modèle défini avec une grille large. De cette façon, il correspond au modèle ZGF, qui ne contient aucune méthode de suppression de couche de cellules. Par conséquent, le dispositif de mouvement du maillage a utilisé un événement unique pour initialiser la condition aux limites mobile représentant le piston, avant la compression.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

### **4.4.2.4. Modèle Bloc cylindrique – Maillage large:**

Le dernier modèle a associé la géométrie Bloc cylindrique à maillage fin avec la configuration de résolution numérique du modèle Omega – maillage large.

Le domaine de solution a été divisé en 18 cellules dans le cylindre et 9 cellules dans la cuvette du piston, donnant un modèle de 27 cellules. La figure 4.6d ci-dessus montre une vue du maillage. Dans ce modèle le plus simple, la grille numérique n'est pas uniforme pour correspondre à la géométrie de la chambre de combustion et pour permettre d'avoir une grille relativement plus fine dans la cuvette du piston au début des calculs. Une telle discrétisation de volume de la cuvette permet de fournir une résolution spatiale au modèle, là où ont lieu les processus de spray et de combustion.

Environ 50 modèles ont été construits pendant l'étude, pour obtenir une compréhension complète de la façon dont le code CFD Star-CD fonctionne. Les paramètres des modèles ont été étudiés indépendamment pour connaître leur influence sur l'obtention d'une solution. Parmi ceux-ci:

- L'intégration de la vitesse du moteur dans l'itération courante.
- Manipulation de la géométrie non-cylindrique de la cuvette pour construire le maillage.
- L'association de la suppression de couche de cellules et du jeu minimum entre la couronne du piston et la culasse.
- La connectivité de blocs de cellules pour évaluer la sensibilité de correspondance arbitraire de cellules, particulièrement avec les grilles à maillage large.
- La Sensibilité du ratio d'aspect des cellules et de distorsion du maillage acceptable pour atteindre une solution convenable.
- L'ajustement des paramètres de contrôle de la résolution numérique.

Les quatre modèles décrits ont été construits en recueillant ces évaluations des simulations. Le tableau 4.16 ci-dessous fournit un résumé des caractéristiques des quatre modèles.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

PARAMETRES MODELES A CYCLE FERME	Maillage fin		Maillage large	
	Omega	Bloc rectangulaire	Omega	Bloc rectangulaire
<i>ratio du modèle: 1/40 de la chambre</i>				
Ø cylindre (mm)	86	86	86	86
Course piston (mm)	86	86	86	86
Rapport de compression	21.7/1	21.7/1	21.7/1	21.7/1
Volume total (litres)	0,01304	0,01304	0,01304	0,01304
Ø cuvette du piston (mm)	40	40	40	40
Profondeur cuvette du piston (mm)		15,78		15,78
Jeu entre piston et culasse (mm)	0,74	0,74	0,74	0,74
Longueur bielle (mm)	155	155	155	155
Rapport de swirl	2,5	2,5	2,5	2,5
Vitesse moteur pour validation (rpm)	4000	4000	4000	4000
Nombre de cellules	3666	3660	26	27

Tableau 4.16 : Paramètres des modèles en cycle fermé.

### 4.5. Analyse de la distribution des écoulements dans le cylindre:

Les solutions numériques pour les modèles CFD à maillage fins et large ont été obtenues en exécutant le module Star dans le code Star-CD. L'algorithme de résolution a calculé une solution à chaque itération. La surveillance correcte de la progression du calcul a été réalisée et le succès du calcul a été vérifié à partir des valeurs de sortie des variables du champ des écoulements.

Les résultats des calculs effectués sont analysés ci-après. Différentes positions d'angle de vilebrequin ont été étudiées pour comparaison entre les modèles.

#### 4.5.1. Variations de la pression:

Dans le cadre du programme de simulation ZGF, une des principales simplifications est l'hypothèse que la pression est spatialement uniforme dans le cylindre. Uniquement les équations de quantité de mouvement des équations de Navier-Stokes sont résolues. Par conséquent la pression n'est pas une variable de sortie avec le modèle ZGF.

Dans une chambre de combustion de moteur Diesel à injection directe, la face du piston dans le cylindre a une vitesse uniforme pendant la course de compression. Il est admis que la variation spatiale de la pression à chaque angle de vilebrequin soit uniquement le résultat de l'écoulement élevé de squish quand le piston atteint les positions angulaires près de TDC. La pression supérieure produite par le gradient de vitesse du squish est considéré comme étant d'ordre de grandeur inférieur à la pression du gaz produite par l'effet de compressibilité du mouvement du piston. Ainsi la pression dans le cylindre est considérée être quasi-uniforme avec cette configuration spécifique de moteur, et aucune différence spatiale par rapport au temps n'est prise en considération.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Les variations de pression spatiales dans le cylindre ont été évaluées et comparées à la pression moyennée à SOI. Les résultats sont affichés sur la figure 4.17 et la figure 4.18 pour les modèles Omega à maillage fin et large respectivement. Une différence de pression maximum est observée due à la basse résolution du modèle à maillage large mais leurs variations de pression spatiale maximum sont semblables. Pour le modèle à maillage fin les calculs donnent :

- Pression maximum dans le cylindre =  $5.869 \cdot 10^6$  Pa
- Amplitude de la pression =  $0.113 \cdot 10^6$  Pa

Le rapport de variation spatial de pression est de 1,9%. Ceci valide l'hypothèse d'uniformité spatiale de pression dans le cylindre du modèle ZGF puisque le rapport de pression n'est pas significatif et est trouvé inférieur à la différence entre simulations avec maillages fin et large. En complément, la figure 4.19 montre les calculs d'élévation de pression dans trois cellules du domaine de solution pour le modèle à maillage fin Omega pendant la course totale de compression. Aucune différence significative n'est observée.

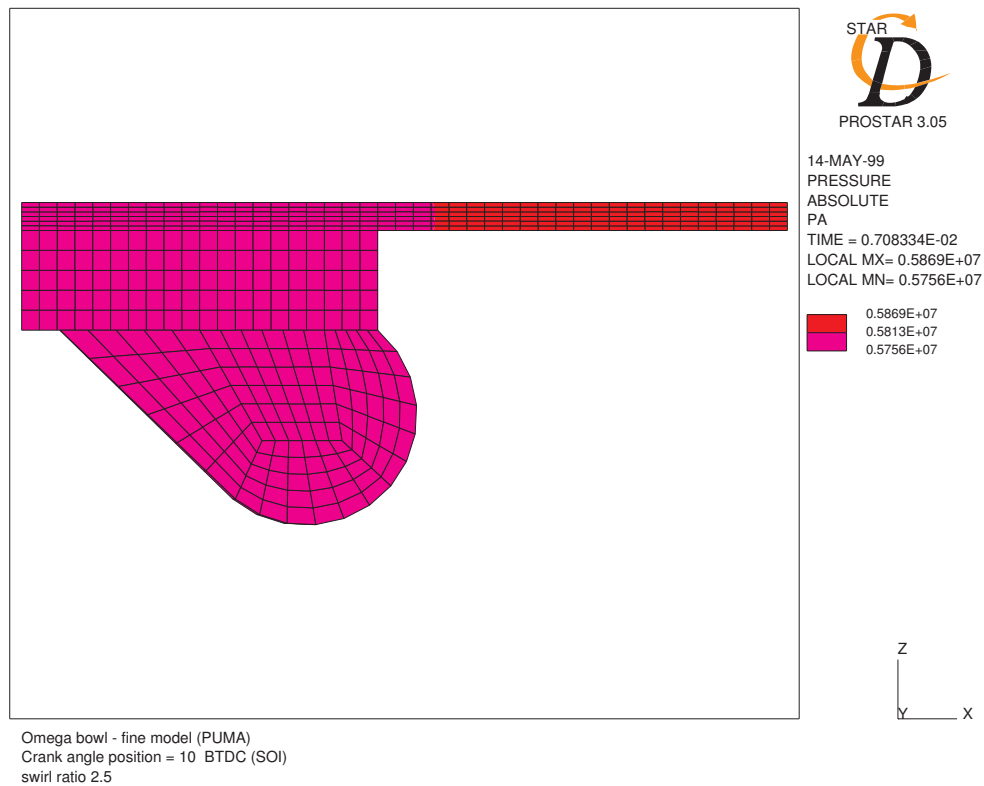


Figure 4.17: Pression absolue pour le modèle Omega – Maillage fin.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

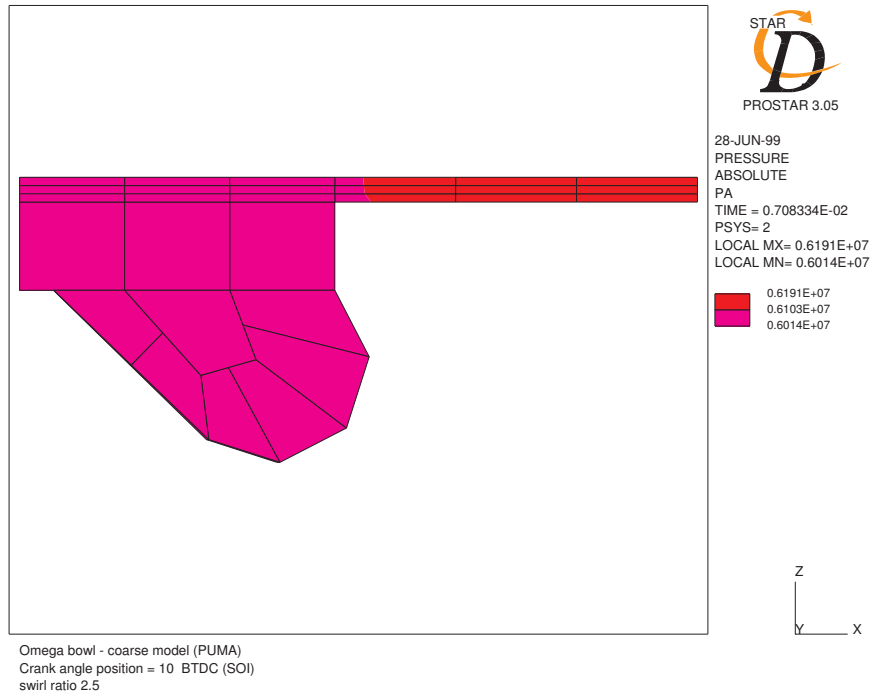


Figure 4.18: Pression absolue pour le modèle Omega – Maillage large.

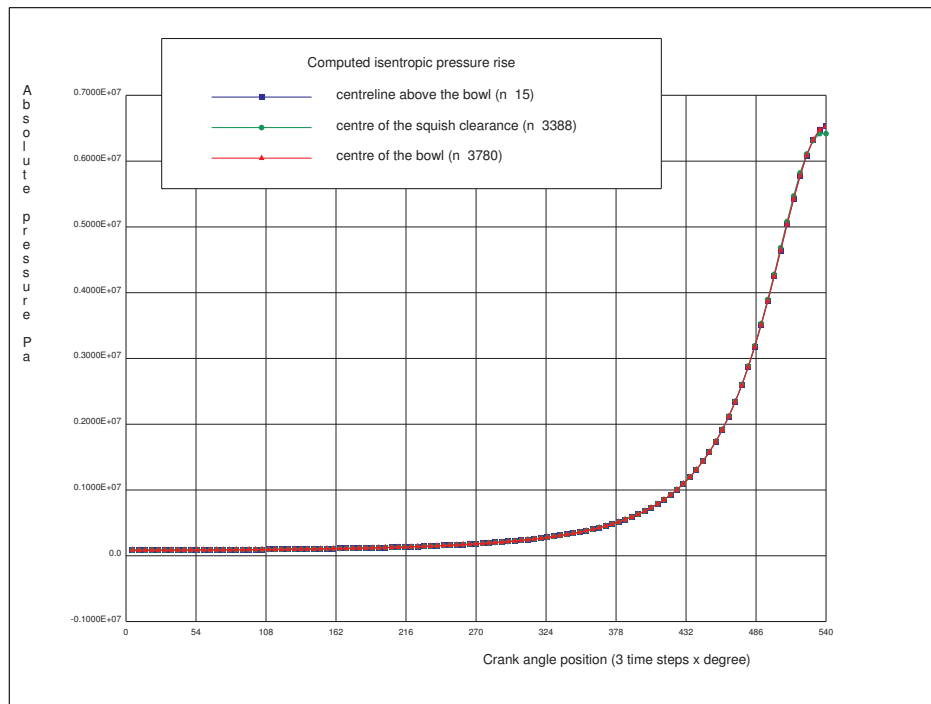


Figure 4.19: Calcul de l'élévation de pression isentropique.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Les vitesses des champs des écoulements ont été analysées en utilisant une distribution axiale-radiale et une distribution tangentielle séparément. Tous les commentaires suivants se rapportent aux tirages de post traitement dans les sections 1 à 4 de l'annexe D pour les modèles Omega et Bloc cylindrique à maillage fin, et les modèles à maillage large, Omega et Bloc cylindrique respectivement.

### 4.5.2. Simulations des champs des écoulements avec maillage fin entre BDC et SOI:

La figure 1.a et la figure 2.a montrent la géométrie et la grille de résolution à BDC pour les modèles à maillage fin Omega et Bloc cylindrique respectivement. La première position a été définie à  $150^\circ$  BTDC pour évaluer la distribution des écoulements de gaz de dans le cylindre à IVC. Ceci permettra d'entreprendre des comparaisons ultérieures avec des modèles CFD incluant des écoulements d'admission. Les champs de vitesses calculés dans le plan axial-radial sont donnés pour information dans la figure 1.b et la figure 2b. Les vitesses axiales du gaz le long de la cuvette du piston sont de même échelle que la vitesse du piston calculée à partir de l'équation (4.2), qui est de 6,8 m/s à cette position angulaire. Le trait horizontal au-dessus de la cuvette représente la position des couches de cellules désactivées dans les modèles. La figure 1.c et la figure 2c montrent que les deux modèles renvoient une distribution radiale du swirl très semblables à cette position du piston. Les variations axiales sont, comme attendu, mineures.

La figure 1.d et la figure 2.d fournissent les détails de l'écoulement calculé à un stade ultérieur de la course de compression, à  $80^\circ$  BTDC. Elles montrent que la structure de l'écoulement près de la cuvette n'est pas affectée considérablement par la forme de cette dernière, bien que les niveaux de vitesses soient d'environ 15% plus élevés sur la partie supérieure de la paroi de la cuvette pour la géométrie Bloc cylindrique. La figure 1.e et la figure 2.e montrent les calculs des distributions des vitesses tangentielles à  $80^\circ$  BTDC. Ces distributions radiales sont semblables, et l'influence de l'écoulement près de la lèvre de la cuvette, dans sa partie supérieure pour le modèle Omega (figure 1.e) est bien représentée par la géométrie simplifiée (figure 2.e). De même, la variation radiale de la vitesse tangentielle dans la partie inférieure de la cuvette n'est pas sensible à sa forme pour cette position du piston.

Les figures 1.f et 2.f montrent les comparaisons entre les champs d'écoulements calculés à  $10^\circ$  BTDC correspondant approximativement au début de l'injection. Après cette position angulaire, les effets de la modélisation de la géométrie commencent à entraîner des conséquences sur des processus ultérieurs du mélange du spray et de la combustion. Par conséquent le comportement des écoulements de gaz dans le cylindre à cette position particulière sera intéressant comme base pour comparaison tout le long de l'étude. Toutes les zones ayant une influence sur les phénomènes mentionnés ci-dessus sont analysées. A cette position angulaire le processus de désactivation de couche de cellules conserve 6 cellules dans l'espace entre piston et culasse. Le jeu est de 1,57 mm de haut et le maillage du domaine de solution est considéré avoir une densité appropriée pour les considérations de précision, lorsque on prend en compte les effets de couches limites de la culasse et de la couronne du piston, sur la structure de la grille. La figure 1.f montre l'écoulement de recirculation pour le modèle Omega, et la figure 2.f montre comment ceci est représenté dans la géométrie Bloc cylindrique. Le centre de la recirculation dans la cuvette par rapport à la lèvre de celle-ci est très semblable dans les deux figures. Les vitesses sont aussi semblables pour les deux modèles. Les distributions sont conduites par des vitesses de squish élevées près de la lèvre et également des vitesses centripètes relativement élevées dans la cuvette le long de la surface

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

réhaussée. Les figures mettent en évidence l'importance de positions identiques pour la lèvre de la cuvette du modèle Bloc cylindrique par rapport au modèle Omega pour la représentation du phénomène de squish.

Un phénomène important du comportement des écoulements du gaz dans le plan axial-radial est que la recirculation dans le sens des aiguilles d'une montre illustrée sur la figure 1.f et la figure 2.f soit bien représentée. Il est identique à celui décrit par Arcoumanis, Whitelaw et Bicen [12] et [17] pour un écoulement avec swirl à IVC dans un moteur prototype à vitesse lente et faible taux de compression pendant la compression. Il y aura un échange de quantité de mouvement significatif entre l'écoulement du gaz de recirculation et le spray de carburant, entraînant une déflexion du spray dans cette zone. Des calculs additionnels pour les deux géométries effectués sans mouvement de swirl à IVC, montre que la recirculation est en sens inverse - dans le sens contraire des aiguilles d'une montre - près de SOI, encore en cohérence avec les descriptions données dans la littérature. Elle est représentée sur la figure 4.20 ci-dessous ainsi que la distribution de swirl correspondante sur la figure 4.21. La similitude des vortex de l'écoulement dans la figure 1.f et la figure 2.f peut indiquer que la profondeur de la lèvre de la cuvette dans la géométrie du modèle Omega est un paramètre influent pour cet aspect des champs des écoulements.

Le seul aspect non représenté sur la figure 2.f est le petit vortex axial se trouvant le long de l'axe de la chambre de combustion. Il est escompté que la distribution de vitesses réduites dans cette zone particulière n'ait pas une grande influence sur l'échange de quantité de mouvement entre l'écoulement du gaz et le spray de carburant.

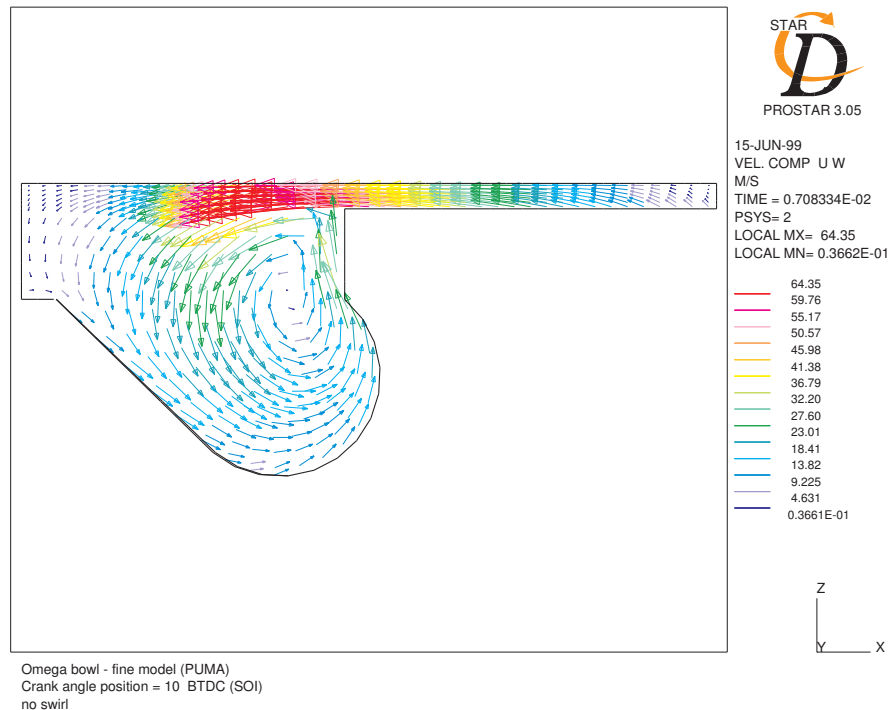


Figure 4.20: Vitesses axiales-radiales à SOI sans swirl initial.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

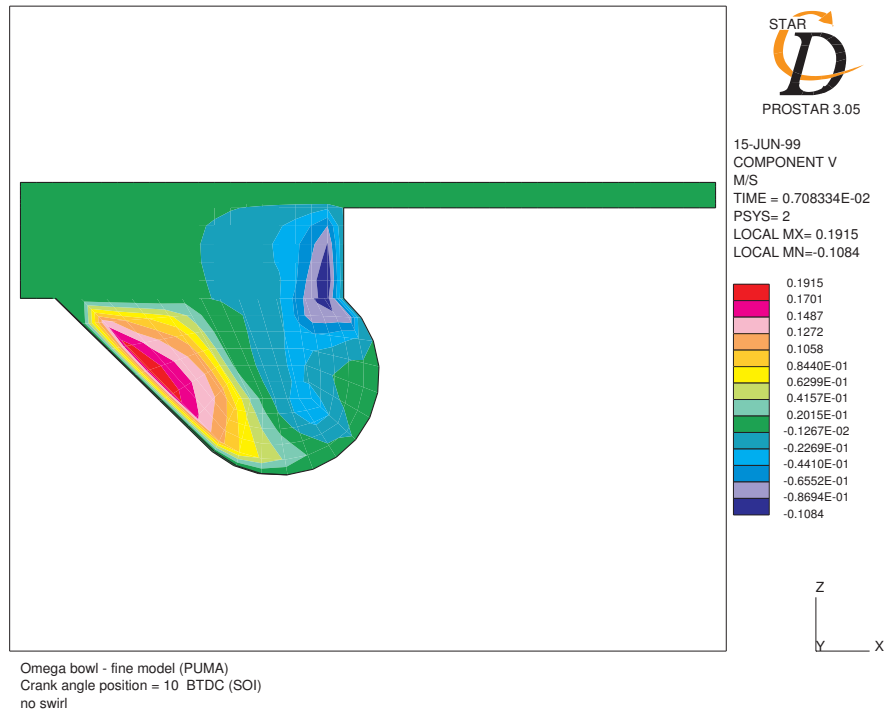


Figure 4.21: Vitesses de swirl sans swirl initial.

Les figures 1.g et 2.g montrent les distributions de la vitesse tangentielle dans le cylindre à 10° BTDC, correspondant aux champs des écoulements décrits ci-dessus. Bien que les niveaux de swirl représentés sur la figure 2.g soient légèrement plus élevés près du fond de la cuvette de ce modèle, probablement dû à la forme rectiligne de la lèvre de la cuvette du modèle Bloc cylindrique, la distribution du swirl près de la lèvre représente de manière adéquate celui obtenu avec le modèle Omega dans la figure 1.g. Les valeurs maximales de swirl sont d'environ 5% supérieures pour le modèle Bloc cylindrique dans la plus grande partie de la zone autour de la lèvre.

### 4.5.3. Géométrie –Comparaisons des résolutions des maillages:

Les calculs décrits ci-dessus ont été répétés pour les modèles à maillage large et des comparaisons des effets des faibles résolutions, telles que celles étant probablement disponible avec le programme ZGF incorporé dans un code de simulation de performances de moteur, ont été étudiées à partir des simulations des structures des écoulements. Le modèle Omega avec géométrie à faible résolution est illustrée dans la figure 3.a et le champ d'écoulement calculé à 10° BTDC est montré dans la figure 3.d pour les vitesses dans le plan axial-radial et la figure 3.e pour les contours de swirl. Il convient de noter que davantage de niveaux que nécessaire sont indiqués, étant donné la résolution du maillage. Des échelles de couleurs identiques sur les tirages permettent de faire plus facilement des comparaisons directes avec les modèles à maillage fin. Le champ des vitesses représentées sur la figure 3.d reproduit les caractéristiques principales représentées sur la figure 1.f pour la grille plus fine, bien que les vitesses de squish près de la lèvre de la cuvette soient réduites jusqu'à 20%. Ceci



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

est susceptible d'être en grande partie la conséquence de l'influence des conditions aux limites de la fonction de paroi utilisées pour les cellules adjacentes aux parois. Les deux plus petits vortex dans la cuvette du piston ne sont pas reproduits dans la figure 3.d comme prévisible, étant donné la faible résolution de la grille. En conséquence la direction de la vitesse le long de la paroi de la lèvre de la cuvette va dans le sens opposé et sa grandeur représente la partie intérieure de la recirculation. La figure 3.e met en évidence le « smearing » de la distribution de swirl le long des parois dû à la grille large en comparaison avec la représentation de la figure 1.g; ceci étant prévisible avec cette résolution sans intervention de modélisation. Une investigation ultérieure de la résolution du maillage proche des parois est discutée dans la section 4.6 ci-dessous.

Les phénomènes principaux de la figure 1.g sont cependant observés dans la figure 3.e, et ceci est discuté plus amplement ci-dessous. Les détails des conséquences sur les distributions de swirl calculées dues à la résolution réduite du maillage ont été évaluées en traçant les vitesses tangentielles (de swirl) en fonction du rayon  $r$  dans la couche de cellules au sommet de la cuvette. L'axe de la chambre étant à  $r=0$ . Les effets de grille large ont été étudiés pour les deux géométries Omega et Bloc cylindrique. Pour plus de simplicité, uniquement les résultats du modèle avec la forme de cuvette Omega sont discutés en détail ci-dessous, et des conclusions générales sont données concernant les effets de la forme de la cuvette. La figure 1.o et la figure 3.l montrent les distributions de swirl calculées pour les modèles à maillages fin et large respectivement, aux positions instantanées du piston décrites précédemment ci-dessus. Il y a trois cellules numériques à travers la cuvette dans le modèle Omega - à maillage large. Ce sont les cellules bleues représentées sur la figure 3.a. Il y a peu de différences significatives dans les résultats du calcul à  $150^\circ$  ou à  $80^\circ$  BTDC. Seulement une certaine suppression du swirl près de la paroi de la cuvette dans le modèle à faible résolution. A  $10^\circ$  BTDC, le smearing de la distribution du swirl décrite ci-dessus est plus clairement visible. Dans la figure 3.l, le résultat montre une petite différence de vitesse angulaire dans la partie intérieure ( $r < 10$  mm) et externe ( $10 < r < 20$  mm) de la cuvette, dû au mouvement de squish près de la lèvre. Ceci correspond à la tendance vue dans les résultats à maillage fin dans la figure 1.o, bien que le smearing et une faible résolution à la paroi ont comme conséquence une valeur moyenne de vitesse angulaire entre les zones internes et externes de la cuvette, de seulement 70% de celle des calculs avec maillage fin.

Des résultats correspondants pour les modèles Bloc cylindrique à maillage fin et large sont affichés en complément dans la figure 2.o et la figure 4.l. Les mêmes observations générales que celles données ci-dessus pour les modèles Omega s'appliquent ici, toutefois des différences entre les résultats à maillages fin et large sont exagérées aux positions angulaires au delà de  $80^\circ$  BTDC. A  $10^\circ$  BTDC, les vitesses tangentielles maximales sont semblables pour les deux modèles, et ceci suggère qu'il y a moins de sensibilité à basse résolution comparé au modèle Omega. La vitesse angulaire moyenne entre les zones internes et externes au sommet de la cuvette est encore inférieure pour le modèle à maillage large, en raison d'un swirl plus élevé près de la ligne centrale, et est ici d'environ 65% de celui du résultat avec maillage fin.

### 4.5.4. Distribution des vitesses calculée après SOI:

Comme discuté dans l'introduction, après le début de l'injection, le spray de carburant est dévié par le flux d'air, résultant de l'échange significatif de quantité de mouvement entre eux, et produisant le ralentissement de l'écoulement du gaz. Ceci a une grande influence sur le contrôle subséquent du mélange air-carburant, de l'ignition du carburant et de la combustion. Ainsi, les évaluations des vitesses des écoulements de gaz calculées après SOI sont intéressantes, pour fournir les informations utiles pour l'analyse de la combustion.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Deux ensembles d'informations sont discutés ci-dessous. Le premier analyse les champs des écoulements de gaz dans le cylindre à TDC, quand les implications de la compressibilité sont à leur maximum. Le deuxième ensemble regarde la position angulaire à 20° ATDC, pour mettre en évidence les effets possibles sur le processus d'expansion.

### a) Résultats à TDC avec maillage fin:

Les figures 1.h et 2.h montrent les champs de vitesses calculés avec un maillage fin pour les modèles Omega et Bloc cylindrique respectivement. Les structures d'écoulement vers la paroi de la cuvette sont semblables pour les deux modèles. Tous les autres phénomènes de la distribution de l'écoulement du gaz sont encore présents à TDC. Cependant les vitesses de vortex sont de plus de 30% supérieures dans la zone le long de la surface rehaussée, près de l'axe de symétrie pour le modèle Omega, par comparaison avec les résultats du Bloc cylindrique. La différence est plus importante que celles vues autour de SOI, décrite précédemment. Ceci peut avoir une conséquence significative sur la déviation du spray de carburant le long de la rehausse de la cuvette et sur l'impact du spray sur la paroi. Ceci doit être pris en considération lors de l'analyse des coefficients de transfert de chaleur par convection dans cette zone. Le deuxième vortex dans le sens contraire des aiguilles d'une montre près de l'axe de la chambre de combustion représenté sur la figure 1.h devient plus important par rapport au résultat obtenu à la position angulaire SOI. La même structure de l'écoulement est observée dans cette région pour la géométrie simplifiée dans la figure 2.h, mais elle est plus puissante le long de l'axe de la chambre de combustion.

Les contours des distributions de swirl calculées pour les deux modèles à TDC sont montrés dans la figure 1.i et la figure 2.i. Des structures très semblables du champ d'écoulement sont observées. Les vitesses tangentielles maximales des calculs avec le modèle Bloc cylindrique sont d'environ 6% supérieures à celles des calculs avec le modèle Omega.

### b) Résultats à TDC avec maillage large:

La figure 3.f montre l'écoulement de vortex calculé à TDC utilisant le modèle Omega de 28 cellules. Le sens du vortex remplissant la majeure partie de la cuvette dans la figure 1.h est reproduit en utilisant la grille large, mais les vitesses sont d'environ 40% inférieures vers le fond de la cuvette. La recirculation dans le sens contraire des aiguilles d'une montre, près de l'axe de la chambre de combustion dans la figure 1.h n'est pas résolue avec le modèle à maillage large, bien que les vitesses centripètes avec grille large dans cette région soient proches de celles calculées en utilisant le maillage plus fin. On observe des vitesses élevées d'anti-squish dans la figure 3.f le long de la culasse. Elles semblent être dues à l'influence des conditions aux limites de paroi dans l'espace entre la culasse et la couronne du piston, limitant une quantité de mouvement opposée, proche de la lèvre de la cuvette. Une intervention par des fonctions de parois devrait permettre de les réduire, ceci est discuté dans la section 4.6 ci-dessous.

La figure 4.f montre l'écoulement de vortex calculé à TDC pour le modèle Bloc cylindrique à maillage large. La structure de vortex reproduit les caractéristiques principales de celles représentées sur la figure 2.h pour le maillage fin, bien que les vitesses dans la cuvette soient généralement inférieures. On observe également les vitesses d'anti-squish dans le modèle Bloc cylindrique à maillage large.

Les distributions tangentielles des vitesses calculées pour les deux modèles avec maillage large sont montrées dans la figure 3.g pour le modèle Omega et la figure 4.g pour le modèle Bloc cylindrique. Il y a peu de différence entre ces résultats pour la valeur de crête et pour la position de la vitesse de swirl au dessus de la cuvette. En comparant les résultats du

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

maillage large et du maillage fin (figures 1.i et 2.i), le swirl positionné plus profondément dans la cuvette est mieux représenté par le modèle Bloc cylindrique à faible résolution du maillage que par le modèle à cuvette Omega à maillage large, bien que lissé et déplacé vers l'axe en raison des larges cellules proche des parois.

### c) Résultats à 20° ATDC:

Le dernier ensemble de figures représente les champs des écoulements pendant l'expansion du volume. La figure 1.j et la figure 2.j montrent les vitesses dans le plan axial-radial pour les modèles à maillage fin. On observe un écoulement déstructuré dans les deux figures comme prévisible à cette position angulaire de transition. Le champ des vitesses du gaz près du piston n'est pas encore de même échelle que la vitesse du piston. On observe des flux inverses, remontants vers l'espace entre la culasse et la couronne du piston. Les grandeurs de leurs vitesses sont semblables. Les vortex calculés sont encore présents dans la figure 1.j pour le modèle Omega. La figure 2.j montre des vitesses inférieures au-dessus de la cuvette du piston et le vortex central a disparu. Les faibles valeurs de vitesses observées dans la cuvette, entraînant une faible quantité de mouvement, suggèrent que la distribution du champ des écoulements de gaz dans cette zone n'a déjà plus d'influence sur la fin du processus de combustion.

Les figures 3.h et 4.h montrent les variantes de maillage à faible résolution pour les modèles Omega et Bloc cylindrique respectivement. La caractéristique principale, c.-à-d. l'inversion d'écoulement dans le volume entre culasse et couronne du piston est bien représentée avec les deux modèles, bien que le niveau maximum des vitesses soit de près de 10% inférieur dans les modèles à maillage large.

Les contours de vitesses tangentiels sont illustrés dans la figure 1.k pour le modèle Omega - à maillage fin et dans la figure 2.k pour la géométrie du modèle Bloc cylindrique. Les vitesses de swirl les plus élevées se sont déplacées vers le fond de la cuvette et des positions semblables sont observées. Les distributions de vitesses correspondantes avec grille large sont montrées dans la figure 3.i pour le modèle Omega et dans la figure 4.i pour le modèle Bloc cylindrique. Comme à la position angulaire TDC, la vitesse tangentielle maximale s'est déplacée vers l'axe de la chambre de combustion dû au lissage produit par les fonctions de paroi. Les valeurs maximales sont inférieures de 35% pour le modèle Omega à maillage large, en comparaison avec les modèles à maillage fin. Le swirl élevé près de la lèvres de la cuvette, observée avec les modèles à maillage fin, est mieux reproduit avec le modèle Bloc cylindrique à faible résolution qu'avec le modèle Omega.

### 4.5.5. Calculs de la turbulence:

La génération des niveaux de turbulence a été analysée en utilisant le coefficient de viscosité turbulente et le calcul de l'énergie cinétique de la turbulence à la fin de la course de compression. Un premier ensemble représente la viscosité turbulente à SOI. La viscosité turbulente  $\mu_t$  est employée dans l'équation du mouvement pour représenter l'accroissement du mélange provoqué par la turbulence dans l'écoulement, pendant le cycle du moteur. La figure 1.l montre la viscosité turbulente pour le modèle Omega à maillage fin. Une viscosité turbulente plus élevée est calculée le long de la condition limite de paroi près de la lèvres de la cuvette. Ceci suggère que la prise en compte de la génération de turbulence devrait être effectuée principalement dans les cellules proches de la paroi où il y a un cisaillement important. Ceci peut être réalisé par l'utilisation de fonctions de paroi et est discuté dans la section 4.6. La figure 2.l illustre la viscosité turbulente pour le modèle Bloc cylindrique à maillage fin et elle montre que la géométrie a peu d'effet à cette position angulaire. Une

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

investigation postérieure est montrée sur les figures 1.m et 2.m pour les modèles Omega et Bloc cylindrique, respectivement. Ils confirment la tendance déjà observée à 10° BTDC et démontrent la génération de turbulence le long des parois de la cuvette du piston. Les calculs de viscosité turbulente avec grille large sont montrés dans la figure 3.j pour le modèle Omega et la figure 4.j pour le modèle Bloc cylindrique. Ils fournissent des détails de l'amplitude de la variation de la viscosité turbulente. Si  $\mu_t$  avait été à peu près uniforme au-dessus du cylindre, des expressions simples pour la turbulence auraient pu être employées dans le code ZGF. Cependant les deux figures mettent en évidence que le modèle K- $\epsilon$  performe mal avec des grilles à faible résolution. Ceci est prévisible étant donné la discussion sur le modèle de turbulence au chapitre 2.4.2.

Le modèle de turbulence K- $\epsilon$  demande deux équations différentielles additionnelles (2.28) et (2.29) à résoudre en plus des équations de quantité de mouvement (2.8) à (2.12). L'énergie cinétique de la turbulence caractérise les fluctuations turbulentes de viscosité. Les résultats de la viscosité  $\mu_t$  détaillés ci-dessus sont fournis à partir des valeurs pour  $k$  et  $\epsilon$  calculées dans chaque cellule par l'équation (2.31). Les figures 1.n et 2.n montrent l'énergie cinétique turbulente calculée pour le modèle à maillage fin Omega et pour la géométrie Bloc cylindrique avec résolution de grille analogue. Les observations sont semblables à celles faites pour la viscosité turbulente.

Les comparaisons de résolution avec la figure 3.k pour le modèle Omega à maillage large et la figure 4.k pour la contrepartie du modèle Bloc cylindrique illustrent encore qu'une grille large se comporte mal à ces faibles résolutions, puisque la génération de turbulence se fonde sur des calculs précis des gradients de vitesse dans l'écoulement.

Les investigations sur la réduction du lissage vont fournir davantage d'information sur le comportement du modèle K- $\epsilon$  avec des grilles à faible résolution. L'utilisation des fonctions de paroi peut améliorer le problème identifié du smearing. Les informations supplémentaires approfondiront la compréhension de la turbulence avant de tirer les conclusions sur l'intégration de la modélisation de la turbulence dans le modèle ZGF.

### **4.6. Traitement des couches limites aux parois:**

Comme discuté au chapitre 2.3.1, les fonctions de parois appliquées aux conditions limites du domaine de solution prennent en considération la condition de non glissement de l'écoulement du gaz. L'approche appliquée ici est une méthode de fonction de paroi logarithmique. Cette fonction jette un pont sur la couche de cellules proche de la paroi en reliant ses conditions d'écoulement au reste du domaine d'écoulement entièrement turbulent.

Les investigations de parois ont été appliquées directement au modèle Bloc cylindrique à maillage large. Les informations données procurent la méthode appropriée pour la topologie du maillage à réaliser dans le programme de simulation ZGF. La première partie de cette section concerne l'analyse des quatre modèles pour comprendre le comportement de la méthode des fonctions de parois. Les informations ont été illustrées en traçant la distance sans dimension  $y^+$  des parois, donnant une relation entre l'épaisseur appropriée de la couche de cellules et les vitesses tangentielles non dimensionnelles aux parois. Selon Versteeg [4], cette ainsi nommée couche de loi logarithmique ne devrait être ni trop petite, sinon le pont pourrait être uniquement inclus dans la sous-couche laminaire, ni être trop grand car l'écoulement à cet endroit pourrait ne pas se comporter de la manière assumée lors de la dérivation des fonctions de parois. Idéalement la distance normale sans dimension à la paroi devrait prendre des valeurs entre 30 et 500.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Tous les tirages référencés ci-dessous se trouvent en annexe E. La figure 5.a montre l'enveloppe des cellules de paroi de la surface externe du domaine de solution avec leur numéro de cellule associé. Les résultats des fonctions de parois logarithmique  $y^+$  sont donnés, ainsi que l'étendue des valeurs pour toute la surface. La valeur maximale de 1449 se trouve le long de la paroi latérale de la cuvette. Bien que cette valeur maximale soit supérieure de celles spécifiées par Versteeg [4], elle est considérée suffisamment précise étant donné la résolution de grille utilisée pour les calculs à maillage fin. Un échantillon de cellules uniformément réparti a été choisi arbitrairement sur les parois, aux limites du domaine pour comparer avec les positions similaires de la géométrie Bloc cylindrique. Une vue des cellules est illustrée dans la figure 5.b. Les fonctions de parois suivant la loi logarithmique  $y^+$  ont été tracées en fonction de la position angulaire pour chaque cellule. Les graphiques se trouvent dans la figure 5.c, avec les numéros de paroi se rapportant à leur position dans la figure 5.b. Le nombre d'itérations sur l'axe horizontal doit être divisé par trois pour trouver la position angulaire correspondante. Les graphiques de la figure 5.c mettent en évidence la non-linéarité élevée du paramètre sans dimension  $y^+$  pour les fonctions de paroi de loi logarithmique. On observe habituellement les valeurs maximales de  $y^+$  vers 5° BTDC. Elles sont dépendantes principalement de l'augmentation de l'activité du terme de l'énergie cinétique de la turbulence dans l'équation (2.16). Toutes les courbes montrent des détails des variations des valeurs de  $y^+$  à la paroi. On observe des courbes saccadées sur la paroi de la couronne du piston et dans une moindre mesure sur la paroi de la culasse. Bien que ceci reste peu clair, ce pourrait être une conséquence du comportement instable de l'écoulement du gaz produit par le mouvement de la condition de paroi, ainsi que la réduction de largeur de l'espace entre la couronne du piston et la culasse. Vers TDC, l'intensité de  $y^+$  corrèle avec la position des cellules de parois dans le volume de squish. Les cellules des parois de la couronne du piston et de la culasse montrent clairement cette corrélation: Les valeurs de  $y^+$  près de TDC sont plus élevées pour les cellules près de la cuvette du piston et diminuent vers la paroi du bloc moteur. Une exception étant la cellule n° 3861, la plus proche du cylindre, qui est fortement affectée par l'activité de turbulence dans la zone de la paroi du cylindre. Des changements soudains de la tendance des valeurs de  $y^+$  sont observés dans presque toutes les courbes et sont la conséquence de changements de la distribution de l'écoulement du gaz aux parois. De telles variations peuvent être les recirculations ou le changement rapide de la vitesse tangentielle à la paroi. Ces comportements transitoires sont observés le long de la paroi de la culasse, où les variations de l'écoulement du gaz se propagent du bloc cylindre vers la cuvette du piston.

Les figures 6.a et 6.b détaillent le paramètre  $y^+$  pour le modèle Bloc cylindrique à maillage fin à SOI et un échantillon des cellules de parois est reproduit dans les positions similaires au cas Omega. La figure 6.c montre le spectre complet des valeurs calculées du paramètre  $y^+$  pour les conditions limites de paroi choisies. Les résultats sont très semblables aux résultats du modèle Omega dans la figure 5.c. Quelques différences sont observées pour les valeurs de la paroi de la cuvette du piston. C'est le résultat de la différence de géométrie entre les deux modèles. Cependant la principale structure de distribution est équivalente dans les deux figures suggérant qu'un traitement comparable de la couche limite de la paroi pourrait conduire à des effets semblables.

Les parois des modèles à faible résolution sont montrées dans la figure 7.a pour la géométrie du modèle Omega. Dans ce cas, toutes les conditions limites de parois sont détaillées et les résultats sont donnés dans la figure 7.b de BDC à 60° après TDC. La principale différence avec les résultats à maillages fins est que des courbes plus lisses sont calculées. Ceci est dû à la faible résolution de la grille, donnant uniquement la configuration d'écoulement principale pour chaque volume de contrôle. Le maximum du paramètre  $y^+$  est trouvé encore dans la paroi latérale de la cuvette du piston, mais sa valeur est au delà de

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

11000. Évidemment, ceci est prévisible lorsqu'on considère le lissage de la distribution du swirl observée à cette résolution de maillage. L'écoulement du gaz à cet endroit ne se comporte pas comme attendu lorsqu'on utilise cette résolution de maillage associée aux fonctions de parois pour le traitement des couches limites. Une intervention de modélisation est nécessaire pour ramener le maximum du paramètre  $y^+$  pour la fonction de paroi logarithmique à une valeur plus acceptable. Ceci est discuté en détails dans la prochaine partie de cette section. Une autre différence significative représentée sur la figure 7.b, en comparaison avec les résultats de la grille fine, concerne les résultats calculés obtenus aux parois de l'espace entre la couronne du piston et la culasse. Les courbes représentant les deux conditions limites de paroi ont un maximum pendant la course de compression et le paramètre  $y^+$  diminue vers TDC, au lieu d'atteindre les valeurs les plus élevées à TDC. Ceci met en évidence l'inexactitude de l'approximation entreprise dans les fonctions de paroi de loi logarithmique avec le modèle à faible résolution. Cette inexactitude devrait être corrigée par un traitement approprié aux conditions limites de paroi.

Les calculs décrits ci-dessus ont été répétés pour le modèle Bloc cylindrique à maillage large. Des résultats sont affichés dans la figure 8.a pour le paramètre sans dimension  $y^+$  pour les fonctions de paroi à loi logarithmique à SOI, ainsi que la position des conditions limites de paroi et leur numéro. La correspondance avec la figure 8.b est alors directe. Elle détaille les calculs du paramètre  $y^+$  par rapport à la position angulaire pour chaque condition limite de paroi. Des résultats similaires sont obtenus en comparaison avec la résolution de grille équivalente pour le modèle Omega. Cette similitude est aussi présente dans la représentation de la couche limite dans le volume de génération du squish, la valeur maximum de  $y^+$  et les mêmes effets des écoulements calculés dans les cellules à proximité des parois sur la distribution du paramètre  $y^+$  pour les deux géométries.

Les résultats calculés pour les quatre modèles en cycle fermé soulignent l'inexactitude de la prévision du comportement des écoulements de gaz dans les couches limites pour les modèles à grilles larges. Par conséquent une intervention de modélisation sur le procédé de maillage est nécessaire afin d'améliorer la définition du comportement des écoulements dans ces zones. Les fonctions de parois sont une manière économique de représenter les couches limites turbulentes, car elles n'ont besoin que d'une seule cellule pour relier la couche limite à l'écoulement intérieur du domaine de solution. Réduire l'épaisseur de la couche de cellules adjacentes aux parois est une manière d'ajuster le paramètre sans dimension  $y^+$  aux fonctions de parois logarithmiques. Le traitement des conditions limites de parois a été appliqué sur le modèle Bloc cylindrique à faible résolution. Une couche additionnelle de cellules a été implantée sur le bord extérieur du domaine d'écoulement et la topologie de maillage a été maintenue identique. Une vue du maillage est représentée dans la figure 9.a et un détail de la connectivité des cellules à la lèvre de la cuvette est illustré dans la figure 9.b. Les calculs ont été effectués avec cette grille pour étudier les effets de la résolution à proximité des parois sur le paramètre sans dimension  $y^+$  pour les fonctions de parois à loi logarithmique. Les résultats ont été ajustés pour obtenir le paramètre  $y^+$  dans la plage de valeurs appropriée. Le résultat est un compromis : Des valeurs trop basses du paramètre  $y^+$  ont été évitées dès que possible lors de la course de compression, en conservant des dimensions appropriées pour l'épaisseur de la couche de cellules aux parois. Par conséquent les effets des fonctions de parois logarithmiques sur l'activité de la turbulence dans la couche limite sont appliqués aux localisations adéquates.

La figure 9.c montre les valeurs calculées du paramètre  $y^+$  à SOI pour la totalité des conditions limites de parois. Elles se trouvent dans une plage convenable, la valeur maximale est inférieure à 500 et se trouve toujours proche de la lèvre de la cuvette du piston. La figure

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

9.d montre le graphique des calculs pour le spectre complet du cycle de simulation. Les courbes ont les formes semblables avec les valeurs maximales près de TDC. En utilisant une couche de cellules plus mince aux limites de parois, cela donne une meilleure représentation du paramètre de loi logarithmique  $y^+$  comparé avec les valeurs initiales calculées, particulièrement dans l'espace entre la couronne du piston et la culasse. Les figures 9.e et 9.f fournissent des détails des graphiques près de TDC et après BDC respectivement. Des paramètres corrects  $y^+$  sont calculés vers TDC, avec les valeurs dans la plage entre 100 et 510. Cependant la plupart des résultats sont inférieurs à 30 après BDC et ceci est prévisible étant donné la plage de valeurs initiales pour  $y^+$  pour les modèles à faible résolution.

L'évaluation des effets sur les vitesses calculées du champ de l'écoulement est entreprise en traçant les vitesses axiales-radiales et la distribution des vitesses de swirl à SOI dans la figure 9.g et la figure 9.h respectivement. Des résultats similaires sont observés avec le modèle Bloc cylindrique à maillage fin représenté sur la figure 2.g dans l'annexe D. Cependant des vitesses axiales élevées sont calculées le long de la paroi latérale de la cuvette et sont dans le sens opposé. C'est la conséquence de la basse résolution de la grille du modèle, qui ne représente pas le petit vortex se trouvant près de la lèvre de la cuvette dans la figure 2.g, conjuguée à l'intensité élevée de la turbulence trouvée dans la même région. Cette vitesse élevée peut avoir une influence considérable sur le coefficient de transfert de chaleur par convection du gaz vers la paroi calculé dans cette zone, et doit être réduite pour obtenir une valeur semblable à celle du modèle à maillage fin. La figure 9.h révèle la diminution considérable du smearing accentuant l'influence des fonctions de parois aux conditions limites.

Les détails des changements après le traitement de modélisation de la couche limite de la paroi latérale de la cuvette sont reproduits dans la figure 9.i. La valeur maximum du paramètre  $y^+$  a été augmentée jusqu'à environ 2200 à SOI, comme compromis pour la distribution de vitesses adéquate le long de la paroi latérale de la cuvette. La figure 9.j montre la résolution du maillage résultant, donnant une vitesse axiale près de la paroi de grandeur équivalente à ce qui est calculé en utilisant le modèle à maillage fin. La distribution du champ de l'écoulement de swirl est donnée en complément dans la figure 9.k avec l'illustration du smearing accru à la paroi latérale de la cuvette du piston.

La résolution de la grille en résultant, utilisée pour les calculs numériques avec le traitement des couches limites par les fonctions de parois, a utilisé 51 cellules dans le domaine de solution. L'épaisseur des cellules dans les couches près des parois sont récapitulées dans le tableau 4.22 et peuvent être spécifiées comme suit pour le modèle ZGF :

- 1,5% de la longueur initiale de la cellule axiale pour la couche de cellules fixée à la culasse et 0,8% pour la couche de la couronne du piston.
- 2,3% de la largeur de la couche de cellules adjacente pour les cellules fixées au cylindre.
- 5,8% de la couche de cellules adjacente pour les cellules attachées à la rehausse de la cuvette du piston.
- 33% de la couche de cellules adjacente pour les cellules attachées à la face latérale de la cuvette du piston.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Cette dernière étant plus large que dans les autres zones pour prendre en compte la variation rencontrée lors des comparaisons effectuées entre les modèles à maillage large et fin, avec la même géométrie.

<b>Position de la couche de cellules</b>	<b>Epaisseur (mm)</b>
Paroi de la couronne du piston	0,22
Paroi de la culasse	0,4
Paroi du cylindre	0,17
Paroi de la cuvette du piston	0,3
Paroi de la lèvres de la cuvette du piston	2

Tableau 4.22: Topologie du modèle à maillage large pour le traitement des couches limites.



## **5. Simulations CFD axisymétrique avec écoulements d'admission:**

Les investigations suivantes dans la modélisation des chambres de combustion de moteur Diesel HSDI ont concerné l'évaluation des prévisions des écoulements de gaz dans le cylindre pour le cycle de simulation complet. Elles fourniront une compréhension exhaustive de l'influence des écoulements d'admission, en particulier sur la masse de gaz emprisonnée dans la chambre de combustion. Ainsi, l'achèvement des outils prédictifs tels que le programme ZGF, avec l'inclusion du mouvement des flux d'admission dans le modèle, est requis pour l'intégration dans les codes de simulation de moteurs.

La stratégie adoptée pour le programme de simulation ZGF diffère de celle entreprise par Morel et Keribar [10], où les écoulements d'admission sont regroupés dans la turbulence, ne nécessitant donc pas de définition pour un système d'induction aux limites du domaine de solution. Par contre, le programme ZGF prévoit d'adapter les conditions aux limites pour prendre en considération le fonctionnement de soupapes idéalisées pendant le processus d'induction des simulations de cycle de chambre de combustion de moteur. Dans ce cas la turbulence sera générée à la condition limite d'admission en supplément de la génération de turbulence par le mouvement du piston.

Le but des investigations du modèle CFD avec admission est de définir et évaluer des approches appropriées pour modéliser les écoulements d'admission en utilisant des géométries idéalisées des orifices d'admission et des soupapes conduisant à des profils de distribution d'écoulement de gaz spécifiques aux conditions limites d'admission.

Une première phase d'investigations de modélisation des écoulements d'admission concerne l'intégration des conditions limites d'admission dans le modèle à maillage fin Omega précédemment décrit dans le chapitre 4. Les simulations des effets du débit de l'écoulement d'admission en fonction du changement de ses caractéristiques ont été réalisées pour une comparaison avec le modèle en cycle fermé utilisé comme référence. Une compréhension exhaustive du comportement du champ d'écoulement de gaz généré depuis les orifices d'admission en a résulté. La génération de swirl a été évaluée en utilisant un courant rotationnel simplifié comme condition limite d'admission au lieu de l'état initial rotationnel du champ d'écoulement à l'intérieur du cylindre au début des calculs.

Pour la seconde étape, des comparaisons des particularités des conditions limites d'admission avec leur modèle équivalent à maillage large et l'influence de leur surface et de leur position a été investigué. Cette étude a permis de donner quelques orientations sur la position des orifices d'admission et leur influence sur le champ des écoulements de gaz à IVC.

### **5.1. Approche des écoulements d'admission:**

Comme discuté précédemment au chapitre 4.2., la disposition des soupapes dans la chambre de combustion du moteur PUMA n'est pas axisymétrique. Par conséquent un système d'admission idéalisé a été mis en place dans les modèles CFD. Les conditions limites d'admission ont utilisé quelques cellules sur la surface externe du domaine de solution pour

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

les modèles à maillage fin, définissant la surface d'ouverture équivalente des doubles soupapes du moteur diesel PUMA. Cette configuration d'admission a en fait une forme annulaire concentrique à l'axe de la chambre de combustion. Par conséquent la géométrie efficace de l'admission n'est pas représentative de celles trouvées habituellement dans les moteurs diesel HSDI.

Cette approche a été adoptée étant donné la configuration axisymétrique des modèles, alors qu'une description précise de la géométrie des soupapes d'admission aurait nécessité des modèles CFD tridimensionnels. L'étude de sensibilité des écoulements d'admission a été réalisée avec cette approximation, en évaluant tous les paramètres d'écoulement réels, et en supposant des valeurs circonférentielles moyennées. Leur influence sur la masse de gaz emprisonnée résultante à IVC a été comparée entre les différents modèles. Les distributions des écoulements de gaz représentent les caractéristiques de l'écoulement par les orifices d'admission, directs ou hélicoïdaux, et leur position sur le cylindre.

La description de la stratégie de construction entreprise concernant les caractéristiques des conditions limites d'admission est décrite ci-après en relation avec leur implémentation dans le programme de simulation ZGF.

### **5.2. Configuration des écoulements d'admission:**

L'investigation de la sensibilité de la distribution des écoulements de gaz aux flux d'admission à IVC, a requis de définir les conditions d'admission par rapport à la position et à la surface de l'orifice d'admission, le nombre de faces de cellules incluses dans la condition limite, l'extrapolation entre les grilles fines et larges ou le profil d'ouverture des soupapes. Tous ces paramètres ont été implantés dans les modèles, avec comme référence la géométrie et les caractéristiques des ports d'admission du moteur PUMA.

#### **5.2.1. Position et surface des orifices d'admission:**

Comme décrit au chapitre 4.1.1., le moteur PUMA est un moteur diesel HSDI comportant quatre soupapes par cylindre. Les axes des doubles soupapes d'admission sont à 26 millimètres du centre de la chambre de combustion. Les autres informations concernant la géométrie des soupapes d'admission sont également détaillées dans le tableau 4.1, en particulier le diamètre intérieur du port de 24mm et l'angle du siège des soupapes de 30°. Une illustration du port des soupapes d'admission est décrite sur la figure 5.1.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

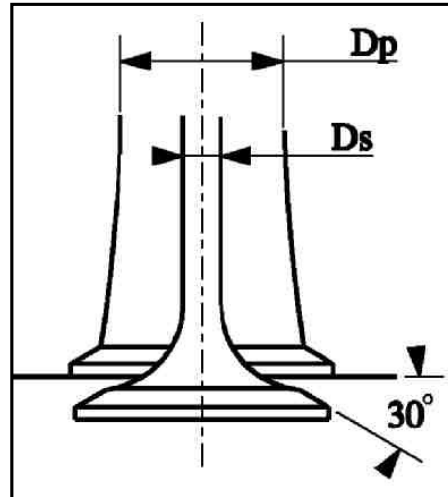


Figure 5.1: Caractéristiques de l'ensemble ports d'admission soupapes.

Les cellules utilisées pour les conditions limites d'admission ont été positionnées aussi proches que possible de l'axe des soupapes, c.-à-d. à 26 millimètres de l'axe de la chambre de combustion. Cette position a dû être corrélée avec la surface totale requise pour le débit de l'écoulement d'admission. Etant donné que l'aire de la face des cellules sur la surface de la culasse ne sont pas radialement uniforme dû à l'approche axisymétrique et donc de l'angle défini pour les conditions limites cycliques du domaine de solution, la position et la surface de l'admission ont été ajustées dans les modèles à maillage fin, sans modifier la topologie du maillage.

En première approximation la surface d'écoulement de l'orifice d'admission a été définie arbitrairement comme suit [1] :

$$Am = \frac{\pi}{4} (Dp^2 - Ds^2) \Rightarrow Am = 414 \text{ mm}^2 \quad (5.1)$$

Avec  $Dp$  étant le diamètre du port et  $Ds$  le diamètre de la tige de la soupape, soit 7 mm.

La surface géométrique de l'écoulement est une fonction complexe des soupapes, des dimensions du siège et du profil de la manœuvre d'ouverture. Comme principe de simplification, le profil d'ouverture des soupapes n'est pas simulé avec les modèles CFD, et la surface de l'orifice de l'écoulement d'admission a été maintenue constante pendant le processus d'induction. Il est décrit sur la figure 5.2 ci-dessous. La valeur pour la surface d'écoulement représente la surface efficace moyenne pendant le processus d'admission. Ceci a permis d'implanter un profil simple d'ouverture des soupapes d'admission dans le modèle ZGF et un moyen pour une validation directe par rapport aux modèles CFD.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

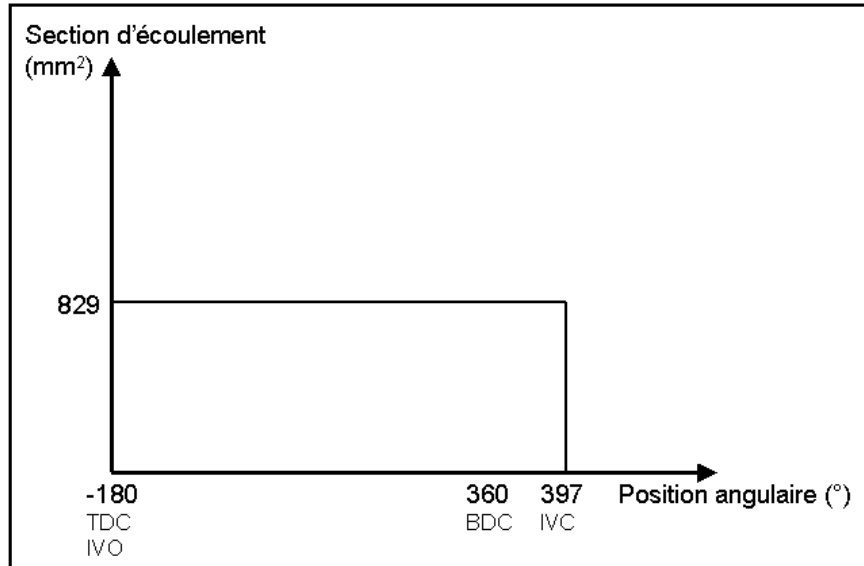


Figure 5.2: Profil de la section d'écoulement d'admission.

Une surface appropriée a été définie avec la grille fine en utilisant cinq cellules avec une limite intérieure à 24 mm de l'axe de la chambre de combustion et une largeur de l'admission de 5 mm. La surface totale de l'admission étant de 829 mm<sup>2</sup> parce que le moteur PUMA comporte deux orifices d'admission. La position de la surface d'admission est représentée sur la figure 5.3 pour le modèle Omega à maillage fin.

Cette surface d'écoulement d'admission a été déterminée uniquement dans le but d'effectuer des comparaisons entre les prévisions des modèles CFD, et ultérieurement pour la validation des résultats obtenus avec le programme ZGF. Aucune validation par rapport à des données expérimentales existantes n'a été possible parce que les modèles CFD avec admission n'ont pas été configurés assez proches des paramètres de fonctionnement du moteur PUMA, en raison du manque de données adéquates de validation. Les variations étant la surface de l'écoulement d'admission non-uniforme en fonction de l'angle du vilebrequin, la surface d'écoulement minimum surestimée ou la surface efficace d'écoulement dû au coefficient de perte de charge. Cependant les paramètres des modèles avec admission ont été configurés pour correspondre aussi près que possible du processus réaliste de l'écoulement de gaz à l'admission des chambres de combustion de moteur diesel.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

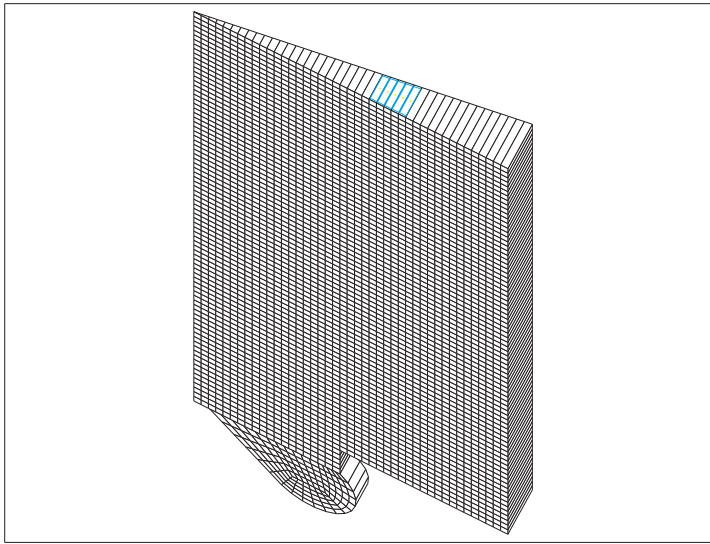


Figure 5.3: Position de l'écoulement d'admission.

### 5.3. Description des modèles:

Principalement des configurations du domaine de solution identiques aux investigations CFD en cycle fermé ont été employées que pour les. Des conditions limites d'admission ont été ajoutées aux modèles précédents pour simuler les flux d'admission à travers des faces de cellules sur la surface externe du maillage. Ci-dessous sont détaillées les mises en œuvre spécifiques appliquées aux modèles avec admission pour réaliser l'analyse CFD

#### 5.3.1. Conditions limites d'admission:

Les valeurs des conditions limites ont été spécifiées directement aux faces appropriées des cellules aux limites définies comme zone de condition limite d'admission lors de la construction du maillage. L'ensemble des variables dépendantes ont inclus les vitesses, la température et la densité, et les niveaux de turbulence.

Les composantes des vitesses d'admission ont été assignées aux faces des cellules. Diverses distributions de vitesses ont été spécifiées pour évaluer leur influence sur la masse de gaz emprisonnée à IVC. Elles ont inclus les vitesses axiales, radiales, et les vitesses tangentielles avec un profil de distribution constant ou rotationnel. Les composantes ont été interprétées dans le système de coordonnées local et appliquées aux centres de surface des conditions limites. Des études de sensibilité des distributions de vitesses ont été réalisées et sont décrites de manière exhaustive ci-dessous.

La densité a été spécifiée à la condition limite d'admission pour déterminer, avec la composante normale de la vitesse à la face de la cellule, le flux massique d'admission. Le débit d'écoulement massique a été fixé constant pendant les calculs pour permettre le contrôle approprié de l'écoulement d'admission et de l'écoulement massique total à IVC. Comme les écoulements dans le cylindre des chambres de combustion HSDI des moteurs Diesel sont connus comme compressibles et subsoniques, la valeur réelle de la densité aux limites faisait

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

partie de la solution et a été évaluée à chaque itération. Ceci a été fait en extrapolant la valeur de la pression du domaine de solution et en calculant la densité à partir de la relation avec l'équation d'état  $PV = nRT$ . Les composantes des vitesses sont alors ajustées pour conserver le débit massique entrant dans la chambre de combustion identique. La direction initiale du vecteur de la vitesse à la condition limite d'admission a été maintenue avec un angle de  $30^\circ$  entre les composantes axiales et radiales pendant les calculs, pour correspondre à la géométrie du siège de la soupape du PUMA. La température de l'air aspiré a été requise pour résoudre l'équation de conservation de l'énergie (2.12) et a été appliquée aux conditions limites d'admission.

Les paramètres de turbulence ont été inclus sous forme de l'intensité  $I$  et de l'échelle de longueur  $l$  de la turbulence. Ils ont été appliqués pour résoudre les deux équations différentielles partielles du modèle de turbulence  $K-\epsilon$  sélectionné. Cette option a été privilégiée, au lieu de prescrire l'énergie cinétique de la turbulence  $K$  et le taux de dissipation  $\epsilon$  directement, parce que la grandeur de la vitesse à la condition limite d'admission peut être modifiée pendant les calculs pour prendre en compte la conservation du débit massique traversant la condition limite d'admission. Il était nécessaire dans ces circonstances d'établir l'intensité de la turbulence locale  $I$  et l'échelle de longueur  $l$ , pour s'assurer que l'énergie cinétique de la turbulence, le taux de dissipation et la viscosité turbulente  $\mu_t$  soient correctement proportionnées avec la grandeur  $U$  de la vitesse ajustée à la condition limite d'admission pour maintenir le débit massique de l'écoulement à la valeur constante définie ci-dessus. Les variables dépendantes sont liées en utilisant les relations de l'énergie cinétique de la turbulence

$$K = \frac{3}{2} I^2 U^2 \quad (5.2)$$

et du taux de dissipation de la turbulence (2.29) spécifiées à la condition limite d'admission.

Cette pratique a été nécessaire pour à la fois le réalisme physique et la stabilité numérique de la solution. De plus les valeurs de l'intensité de la turbulence et de la longueur d'échelle sont plus faciles à mesurer pendant le fonctionnement du moteur et donc des données expérimentales peuvent être apportées pour validation. Cependant des informations des niveaux de turbulence aux orifices d'admission du moteur PUMA n'étaient pas disponibles par manque de mesures détaillées dans le cylindre. Les conditions limites de turbulence à la surface d'admission ont été estimées à partir des données trouvées dans la littérature [16], pour des caractéristiques d'écoulement d'admission. Une étude de sensibilité a été réalisée pour évaluer l'influence des niveaux de turbulence sur l'écoulement dans le cylindre pendant la course de compression et la validité des valeurs spécifiées ci-dessus. Bien que les similitudes puissent être discutées, dues aux différences des conditions de fonctionnement du moteur et de la géométrie de la chambre de combustion, les mesures ont montré que les niveaux de turbulence dans le cylindre pendant la course de compression sont peu sensibles au changement substantiel de l'intensité et de l'échelle de longueur de la turbulence pour les conditions limites d'admission [20].

Les valeurs prescrites pour les investigations sur les modèles CFD sont détaillées plus loin dans le rapport lors de l'analyse des résultats des calculs.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

### 5.3.2. Conditions initiales:

Pour les calculs CFD en cycle fermé, les conditions initiales appliquées au domaine de solution étaient supposées être une représentation adéquate de la distribution des écoulements de gaz dans le cylindre à BDC, avant la course de compression. Les valeurs de pression et de température ont été choisies arbitrairement par rapport aux conditions de fonctionnement du moteur. En particulier, un champ d'écoulement solide rotationnel a été spécifié avec une vitesse de swirl de 10000 t/mn, qui a été considéré uniforme le long de l'axe de la chambre de combustion.

Les modèles CFD avec induction permettent de raffiner ces conditions initiales en simulant le jet de l'écoulement d'admission, qui génère le mouvement de swirl dans la chambre de combustion à travers les caractéristiques des orifices d'entrée. Par conséquent, un état de stagnation du gaz a été prescrit à l'écoulement dans le cylindre et la pression et la température initiales ont été revues pour faire correspondre la masse totale de gaz emprisonnée requise à IVC, pour chacun des modèles étudiés.

La résolution a débuté à TDC avant la course d'admission et trois temps moteur ont été calculés. Des événements négatifs ont été assignés à la solution pour prendre en compte le processus de suppression de couches de cellules nécessaire pour atteindre la position TDC avant la course d'admission. Cette procédure a permis d'économiser du temps et de la mémoire de calcul et a évité le calcul de la course d'échappement. Donc son influence n'a pas été prise en considération étant donné que les conditions initiales ont été imposées au début de la course d'admission.

Les autres conditions de fonctionnement spécifiées aux modèles CFD avec admission ont inclus les spécifications de deux étapes différentes de chargement pour prendre en compte le changement d'état des conditions limites à la position IVC.

### 5.3.3. Débit massique de l'écoulement d'admission:

Le paramètre principal pour établir des comparaisons directes entre les modèles CFD avec admission et leur équivalent en cycle fermé a été d'obtenir la même masse totale emprisonnée dans le cylindre à IVC, c.-à-d. à 37 degrés après BDC pendant la course de compression. Cet état a permis de comparer les variables pendant la résolution sur une base similaire. Les conditions initiales correspondantes à IVO sont en liaison avec la masse totale de gaz dans le cylindre par la relation suivante: Le débit massique de l'écoulement étant constant entre TDC et 37° ABDC correspondant à IVC, comme résultat du débit massique fixe de l'écoulement spécifié à la condition limite d'admission, la masse totale entrant dans la chambre de combustion pendant le processus d'induction est déterminé par:

$$m_{\text{int}} = \rho_{\text{int}} \cdot U \cdot A \cdot t \quad (5.3)$$

Où U définit la vitesse normale d'admission aux surfaces des cellules de la condition limite.

A étant la surface d'admission correspondant à 20,73 mm<sup>2</sup> pour les modèles CFD avec

$$A = \frac{A_m \times 9}{360} \quad \text{De l'équation (5.1)}$$

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

t est défini comme la période d'ouverture de la soupape d'admission et est donné par:

$$t = \frac{60 \cdot \alpha}{N \cdot 360} \quad (5.4)$$

Où N est la vitesse de rotation du moteur en t/mn (4000 t/mn pour cette étude).

L'hypothèse d'un débit massique de l'écoulement constant permet à la masse de gaz à l'admission d'être calculée car les effets perturbateurs tels que l'inversion d'écoulement dans l'admission ne sont pas pris en compte quand les soupapes d'admission se ferment après le début de la course de compression. Une telle hypothèse est acceptable en raison de la vitesse élevée du moteur définie pour le modèle où l'inversion de l'écoulement est considérée comme négligeable à cause de l'effet Ram [1]. C'est le résultat de l'inertie du gaz dans le système d'admission, élevant la pression dans le port quand la soupape d'admission se ferme aux vitesses élevées du moteur, continuant de ce fait le processus de remplissage du cylindre, quand le piston commence la course de compression. La fermeture tardive de la soupape d'admission après BDC sert particulièrement à tirer profit de ce phénomène Ram.

Ainsi la masse totale emprisonnée dans le cylindre à IVC est donnée par

$$m_{IVC} = m_{TDC} + m_{int}$$

où  $m_{TDC}$  est la masse de gaz résiduelle dans le cylindre à TDC avant la course d'admission.

La densité de gaz à TDC sera donné parla relation

$$\rho_{TDC} = \frac{m_{TDC}}{V_{TDC}}$$

où  $V_{TDC}$  est le volume de la chambre de combustion à TDC avec  $V_{TDC} = 600,78 \text{ mm}^3$ .

En utilisant l'équation d'état  $PV = nRT$  pour l'air, traité comme gaz idéal  $P = \rho R T$ , les conditions initiales pour la pression absolue P et la température T peuvent alors être définies pour intégration dans les modèles. T étant la température absolue de l'air résiduel dans la chambre de combustion à TDC.  $T = 293^\circ\text{K}$  a été pris comme une première approximation dans les calculs. Les conditions initiales appropriées ont été appliquées aux modèles CFD à TDC et trois temps moteur successifs ont été calculés avec différentes résolutions de grille et distributions de vitesses à la condition limite d'admission afin d'investiguer leur sensibilité à la configuration de l'écoulement de gaz à IVC et pendant la course de compression jusqu'à TDC.

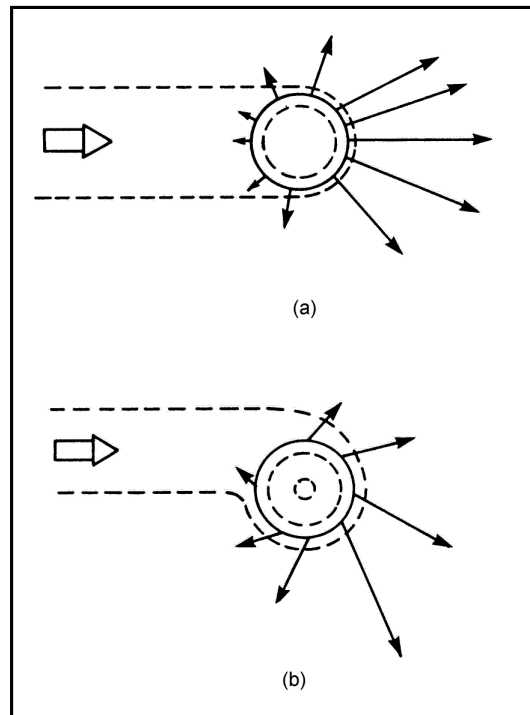
La section suivante décrit les variantes des conditions limites d'admission définies et leur relation à la géométrie des ports du moteur PUMA.



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

### 5.3.4. Sensibilité à la distribution de vitesses d'admission:

Comme déjà décrit au chapitre 4.1.1., le moteur PUMA contient deux orifices d'admission différents, avec une forme directe ou hélicoïdale. Chacun produit une distribution de vitesses d'admission spécifique. La génération de swirl par le processus d'induction est réalisée par des approches alternatives : Le port direct arrange la sortie de l'écoulement par l'orifice des soupapes de manière non uniforme dans une direction préférentielle, tandis que le port hélicoïdal provoque un écoulement de gaz rotationnel autour de l'axe de la soupape. Un croquis de la structure de l'écoulement dans le plan radial - tangentiel par chacun des orifices d'admission est décrit sur la figure 5.4 ci-dessous.



- (a) Port direct
- (b) Port hélicoïdal

Figure 5.4: Représentation de la direction de l'écoulement à la sortie des soupapes.[18]

La distribution résultante des vitesses d'écoulement générée dans le cylindre pendant le processus d'induction est tridimensionnel. L'approche axisymétrique adoptée avec les modèles CFD a nécessité de définir une configuration de la distribution de vitesses d'admission obtenue avec de tels ports, en supposant une moyenne des vitesses sur la circonférence. La section présente détaille le couple port-soupape idéalisé mis en place dans les modèles CFD par rapport aux structures d'écoulement de gaz adéquates existantes dans le moteur PUMA.

Le type de condition limite d'admission dans STAR-CD permet de spécifier les composantes axiales, radiales et tangentielles de la vitesse d'alimentation. Une composante de vitesse de swirl peut être rajoutée aux précédentes. Ces composantes sont interprétées dans le système de coordonnées local spécifié. Deux systèmes de coordonnées cylindriques ont été

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

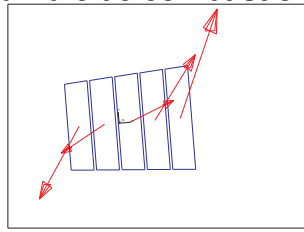
prescrits aux conditions limites d'admission en fonction de la structure de l'écoulement requise. Une attention particulière a été portée sur la génération et le développement d'un écoulement rotationnel axisymétrique simplifié par la condition limite d'admission vers l'intérieur du cylindre.

Les différentes distributions de vitesses radiales-tangentielles aux conditions limites d'admission des modèles CFD sont décrites sur la figure 5.5 ci-dessous. Les conditions limites pour le maillage fin sont détaillées sur la partie gauche de la figure. Les deux approches ont utilisé des profils de vitesse tangentiels et radiaux prescrits soit autour de l'axe de la chambre de combustion ou de l'axe des soupapes. Les profils de vitesses d'admission (c), (e) et (g) sont du type précédent, tandis que les profils (a), (b) et (f) sont du dernier type. Un profil supplémentaire a été présenté avec les vitesses tangentielles d'admission prescrites autour de la limite intérieure de la condition de frontière. Des combinaisons de profil de vitesse tangentiel uniforme et de profil de type corps solide ont été appliqués aux conditions limites des modèles pour étudier leur sensibilité respective sur le comportement des écoulements de gaz dans le cylindre pendant le processus d'induction jusqu'à IVC. Les profils de vitesse (a), (c) et (d) ont employé une vitesse tangentielle de swirl pour produire le mouvement de swirl dans le cylindre. Les profils de vitesse (b) et (g) ont utilisé une prescription uniforme de la vitesse tangentielle, et les profils (e) et (f) ont été spécifiés avec les deux distributions simultanément. Toutes les variantes ont inclus une composante de vitesse radiale positive combinée avec la distribution angulaire.

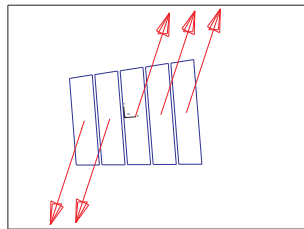
Les champs d'écoulement de gaz radiaux-tangentiels équivalents aux conditions limites d'admission pour les modèles CFD à maillage large sont détaillés sur la partie droite de la figure 5.4. Il faut noter ici que les modèles à maillage large ne peuvent pas reproduire les profils de vitesse spécifiés autour de la position de l'axe des soupapes puisque seulement une face de cellule est utilisée pour la condition limite d'admission. Au moins deux cellules auraient été nécessaires pour produire un profil de vitesse adéquat au domaine de solution avec grille large, de ce fait amplifiant la complexité des modèles.

La capacité de définir de tels profils a été réalisée avec le modèle CFD Omega à maillage fin et des études de sensibilité ont été conduites. Les résultats des conditions d'écoulement d'admission ont été analysés et leur influence sur les prédictions du mouvement d'air dans le cylindre a été évaluée. Les sections suivantes détaillent l'analyse CFD et procurent des informations sur l'adéquation de tels profils de vitesse d'alimentation avec les conditions de fonctionnement appropriées du moteur.

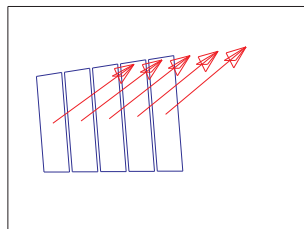
**Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**



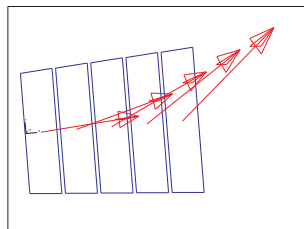
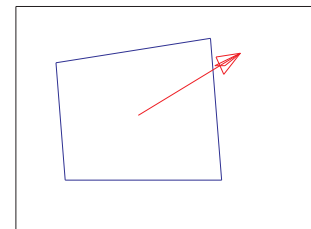
( a )



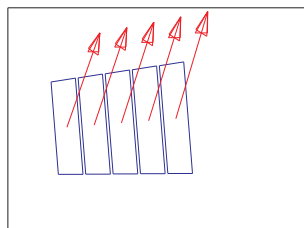
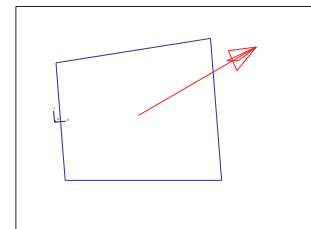
( b )  
Distribution uniforme



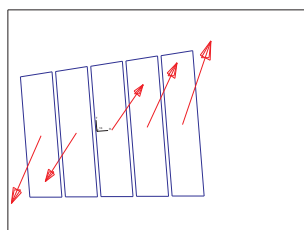
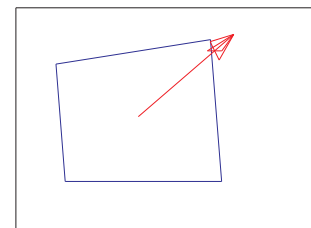
( c )



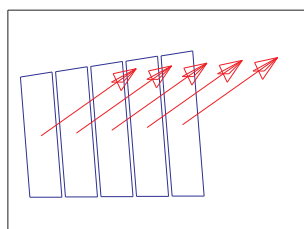
( d )



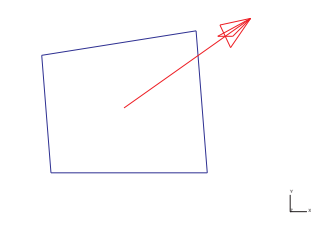
( e )  
distribution  
angulaire et uniforme



( f )  
Distribution angulaire & uniforme



( g )  
Distribution uniforme



Profils avec maillage fin

Profils avec maillage large

Figure 5.5: Profils de vitesse d'alimentation radiaux - tangentiels.

#### **5.4. Investigation préliminaire:**

Une étude préliminaire a investigué la génération du mouvement de swirl dans le cylindre en simulant l'écoulement de gaz d'admission uniquement pendant la course de compression, soit de BDC avant la compression jusqu'à IVC. Le but de cette approche était de fournir des informations pour la validation du programme de simulation ZGF sans devoir simuler le cycle complet du moteur. L'objectif était d'évaluer l'influence de l'inclusion des écoulements d'admission comme modification du mouvement du champ de l'écoulement principal dans le cylindre au début du processus de compression.

Les calculs ont été réalisés en utilisant plusieurs conditions d'admission et leur réalisme ont été évalués. Une éventail de valeurs de swirl, couplé à des profils de vitesse axiaux a été prescrite aux conditions limites d'admission. La figure 5.6 montre une distribution de vitesses de swirl typique près d'IVC. En dépit des grandeurs très élevées des vitesses d'admission (définies jusqu'à 250 m/s) le ratio de swirl calculé dans le cylindre à IVC s'est avéré très bas. Le moment angulaire prescrit n'étant pas assez important pour produire un échange de quantité de mouvement suffisant avec la masse de gaz déjà emprisonnée dans le cylindre. C'est le résultat de l'écoulement stationnaire utilisé comme condition initiale pour l'analyse du cycle commençant à BDC. Avec un tel volume de gaz dans le domaine de solution, des inexactitudes liées aux valeurs nulles devraient être évitées en prenant en considération un swirl résiduel du cycle précédent.

Une illustration confirmant la non génération de swirl est donnée sur la figure 5.7 où le champ des écoulements axiaux-radiaux calculés à SOI montre une rotation dans le sens contraire des aiguilles d'une montre du vortex principal dans la cuvette du piston, caractéristique d'un état de swirl inexistant décrit par Arcoumanis [12] et [17]. Uniquement le mouvement de squish est bien représenté en raison de l'effet de compressibilité généré par l'espace entre la couronne du piston et la culasse. Cependant le champ d'écoulement axial-radial dans le cylindre n'est pas affecté par l'accroissement de la vitesse de swirl due au mouvement de squish du gaz décrit précédemment.

Cette méthodologie de simulation CFD ne reflète pas de manière précise les phénomènes physiques impliqués dans le mouvement du gaz dans le cylindre des chambres de combustion des moteurs Diesel. Par conséquent la simulation de la totalité de la course d'admission a été requise pour fournir la quantité de mouvement angulaire adéquate à la masse de gaz emprisonnée dans la chambre de combustion. C'est l'objectif détaillé dans les sections suivantes.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

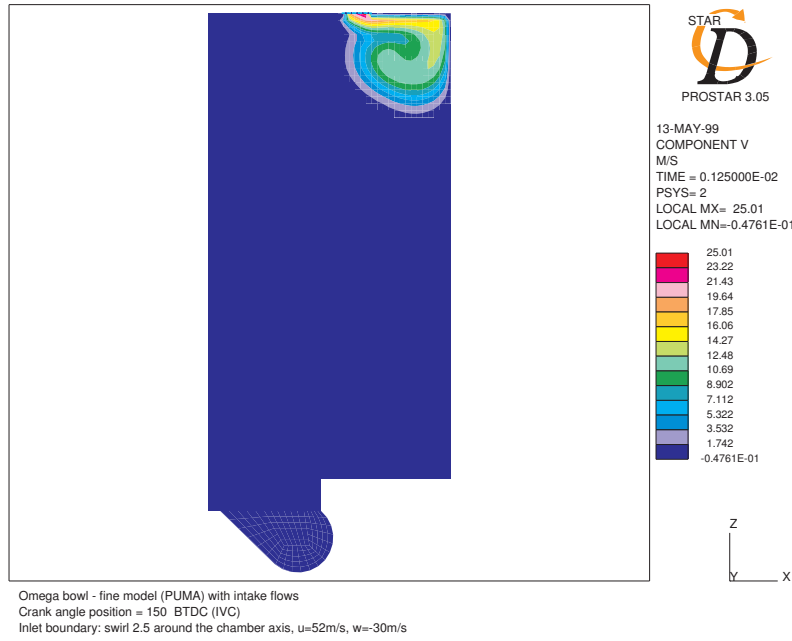


Figure 5.6: Vitesses de swirl à IVC générées par les écoulements d'admission après BDC.

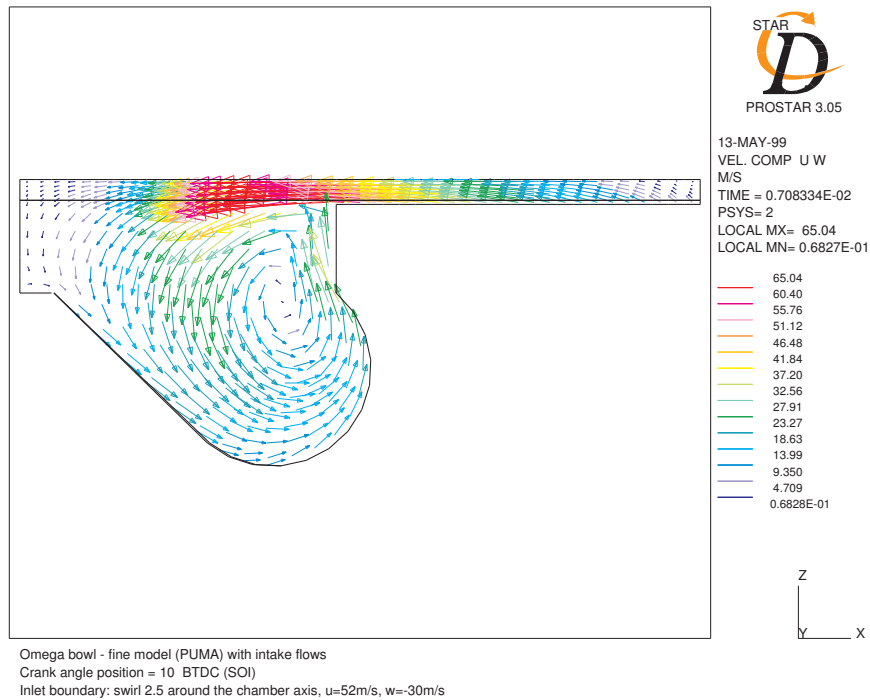


Figure 5.7: Vitesses axiales - radiales à SOI générées par les écoulements d'admission après BDC.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

### **5.5. Simulations du processus d'admission:**

L'analyse des simulations du processus d'induction a impliqué l'évaluation des configurations du domaine de solution au début des calculs et l'étude de la sensibilité de ces configurations sur la solution.

Le choix des conditions initiales a eu pour objectif de fournir des conditions réalistes de pression et de température au domaine de solution à IVC. De telles conditions peuvent provenir habituellement de données expérimentales adéquates correspondant à la configuration de la chambre de combustion du moteur. Comme trois temps ont été simulés à partir de TDC avant le processus d'induction, des conditions initiales similaires aux calculs en cycle fermé auraient donné des valeurs peu réalistes à IVC. Une méthode appropriée a été de comparer la masse d'air présente dans la chambre de combustion au début de la course de compression. Cette quantité peut être extrapolée des valeurs prises en mesurant les conditions d'admission pendant le processus d'induction. En définissant l'efficacité volumétrique de la chambre de combustion considérée comme un dispositif de pompage d'air, les conditions requises pour les limites d'admission ont été fournies au modèle.

#### **5.5.1. Analyse des données expérimentales:**

Des données dans les conditions de cycle froid pour le moteur PUMA à 4000 t/mn ont été nécessaires. Le mouvement de l'air aspiré à travers les soupapes peut être capturé par diverses techniques de mesure. Celles utilisées couramment incluent soit la visualisation des écoulements telle que la photographie par traceur du mouvement, des techniques pour caractériser directement les écoulements d'admission, comme les roues à palettes et les couple mètres pour la mesure du swirl, ou des méthodes locales comprenant l'anémométrie à fil chaud et l'anémométrie Doppler à laser. De telles mesures des vitesses du gaz au niveau des soupapes dans la chambre de combustion n'étaient pas disponibles lors du projet. Par conséquent quelques corrélations ont dû être faites à partir d'autres résultats observés dans différentes conditions de fonctionnement de moteur. Les données expérimentales recueillies dans la littérature ont fourni des informations sur une large diversité de configurations de chambres de combustion. Cependant, les conditions de fonctionnement décrites dans la littérature technique ont des disparités de plusieurs types par rapport aux valeurs requises. Ces conditions concernent la configuration du moteur testé, les raisons possibles des disparités étant la chambre de combustion du moteur caractérisée par une conception avec de faibles niveaux de génération de turbulence et de grandes variations cycliques, comme rapporté notamment par ZurLoye, Siebers et Al [23], ou des maquettes de moteurs de recherche avec une chambre de combustion simplifiée permettant un accès optique. Comme un cylindre acrylique est utilisé dans ce type de moteur de recherche, ils fonctionnent à des vitesses et avec un taux de compression inférieurs, comparés à ceux des moteurs HSDI, par exemple dans [24], [25]. Par conséquent, les différences entre les études sur les moteurs de recherche construits à cet escient disponibles dans la littérature, et les moteurs de production tels que configuré dans le PUMA de Ford et leurs conditions de fonctionnement correspondantes sont telles qu'une extrapolation quantitative des essais n'est pas directe. Quand on considère les techniques de mesure utilisées pour évaluer l'écoulement à travers les orifices des soupapes, peu de travail expérimental a été rapporté en raison des restrictions de ces techniques, telles que l'interférence des sondes utilisées pour l'anémométrie à fil chaud, et les limitations d'accès optique pour l'anémométrie Doppler à laser, et de la nature de mesure ponctuelle de ces techniques. Donc, les données expérimentales disponibles pour le moteur PUMA telles que [26], traitaient de dispositifs d'essai d'écoulements en régime permanent, semblable au

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

système de Tippelmann [27]. Elles ont donné des rapports de swirl et des coefficients de pertes de charge moyens, mais les comparaisons avec les conditions des modèles CFD avec admission n'ont pas été directes à cause des divergences de conditions de fonctionnement. Par conséquent les données expérimentales ont été utilisées comme point de départ pour procurer des paramètres réalistes pour les conditions aux limites des modèles CFD.

L'approche adoptée a été d'assigner des vitesses de flux d'air d'admission aux conditions limites du domaine de solution récupérées des mesures réalisées sur les bancs d'essais de moteurs de l'université de Bath. Cette pratique a été réalisée en faisant correspondre l'efficacité volumétrique des modèles avec les mesures effectuées sur le moteur PUMA rapportées dans [28]. La moyenne des efficacités volumétriques sur les quatre cylindres est incluse dans ce rapport, mesurée par la méthode de la masse de l'écoulement d'air (Mass Air Flow - MAF). Elle a donné un bon point de départ pour le calibrage du modèle. Une valeur de 84,9% a été mesurée en utilisant une sonde MAF, et cette efficacité volumétrique a été reproduite dans les modèles CFD pour comparaisons.

Une telle calibration a été réalisée, qui a défini la configuration des écoulements de gaz à l'admission, pour des comparaisons entre les divers modèles entrepris dans la prochaine section. De plus, certaines données extérieures ont été utilisées pendant l'analyse des écoulements d'admission pour confirmer les tendances rapportées par les résultats des simulations CFD.

### 5.5.2. Analyse des écoulements d'admission:

Le chapitre suivant étudie les résultats pour les modèles CFD Omega et Bloc cylindrique, incluant le processus d'induction. Tous les commentaires se rapportent aux tirages de post traitement des parties 10 à 17 dans l'annexe F et l'annexe G.

Après la calibration des modèles afin de faire correspondre l'efficacité volumétrique requise et la masse emprisonnée à IVC, les spécifications du flux d'air aux conditions limites d'admission sont récapitulées dans le tableau 5.8 ci-dessous :

Vitesse radiale $u$	79 m/s	Température $T^\circ$	293°K
Vitesse tangentielle $v$	47 m/s	Densité $\rho$	1.205 kg/m <sup>3</sup>
Vitesse Axiale $w$	-53 m/s	Echelle de longueur de la turbulence $l$	0.01 m
Vitesse Angulaire $\omega$	15 rpm	Intensité de la turbulence $I$	0.0258

Tableau 5.8 : Paramètres aux conditions limites d'admission.

Pour produire le débit massique requis de l'écoulement, uniquement la composante  $w$  de la vitesse doit être ajustée. Les composantes  $u$ ,  $v$ , et  $\omega$  de la vitesse de l'écoulement d'admission ont été prescrites pour investiguer leur influence sur la distribution de l'écoulement de gaz dans le cylindre.

#### 5.5.2.1. Caractéristiques de l'écoulement d'admission:

Une étude de sensibilité a été réalisée sur la direction de l'écoulement spécifié aux conditions limites d'admission. Le calcul a été effectué avec et sans l'utilisation de la

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

caractéristique d'angle forcé, disponible dans le code CFD. Cette fonction permet de conserver la direction de la vitesse d'alimentation constante pendant les calculs. Comme les écoulements d'admission dans les chambres de combustion quittent l'orifice d'admission approximativement dans la direction de l'angle du siège des soupapes, au moins au début de l'ouverture, soit  $30^\circ$  pour le moteur PUMA, les investigations ont été réalisées pour déterminer le changement de direction de la vitesse de l'écoulement des gaz d'admission.

La valeur réelle de la densité à la condition limite faisant partie de la solution, elle est évaluée à chaque itération. Ceci est fait en extrapolant la pression du domaine de solution et en calculant la densité depuis l'équation d'état ( $PV=nRT$ ). Il est montré qu'il n'y a aucune différence entre les cas avec angles fixes et non forcés, confirmant qu'à la fois la densité spécifiée à la condition limite d'admission et la densité extrapolée du domaine de solution sont identiques. Ce résultat a montré une bonne cohérence avec l'hypothèse de faible compressibilité de l'option d'écoulement subsonique spécifiée pour les calculs.

Afin de caractériser plus en détail le jet de l'écoulement d'admission, le nombre de Reynolds basé sur la largeur de l'admission est déterminé comme suit :

Grandeur de la vitesse d'admission  $V_{inlet} = 106 \text{ m/s}$

Viscosité dynamique  $\mu = 1.82 \cdot 10^{-5} \text{ kg/ms}$

$$Re = \frac{\rho l \cdot V_{inlet}}{\mu} = \frac{1.205 \times 106 \times 5 \cdot 10^{-3}}{1.82 \cdot 10^{-5}} = 35090$$

Etant donné cette valeur du nombre de Reynolds, l'écoulement est considéré comme turbulent, le nombre de Reynolds critique pour passer d'un écoulement laminaire à un écoulement turbulent étant d'environ 2000 [3].

Une autre manière de classifier cet écoulement compressible est par le paramètre connu sous le nom de nombre de Mach  $Ma$ . Il est défini comme le rapport de la vitesse d'admission locale à la vitesse du son dans l'air. Il est déterminé comme suit :

Constante spécifique du gaz pour l'air :  $r = 287,1 \text{ J/kg.K}$

Rapport des capacités spécifiques de la chaleur  $\gamma = C_p/C_v = 1,4$

Vitesse locale du son à la condition limite d'admission:

$$a = \sqrt{\gamma \cdot r \cdot T} = \sqrt{1.4 \times 287.1 \times 293} \approx 342 \text{ m/s}$$

Donc le nombre de Mach à l'admission est:

$$Ma = \frac{V_{inlet}}{a} = \frac{106}{342} \approx 0.3$$

Puisque le nombre de mach calculé est relativement petit, l'écoulement d'admission est considéré comme subsonique. De plus, les résultats ultérieurs décrits dans le chapitre montrent que le nombre de Mach ne dépasse pas cette limite dans la totalité du domaine de



## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

solution des simulations du cycle froid du moteur. Par conséquent, aucune onde de choc ne peut se produire pendant le processus, et les écoulements dans le cylindre se comportent qualitativement comme un écoulement incompressible, confirmant la simplification des effets de compressibilité prise avec le modèle ZGF.

### 5.5.2.2. Comparaisons des profils de vitesses d'admission:

Les figures 10.a et 10.b sont données pour information. Elles montrent les résultats équivalents des modèles en cycle fermé à SOI, soit sans les écoulements d'admission, avec la même masse de gaz emprisonnée à IVC que pour leur contre partie avec admission. Ce modèle sera utilisé comme modèle de référence pour comparaisons dans l'analyse suivante. Les figures montrent peu de différence dans les structures d'écoulement calculées, pour la totalité de la simulation. Seulement 6% de variation de la vitesse maximum de squish peut être observée dans la figure 10.a. C'est probablement une conséquence de la réduction de la masse d'air emprisonnée à IVC, de  $1.55 \cdot 10^{-5}$  kg à  $1.327 \cdot 10^{-5}$  kg pour le dernier modèle, influençant les conditions de circulation de l'air entre la culasse et la couronne du piston, où la modélisation des couches limites prennent une importance majeure dans un interstice si étroit.

La figure 10.c et la figure 10.d montrent les comparaisons de la structure des écoulements d'admission dans le plan axial-radial, pour les deux distributions de vitesses d'admission à  $90^\circ$  ATDC. Le profil des vitesses d'alimentation (a), prescrit autour de l'axe de la soupape, est utilisé dans la figure 10.c, tandis que le profil de vitesse d'alimentation (g) prescrit autour de l'axe de la chambre de combustion, est montré dans la figure 10.d. Sur ces tracés de vecteurs, un écoulement complexe se produit dans la région des soupapes où d'abord l'écoulement est projeté le long de la paroi du cylindre. Le jet de l'écoulement est bien plus vigoureux dans la figure 10.d dû à la forme unidirectionnelle de l'écoulement d'admission. La structure dans le cylindre est ensuite fortement dépendante des écoulements d'admission. Elle est principalement caractérisée par les deux re-circulations axiales produites par le jet de l'orifice, respectivement sous la tête de la soupape et entre la paroi du cylindre et la culasse. Ils résultent des efforts élevés de cisaillement turbulents entre le jet et le volume de gaz dans le cylindre. L'angle d'entrée de l'écoulement d'admission est approximativement celui du siège de la soupape et le jet est projeté contre la couronne du piston, suivant la position du piston. Le tirage montre un vortex intérieur plus volumineux qui s'allonge quand le piston descend, illustré dans la figure 14.a de l'annexe G, à  $40^\circ$  BBDC. Un tel champ de vitesses dans le cylindre est qualitativement tout à fait représentatif du comportement réel de moteur tel que le PUMA, comme rapporté par [18], à partir de diverses comparaisons expérimentales.

La figure 10.c montre la distribution des écoulements de gaz conduite principalement par le mouvement du piston, avec des vitesses axiales de même échelle que la vitesse du piston dans le volume inférieur de la chambre de combustion. La déflexion du jet d'entrée est provoqué par la recirculation et le vortex extérieur n'est pas présent.

A SOI, les champs des écoulements calculés depuis IVC ont renvoyés des distributions très semblables et les structures dans le cylindre se sont avérées peu sensibles aux profils de vitesses d'alimentation. Par conséquent seulement le profil de vitesse spécifié autour de l'axe du cylindre est étudié ci-dessous.

Les vitesses dans le plan axial-radial sont détaillées dans la figure 10.g. Les phénomènes principaux sont bien représentés, par comparaison avec les résultats du modèle de référence de la figure 10.a. La recirculation centrale dans le sens des aiguilles d'une montre est reproduite avec des grandeurs de vitesses semblables, le profil de vitesses de squish et le vortex de recirculation proche de la lèvres de la cuvette suivent la même tendance. Cependant

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

le centre du principal vortex toroïdal est situé plus haut dans la cuvette du piston par rapport au modèle équivalent en cycle fermé, avec des vitesses inférieures au fond de la cuvette du piston. Ceci est dû à l'absence du petit vortex axial dans la figure 10.g.

En complément, des champs de vitesses dépendants du temps dans le plan axial-radial sont tracés dans la figure 14.a de l'annexe G. Le croquis fournit des informations supplémentaires pendant le cycle froid du moteur pour un modèle Omega à maillage fin avec un profil de vitesses d'admission du type de (g). A  $30^\circ$  ATDC, la figure montre l'angle des vitesses d'admission dirigé par la position du piston. Aucune recirculation au coin de la paroi entre la culasse et le cylindre n'est observée. Vers la fin de la course d'admission ( $40^\circ$ BBDC), le jet pénètre davantage à travers le système de vortex, consistant en des vortex toroïdaux et annulaires, l'interaction aux parois continuant à se développer à partir de la figure 10.d. A partir de là, l'angle de  $30^\circ$  du siège de la soupape provoque une région de recirculation attachée au coin de la culasse. Il est encore présent à IVC. Les effets de l'angle du siège des soupapes ont été explorés et passés en revue par Arcoumanis et Gosman dans [12] et [18] respectivement. Ils montrent que le bord externe du jet ne décolle pas de la culasse, supprimant ainsi le vortex dans l'angle. Bien que les comparaisons doivent être prises avec prudence, étant donné que les expériences ont été réalisées dans des conditions très différentes telles qu'un moteur de recherche sans compression dans [12], et [18] a signalé que d'autres études ont mis en évidence un écoulement bistable, c.-à-d. le vortex faisant en coin étant présent ou non pendant un cycle donné. D'ailleurs, les modèles à maillage large détaillés ci-dessous, montrent que ce phénomène de l'écoulement n'est pas reproduit avec une telle résolution de grille.

A  $30^\circ$  BTDC, la structure de l'écoulement d'admission a été détruite pendant la compression et le processus de squish a débuté. Il se sépare au bord de la cuvette pour former un nouveau petit vortex dû aux contraintes de cisaillement du squish. Proche de cette position angulaire, l'écoulement dans l'interstice devient unidimensionnel.

A TDC, dû aux effets de compression, le centre du vortex en rotation dans le sens des aiguilles d'une montre se déplace vers le fond de la cuvette et s'intensifie ; développant ainsi le vortex dans l'axe de la chambre. Il convient de noter que la production du squish se réduit avec un espace aussi étroit. Après TDC, avec le piston s'éloignant de la culasse, un mécanisme de squish inverse est observé.

Les distributions tangentielles des vitesses à IVC montrent deux types de structures, en fonction des profils de vitesses aux conditions limites d'admission. La figure 10.e renvoie des champs d'écoulement de gaz très similaires, quand les profils de vitesse tangentiels et radiaux ont été appliqués autour de l'axe de la soupape. La distribution des écoulements de gaz dans la chambre de combustion est caractérisée par une stratification axiale: Les vitesses de swirl montrent une tendance précoce vers la rotation de corps solide près du piston, et un champ d'écoulement non structuré dans la partie supérieure du cylindre, près de la culasse. Ce dernier est affecté par une distribution de vitesse de swirl négative autour de l'axe du cylindre, montrant des effets de mémoire, dus au jet de l'écoulement d'admission.

La structure de swirl est conduite par la forme de cuvette du piston car le moment angulaire produit par le jet d'admission n'est pas assez vigoureux et se diffuse rapidement par l'action des contraintes tangentielles. Bien que des données expérimentales n'ont pas été trouvées dans la littérature, dans un but de calibration, la prescription du swirl d'admission a été très élevée afin de correspondre aux grandeurs de vitesses tangentielles maximales à SOI.

Comme alternative, la figure 10.f donne des détails de la structure de l'écoulement dans le cylindre à IVC avec les conditions aux limites d'admission prescrites autour de l'axe

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

de la chambre de combustion. Une structure d'écoulement quasiment de corps solide est trouvée dans la cuvette du piston et dans les zones au dessus de la cuvette, avec une disparité dans la zone de squish.

Le profil d'admission, prescrit autour de l'axe de la chambre de combustion, génère un niveau de swirl deux fois supérieur que le précédent dans la figure 10.e. Un moment angulaire plus important est transmis dans la cuvette du piston dans la figure 10.f, par le mouvement axial du jet d'admission et la vitesse tangentielle maximale est trouvée à la lèvre de la cuvette du piston, due à la direction descendante du piston pendant la course d'admission. Cette structure est menée par la géométrie du piston.

Les résultats à IVC sur les deux figures reflètent les différentes conditions d'écoulement de gaz spécifiées aux conditions limites d'admission et le faible effet de la géométrie de la chambre de combustion sur la distribution des écoulements dans le cylindre. Cependant à SOI l'effet des conditions limites d'admission est trouvé moins influant que la géométrie de la chambre de combustion, sur la structure du champ des vitesses. Par conséquent les vitesses de swirl calibrées à SOI ont reproduit les mêmes caractéristiques et ainsi, seulement les champs des écoulements de gaz correspondant au profil de vitesses (g) aux conditions limites d'admission sont détaillés ensuite, car ce profil est plus approprié pour des comparaisons avec la prescription aux conditions limites avec le maillage à faible résolution.

La figure 10.h retourne une structure de swirl et des grandeurs de vitesses très similaires avec les résultats du modèle en cycle fermé observé dans la figure 10.b. Uniquement une petite différence avec le modèle de référence est observée, le long de la surface de la rehausse du piston et de l'axe du cylindre, dus à l'absence du petit vortex central.

Des contours de swirl additionnels sont données dans l'ensemble de figures 14.b en complément. Elles fournissent des informations appropriées dans l'objectif de validation du modèle ZGF. Le long de la course d'induction, la distribution des vitesses du gaz dans le cylindre indique une vitesse tangentielle maximale à BDC, dû au moment angulaire de l'écoulement d'admission entraîné par convection dans la chambre de combustion par le mouvement axial descendant. Ensuite, la vitesse tangentielle maximale diminue en raison du cisaillement aux parois et du début de la compression, jusqu'à IVC.

Jusqu'à 30° BTDC, la structure de swirl est stable et a survécu à la compression. Le démarrage du jet de squish déforme le profil de swirl, redistribuant le moment cinétique, induisant ainsi une région de swirl localement élevé au-dessus de la lèvre de la cuvette due au transport centripète du moment angulaire à cette position.

A TDC, la zone de swirl maximal s'est déplacée radialement vers l'intérieur et s'est intensifié en raison de la plus grande pénétration du jet de squish. La quantité de mouvement angulaire est dirigée vers le fond de la cuvette du piston par la rotation du vortex principal. Un mouvement angulaire résiduel est alors trouvé à cet endroit lors du début de la course d'expansion et montré à 10° ATDC.

L'affaiblissement du moment cinétique du tourbillonnement de l'air dans le cylindre de IVC à TDC est observé dans la suite de figures. Il est attribué au frottement aux parois, qui est induit par l'augmentation du rapport de la surface au volume pendant que le piston comprime le gaz vers TDC, ainsi qu'à la dissipation de la turbulence. Ceci est en adéquation avec les descriptions données dans la littérature où 30% à 50% de réduction a été rapporté par exemple par [12] et [29], mais avec des conditions de fonctionnement de moteur très différentes.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Des investigations sur la génération plus élevée de swirl ont été effectuées en augmentant la grandeur des vitesses d'alimentation dans le plan radial. La figure 10.i donne des détails des contours de swirl à IVC avec des vitesses radiales et tangentielles prescrites à 92 m/s. Une telle grandeur de vitesse est peu réaliste dans les moteurs Diesel HSDI, mais les résultats des prévisions mettent en évidence la tendance de la structure de swirl dans le domaine de solution, à produire une configuration de rotation de corps entièrement solide à IVC dans la totalité de la chambre de combustion. Comparée à la figure 10.f, la grandeur de la vitesse tangentielle est d'environ 50% supérieure et la quantité de mouvement angulaire totale s'avère être deux fois plus élevée. La structure de swirl dans la cuvette du piston montre des gradients de vitesses importants à proximité du centre du swirl, avec une zone plate qui s'étend environ jusqu'à la région de squish au-dessus de la couronne du piston. La rémanence de la structure de l'écoulement d'admission demeure dans la région externe, près de la culasse. Des données expérimentales sur une structure de swirl semblable ont été rapportées notamment par Gosman dans [18] et Whitelaw et Al dans [30], utilisant un moteur de recherche modifié pour un accès optique, tournant à des vitesses de 1000 à 3000 t/mn, avec une cuvette de piston décentrée de type bloc cylindrique. Ils montrent des gradients de vitesses élevés dans la zone centrale, et une grande section plate près de la paroi du cylindre. Les mesures ont indiqué que la distribution de swirl dans le cylindre était dépendante de l'accroissement de la vitesse du moteur et de la vitesse de l'écoulement d'admission, fonction du temps réduit disponible de l'écoulement pour le développement vers une distribution de rotation de corps solide.

La figure 10.j et la figure 10.k fournissent des détails de l'écoulement calculé à 10° BTDC de la compression. Le champ de vitesses tangentielles représenté sur la figure 10.k renvoie une structure de swirl très similaire à la figure 10.h, mais des grandeurs de vitesses plus élevées sont trouvées dans le domaine de solution. Les vitesses axiales-radiales correspondantes calculées dans la figure 10.j retournent des vitesses de squish similaires avec la figure 10.g, mais l'interaction complexe de squish-swirl produit une pénétration réduite du squish vers l'axe du cylindre. C'est une conséquence des contraintes opposées des forces centrifuges associées au swirl plus élevé et du mouvement centripète du squish inhibé par le swirl. Cette interaction produit le vortex plus puissant dans le sens des aiguilles d'une montre, centré plus profondément dans la cuvette du piston et déplacé vers la lèvre de la cuvette.

L'effet de cette génération de swirl plus élevée produit un petit vortex additionnel près de l'axe, par rapport à la figure 10.g et bien plus important comparé aux caractéristiques du modèle de référence de la figure 10.a. Une conséquence de l'apparition de ce nouveau vortex est que la direction de l'écoulement près de l'axe est maintenant vers l'extérieur de la cuvette du piston, au lieu d'être vers l'intérieur avec une génération de swirl inférieure. Une autre conséquence est que le vortex se trouvant contre la lèvre de la cuvette du piston est moins vigoureux.

En dépit de ces changements du comportement du champ de l'écoulement axial-radial il n'y a pratiquement pas de changement de grandeur de vitesse, par rapport au modèle avec génération de swirl plus faible de la figure 10.g et avec le modèle de référence de la figure 10.a.

Les contours de swirl indiquent que la vitesse tangentielle maximale est plus proche de la lèvre de la cuvette du piston comparée à la figure 10.h. Ceci met en évidence son influence sur la position des vortex axial et principal dans la cuvette du piston décrite ci-dessus. D'ailleurs la structure de swirl le long de la rehausse du piston reproduit les mêmes phénomènes comparés aux vitesses de swirl du modèle de référence à SOI. Ceci accentue l'influence de la structure de rotation de corps solide à IVC.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## 5.5.2.3. Sensibilité de la position des conditions limites d'admission:

La position des conditions limites d'admission est étudiée ci-après. Des études de sensibilité ont été réalisées pour évaluer son influence sur le comportement du jet d'admission sur les calculs dans le domaine de solution.

Les figures 11.a et 11.b montrent le maillage numérique avec la condition limite d'admission déplacée respectivement vers l'axe de la chambre de combustion et vers la paroi du cylindre. Le tableau 5.9 ci-dessous reproduit les caractéristiques des conditions limites d'admission pour les deux modèles. Les vitesses axiales d'admission ont été ajustées avec les surfaces des conditions limites d'admission afin de procurer le même débit massique d'écoulement au domaine de solution.

Position de la condition limite	Nb. de cellules	Surface totale (mm <sup>2</sup> )	w (m/s)	Distance (mm)
Axe du cylindre	9	20.41	54	10
Paroi du cylindre	4	23.15	47.5	4

Tableau 5.9: Caractéristiques des conditions limites d'admission.

Les deux conditions limites d'admission ont été placées sur le diamètre extérieur de la soupape.

Les figures 11.c et 11.d montrent les champs des écoulements calculés à IVC pour les deux modèles décrits ci-dessus. Les contours de swirl dans le cas avec la position de la condition limite d'admission près de l'axe du cylindre montrent à la fois une grandeur de vitesse tangentielle et de quantité de mouvement angulaire inférieures par rapport aux figures 10.e et 10.f. La vitesse tangentielle maximale est transportée à l'axe de la chambre comme prévu, étant donné la position de la soupape. Le champ de l'écoulement ne présente pas une structure de rotation de corps solide.

De l'autre côté, le modèle avec la position de l'admission vers la paroi du cylindre produit une vitesse tangentielle maximale, qui est transportée vers l'extérieur de la zone de la cuvette du piston, comparée à la figure 10.f. Il reproduit le développement du jet d'admission, reflétant l'interaction du mouvement de swirl avec les parois environnantes.

La distribution des vitesses de swirl est proche d'une structure de corps solide le long de l'axe du cylindre dans la zone au dessus de la cuvette et environ à mi-rayon du cylindre dans la cuvette du piston. Au delà elle dévie de cette structure. Cette structure de swirl est menée par le niveau de la vitesse tangentielle d'admission et l'interaction entre le jet et les parois, mettant en évidence l'influence de la distance de la condition limite d'admission à la paroi du cylindre.

Une telle structure de swirl dans le cylindre reproduit avec une précision qualitative raisonnable les mesures réalisées avec un moteur Diesel entraîné, comportant un unique cylindre avec un piston à cuvette et tournant à 900 t/mn dans [24].

Des comparaisons sont investiguées entre les deux modèles à SOI. Les champs de vitesses dans le plan axial-radial sont observés dans la figure 11.e pour le modèle avec la position de l'admission vers l'axe de la chambre, et dans la figure 11.g pour le modèle avec l'admission vers la paroi du cylindre.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

La figure 11.f et la figure 11.h donnent les détails des contours de swirl correspondants. Où le premier modèle produit un faible swirl dû à la structure désorganisée à IVC, avec la vitesse tangentielle maximale décalée vers l'axe du cylindre et le swirl mené par la forme de la cuvette du piston Omega, la distribution de l'écoulement de gaz du dernier reproduit les mêmes phénomènes que ceux obtenus avec le modèle Omega dans la figure 10.h

La vitesse tangentielle maximale est de 85% supérieure par rapport à la figure 11.f. De plus, le swirl maximum et la quantité de mouvement angulaire totale calculée dans le domaine de solution sont significativement plus élevés par rapport à ceux observés dans la figure 10.h, précisant l'effet de la position, proche de la paroi du cylindre, du jet d'admission à travers l'interaction jet-paroi.

L'ensemble des figures pour les modèles à maillage fin, montrant la distribution de swirl de l'écoulement de gaz dans le cylindre, révèle une diminution des valeurs des vitesses tangentielles maximales à SOI avec une augmentation de la puissance de swirl à IVC. Donc des niveaux plus élevés de swirl à IVC provoquent des pertes plus élevées pendant la compression jusqu'à SOI, évoluant avec une quasi linéarité de 8% à 28%. Ces valeurs sont en concordance avec le comportement mesuré à 2000 t/mn du moteur décrit dans [30].

Par conséquent la position de l'admission la plus vers l'intérieur produit des changements spectaculaires dans la structure de l'écoulement, avec le champ axial-radial de l'écoulement dans le cylindre désorganisé à SOI. Uniquement le vortex contre la paroi de la cuvette du piston demeure présent au-dessous de la lèvre de la cuvette et de faibles recirculations sont observées au fond de la chambre de combustion et autour de l'axe du cylindre.

Les vitesses de squish s'avèrent être de grandeur similaire au modèle de référence dans la figure 10.a, mais l'écoulement de squish se dirige vers l'intérieur, en direction de l'axe du cylindre, dû à l'absence d'un vortex toroïdal puissant dans le sens des aiguilles d'une montre associé à la réduction du swirl détaillé ci-dessus dans la figure 11.f.

La position de l'admission vers l'extérieur du domaine produit la structure de l'écoulement à SOI avec un comportement semblable au cas de la figure 10.j, puisqu'il y a la présence d'un vortex puissant en rotation dans le sens des aiguilles d'une montre au centre de la cuvette du piston. Le niveau de swirl plus élevé fait déplacer le vortex vers le fond de la cuvette. La pénétration radialement centripète du phénomène de squish est limitée par le gradient de pression contraire généré par le mouvement rotationnel plus important à l'induction, en comparaison avec la figure 11.e. Le vortex axial est présent, mais moins vigoureux dans ce modèle.

### **5.5.2.4. Sensibilité de la résolution de la grille aux conditions d'admission:**

Les simulations décrites ci-dessus ont été répétées pour la géométrie Bloc cylindrique et des comparaisons entre les résolutions de grille large et fine sont étudiées ci-après. Pour plus de simplicité, uniquement des détails pour la forme Bloc cylindrique sont donnés ci-dessous, et des conclusions générales sont évaluées concernant les influences de la forme de la cuvette du piston.

Les figures 12.c et 12.d détaillent le champ des écoulements dans le cylindre avec une grille de faible résolution. Un modèle de 30 cellules a été implémenté, incluant des conditions limites d'admission ayant les mêmes position et surface que les modèles avec maillage fin détaillés ci-dessus. Trois cellules ont été ajoutées à la grille large du modèle en cycle fermé

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

pour conserver un maillage orthogonal. Le comportement de l'écoulement de gaz dans le plan axial-radial à  $90^\circ$  ATDC présente un nombre limité de points critiques, où commencent et finissent les structures cohérentes dans le cylindre telles que les vortex ou des régions de séparation et d'attachement de l'écoulement. Ce comportement est mené par la résolution de grille choisie pour des modèles à maillage large. La structure de l'écoulement reproduit la recirculation dans le sens des aiguilles d'une montre au-dessous de la soupape d'admission montrée précédemment dans la figure 10.d. L'interaction du jet-à la paroi n'est pas bien représentée à cause de la modélisation avec une grille large, induisant un cisaillement plus élevé le long du jet de l'admission. Par conséquent, la distribution de l'écoulement de gaz est davantage menée par la vitesse du piston que par l'interaction entre le jet et la masse de l'écoulement.

Le champ des écoulements résolu à IVC est montré dans la figure 12.d. Les contours de swirl montrent une réduction d'environ 25% de la vitesse tangentielle maximale, attribuée à un accroissement du frottement aux parois, associé à de telles résolutions de grille. L'effet de smearing est encore présent, comme aucune intervention de modélisation des couches limites n'est réalisée à ce stade. Il déplace la distribution de la vitesse tangentielle à mi chemin entre la couronne du piston et la culasse, en comparaison avec la figure 10.f. Il est également décalé vers la paroi du cylindre. Ceci peut être attribué à la tendance du développement du jet d'admission, à produire une grande section plate près de la paroi du cylindre avec cette faible résolution du maillage, représentative d'une distribution de swirl de corps solide, comme rapporté dans [30] et discuté ci-dessus, par exemple pour les calculs du modèle Omega à maillage fin dans la figure 10.i.

Les comparaisons entre les grilles fine et large sont analysées à SOI. Le comportement du champ des écoulements de gaz est détaillé dans les figures 12.a et 12.b pour le modèle Bloc cylindrique avec maillage fin, et dans les figures 12.e et 12.f pour sa contre partie à maillage large. Les phénomènes principaux du modèle Omega à maillage fin sont observés dans la figure 12.a. Le niveau des vitesses de squish s'avère être du même ordre. Cependant le vortex toroïdal localisé dans la cuvette du piston montre une plus faible quantité de mouvement que ceux représentés dans la figure 10.a et la figure 10.g, et des grandeurs de vitesses réduites sur le fond de la cuvette. Ceci semble être la conséquence de la géométrie plate de la cuvette dans le piston simulée dans ce modèle. De plus, la recirculation dans l'axe du cylindre observée dans la figure 10.g n'est pas présente.

Les simulations correspondantes avec maillage large reproduisent les grandes échelles principales de la structure décrite ci-dessus et le champ des écoulements s'avère similaire à celui déjà observé avec les modèles en cycle fermé avec grille de résolution identique au chapitre 4.5.3. La puissance du vortex toroïdal central est plus faible en comparaison avec les résultats avec grille fine. La vitesse de squish maximale est réduite d'environ 10%, attribuée à l'influence du frottement des parois sur le comportement du jet de squish. Ensuite la pénétration du squish se dirige plus profondément vers l'intérieur de la cuvette du piston à cause de la recirculation principale plus faible produite par la quantité de mouvement angulaire réduite dans le cylindre représenté sur la figure 12.f et détaillé ci-dessous.

La recirculation à la lèvre de la cuvette n'est pas non plus représentée avec cette grille large, ni le vortex toroïdal positionné sur l'axe, uniquement la vitesse du vortex intérieur est reproduite le long du côté de la cuvette du piston de la chambre de combustion. Ceci était prévisible étant donné les calculs avec maillage fin correspondants et la distribution spatiale des points critiques avec une telle résolution de grille.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Les contours de swirl dans la figure 12.b montrent la distribution du swirl à la même position que le modèle Omega avec maillage fin. La grandeur des vitesses est légèrement plus importante. Elle est affectée par le vortex de tumble plus faible dans la zone supérieure de la cuvette et du rapport surface / volume diminué de la géométrie Bloc cylindrique de la cuvette du piston. Également attribuée à cette diminution, une quantité de mouvement angulaire plus élevée observée plus profondément dans la cuvette, en comparaison avec celui dans la figure 10.h.

Les résultats correspondants avec grille large dans la figure 12.f reproduisent les mêmes phénomènes de la structure de swirl dans le cylindre de la figure 12.b. Une zone de vitesses tangentielles maximales similaire, compressée par le mouvement du maillage, est simulée plus profondément dans la zone de squish. Des grandeurs de vitesses de swirl semblables sont aussi observées, par rapport aux calculs avec maillage fin de la figure 10.f, en dépit de vitesses plus faibles trouvées à IVC. Ce comportement est conforme avec les informations données par la distribution de swirl à IVC. Cependant, la résolution de la quantité de mouvement angulaire est plus faible dans la cuvette du piston, dû à l'effet de smearing le long des parois de la cuvette précédemment relaté, de ce fait influençant l'affaiblissement du tourbillonnement de l'air jusqu'à TDC.

### **5.5.2.5. Conditions d'admission avec maillage large:**

Des simulations ont été entreprises pour étudier l'influence de la géométrie et des conditions des écoulements d'admission sur la structure dans le cylindre avec une résolution de grille large. Les maillages numériques sont semblables à ceux détaillées pour les études en cycle fermé. La condition limite d'admission a été ajoutée sur la troisième face de la cellule vers l'intérieur de la paroi du cylindre.

La figure 13.a montre les contours de swirl à IVC pour la géométrie Omega. Le modèle reproduit les caractéristiques similaires au modèle Bloc cylindrique à faible résolution dans la figure 12.d. Cependant, on observe une vitesse tangentielle maximale plus élevée dans la cuvette du piston attribuée à des disparités dépendantes de la géométrie.

Des comparaisons de géométrie sont détaillées dans l'ensemble d'informations ci-après: La figure 13.b et la figure 13.d montrent l'écoulement de vortex calculé à SOI pour les géométries Omega et Bloc cylindrique respectivement. La figure 13.b reproduit des vitesses maximales de squish semblables avec la figure 13.d. Le vortex toroïdal dans la cuvette du piston est bien représenté avec les deux géométries. Cependant, l'intensité des vitesses axiales-radiales est jusqu'à 50% supérieure dans le cas de la géométrie Omega, dans la figure 13.b, comparé à la figure 13.d. Ce comportement est seulement sensible au changement de géométrie par rapport aux calculs avec grille fine de la figure 12.e, mais pas au changement de la surface des conditions limites d'admission, qui est plus grande avec les modèles à maillage large.

Les figures 13.c et 13.e montrent les contours de swirl pour les deux géométries de la chambre de combustion. Les vitesses de swirl maximales sont d'environ 10% supérieures, par rapport aux calculs avec maillage fin, respectivement dans la figure 10.h et la figure 12.b. Ce comportement est attribué à l'augmentation de la surface de la condition limite d'admission et à une moindre influence du cisaillement aux parois. Cette dernière sera analysée dans la prochaine section. De plus, la vitesse maximale est environ 5% inférieure pour le modèle Omega, en comparaison de la géométrie Bloc cylindrique. Une autre disparité du comportement de swirl pour les modèles à faible résolution est le taux d'affaiblissement plus élevé de la vitesse de swirl entre IVC et SOI. Ceux-ci étant au moins de 40% supérieurs par



## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

rapport aux niveaux de swirl à IVC, à comparer à un taux d'affaiblissement de 20% pour le modèle Omega à maillage fin avec des arrangements de condition limite d'admission équivalents.

Néanmoins, les phénomènes principaux de la structure de swirl dans le cylindre sont bien reproduits : La figure 13.c montre un moment cinétique amoindri et situé dans une position inférieure dans la cuvette du piston par rapport à celui calculé dans la figure 13.e et dans le modèle précédent avec maillage Bloc cylindrique de la figure 12.f. Ceci est conforme à l'observation décrite plus haut dans ce chapitre pour les grilles équivalentes avec des résolutions fines. Ainsi, les simulations avec maillages larges reproduisent raisonnablement les variations des écoulements gazeux dans le cylindre dues aux différences de géométries des chambres de combustion. Ceci devrait avoir une influence sur les conditions ultérieures près des parois pendant le processus de combustion.

### **5.5.2.6. Modèle à maillage large avec traitement des couches limites:**

La résolution numérique du maillage est déjà détaillé dans la partie 9 de l'annexe E,. La condition limite d'admission a été implémentée dans le modèle. Elle inclut les mêmes spécifications que celles décrites précédemment dans le chapitre. La figure 15.a montre le domaine de solution avec le maillage fin près de la paroi pour la géométrie Bloc cylindrique. Il comporte 61 cellules, avec une grille orthogonale. Les résultats sont décrits ci-dessous et mettent en évidence le traitement des couches limites sur le champ des écoulements calculés. L'épaisseur des cellules le long des parois sont définies comme variables pour la modélisation dans le programme ZGF, telles que spécifiées dans le chapitre 4.6. Selon les expériences réalisées par Hall et Bracco [31] dans la chambre de combustion d'un moteur monocylindre avec admission directe, en utilisant la vélocimétrie par laser-Doppler, les mesures faites avec le swirl près des parois du cylindre et de la surface du piston, montrent une couche limite très mince. La majeure partie de la chute de vitesse se produit à moins de 0,5 mm des parois. Le traitement des couches limites appliqué à ce modèle a procuré des résultats similaires à cette distribution d'écoulement proche des parois, et est détaillé ci-dessous.

Une structure de champ d'écoulement proche d'un corps solide rotationnel est observée dans la cuvette du piston et la zone au dessus de celle-ci et représenté dans la figure 15.b. Toutefois le profil de swirl n'est pas identique à une structure de corps solide dans la zone de squish due aux effets du frottement aux parois, comme rapporté par exemple par [24] et [18]. Le gradient de vitesse tangential est inférieur à celui observé dans les calculs de la figure 12.d, qui sont sujets au smearing. La vitesse tangentielle maximale est décalée légèrement au-dessus de la lèvre de la cuvette; ceci étant davantage en adéquation avec les calculs avec maillage fin et admission montrés dans la figure 10.f. De plus, la vitesse maximale de swirl est toujours centrée plus haut dans le domaine de solution, de même que les vitesses de swirl à IVC du modèle brut Bloc cylindrique à maillage large dans la figure 12.d. Ce comportement de l'écoulement dans le cylindre peut être attribué à la faible résolution dans la zone d'interaction du jet contre les parois et dans le volume d'écoulement, produisant moins de moment cinétique vers le piston.

Le gradient de vitesse entre la zone de vitesses les plus élevées et la paroi du cylindre présente deux déviations dans les angles du cylindre. Néanmoins, la diminution de vitesse est bien reproduite avec une couche limite très mince comme discuté dans [31].

Les figures 15.c et 15.d détaillent le champ de vitesses calculé à SOI. Les résultats dans le plan axial-radial montrent que la structure de squish est jusqu'à 6% plus intense par

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

rapport à la figure 12.e, mais les niveaux de vitesse des résultats avec grille fine des figures 12.a et 10.g ne sont pas atteints. La vitesse maximale de squish calculée dans le domaine de solution est toujours de 5% inférieure. Cependant le traitement de la couche limite a amélioré sensiblement l'interaction swirl-squish dans le cylindre détaillée ci-dessous. Le moment cinétique du swirl plus élevé observé dans la figure 12.f contrôle la pénétration du squish plus faible, induisant de ce fait que le principal vortex toroïdal soit bien reproduit avec cette résolution de grille.

La vitesse de recirculation ascendante le long de l'axe de la cuvette du piston est améliorée, avec une augmentation de près de 40% en comparaison avec les résultats de la figure 12.e, et est en meilleur accord avec les résultats avec maillage fin. Une telle distribution du champ des écoulements met en évidence l'influence de la faible épaisseur des cellules le long des parois de la cuvette du piston spécifiées dans les simulations de ces modèles.

Cependant, en dépit du traitement de la couche limite le long du bord de la cuvette, la vitesse axiale-radiale juste au-dessous de la lèvre de la cuvette, est toujours dirigée dans le sens opposé par rapport aux résultats avec le maillage fin. Cette organisation de l'écoulement est indicative du niveau de précision des plus petites re-circulations dans le cylindre avec une telle résolution de grille.

Les contours de vitesses tangentielles illustrées dans la figure 15.d, donnent des détails de la structure d'écoulement générée avec la réduction de l'effet de smearing. La zone des vitesses tangentielles les plus élevées, touchée par l'apport d'un moment angulaire supérieur de la région de squish, est mieux concentrée près de la lèvre de la cuvette. Néanmoins, comme prévu, elle s'avère être inférieure de 13% des résultats calculés avec le maillage fin et du modèle Bloc cylindrique à faible résolution décrits dans la figure 15.d ci-dessus. Ce comportement peut être la conséquence de la différence de position radiale de la vitesse tangentielle maximale à IVC entre les résultats calculés et montrés dans la figure 12.d et la figure 15.b analysés ci-dessus.

Toutefois le moment cinétique dans le cylindre est accru et procure ainsi une meilleure représentation de l'affaiblissement du tourbillonnement de l'air pendant la course de compression, attribuée au phénomène de frottement aux parois comme décrit dans la littérature. L'affaiblissement de 35% de la vitesse tangentielle maximale entre IVC et SOI donne une meilleure prévision du swirl dans le cylindre, même s'il est approximatif.

### **5.5.2.7. Sensibilité de la grille de résolution sur la turbulence:**

Le comportement de la turbulence dans le cylindre est investigué ci-dessous, en utilisant la viscosité dynamique turbulente, comme paramètre de mélange et ses effets sur les structures à grande échelle du champ des écoulements. C'est un indicateur des localisations spatiales, qui sont favorables à la survie d'un tel mouvement de grande échelle.

La suite des figures 14.d de TDC de l'admission à 90° de la course de compression montre un champ de viscosité turbulente relativement uniforme dans la totalité de la chambre de combustion, et une viscosité plus faible près des parois. Cela illustre l'influence plus importante de la dissipation de la turbulence sur la production de celle-ci, lors de l'interaction du jet d'admission dans le volume de l'écoulement et son impact contre la paroi. Ceci est signalé par [33] en utilisant des modèles CFD 3D détaillés et des comparaisons avec des données expérimentales sur une culasse et une tubulure d'admission de Caterpillar modifiées, avec un arbre à cames tournant à 300 t/mn.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Après 30° BTDC, une plus grande viscosité est calculée au centre de la cuvette du piston. Ceci suggère une prise en compte de la génération de turbulence autour du principal vortex toroïdal. Ainsi, la génération de turbulence le long de la condition limite aux parois, près de la lèvre de la cuvette, observée dans les modèles à maillage fin en cycle fermé sans spécification de turbulence initiale, est minimisée par rapport à la production de turbulence simulée ci-dessus.

Les figures 17.d et 17.b détaillent la résolution spatiale de la viscosité turbulente à IVC pour respectivement le modèle Omega à maillage large et le modèle Bloc cylindrique avec un maillage incluant un traitement des conditions limites aux parois. La grille à faible résolution du modèle Omega montre l'effet de smearing à IVC. La valeur maximale de la viscosité turbulente est centrée dans le bas de la cuvette du piston et sa valeur est réduite de plus de 60% comparé aux résultats avec le maillage fin de la figure 14.d.

Au contraire le traitement des couches limites aux parois pour le modèle Bloc cylindrique procure une solution intermédiaire avec la viscosité turbulente maximale située dans une meilleure position, sensiblement plus haut vers la culasse. Une réduction de l'effet de smearing et de la valeur maximale de la viscosité turbulente de 10% peut être notée, mais elle est cependant toujours inférieure aux calculs avec grille fine.

Les champs de viscosité turbulente à SOI sont dépeints dans la figure 17.f pour la géométrie Omega et dans la figure 15.f pour la géométrie Bloc cylindrique. La figure 17.f reproduit la viscosité turbulente maximale dans la même position que les calculs avec grille fine, au centre de la cuvette du piston, autour du vortex tournant dans le sens des aiguilles d'une montre. Cependant sa valeur est toujours largement inférieure à celle calculée pour le modèle avec la grille à résolution élevée.

Le champ de viscosité turbulente dans la figure 15.f pour le modèle Bloc cylindrique est 50% plus élevé, en comparaison avec les résultats du maillage fin de la figure 14.d, confirmant la dégradation des performances du modèle de K- $\epsilon$  à ces faibles résolutions. La position de la viscosité maximale est décalée vers l'axe du cylindre. Ces résultats ont déjà été observés avec les modèles en cycle fermé, mettant en évidence la sensibilité de la géométrie du modèle sur les calculs de turbulence.

La figure 15.f fournit également des informations sur l'amplitude de la variation de la viscosité turbulente dans le domaine de solution, malgré le traitement de la couche limite. Par conséquent, comme déjà mentionné au chapitre 4.5.5., aucune expression simple de la turbulence ne peut être mise en application dans le modèle ZGF.

La description de la turbulence pour caractériser et mesurer le mélange, basé sur le mélange des petites échelles et comment il affecte le transport de la masse, de la quantité de mouvement, de l'énergie mécanique et la chaleur, est détaillée ci-dessous pour les modèles à maillage fin et large.

La suite d'informations de la figure 14.c dans l'annexe G détaille les phénomènes précédents. L'énergie cinétique turbulente de l'écoulement d'admission et les vortex en rotation sont produits par les forces de cisaillement entre le jet et le volume d'air de l'écoulement pendant la course d'admission. Après IVC, l'énergie cinétique turbulente est produite par le jet de squish se séparant au bord de la cuvette et produisant une intensité de turbulence plus élevée, associée à un cisaillement élevé. L'énergie cinétique turbulente est alors transportée dans la cuvette du piston par le mouvement du principal vortex toroïdal jusqu'à TDC.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Le champ de la turbulence près de TDC montre des inhomogénéités locales d'énergie cinétique. Un maximum demeure autour du fort gradient de swirl vers l'intérieur de la valeur de swirl maximale. Ceci est dû à la limitation de la pénétration du jet de squish, produisant une zone localisée avec un cisaillement élevé. Ce comportement des petites échelles des écoulements est semblable à ceux étudiés entre autres par [24], [18] dans diverses conditions de fonctionnement de moteurs.

Il est à noter que les niveaux de turbulence dans le cylindre sont trouvés significativement plus élevés dans ces calculs en comparaison avec les mesures et les calculs numériques effectués par Kondoh [33]. Un moteur de recherche mono cylindre a été utilisé, tournant à 900 t/mn et incluant une chambre de combustion de type Bloc cylindrique. Les explications possibles de cette déviation peuvent être la différence de l'espace entre le piston et la culasse à TDC (3,6 millimètres contre 0,74 millimètres pour le moteur PUMA) produisant un écoulement de squish plus élevé, et la différence de vitesse de rotation du moteur. Arcoumanis [14] et d'autres [18] ont précisé que les niveaux moyens d'intensité de turbulence dans le cylindre évoluent linéairement avec la vitesse et atteignent des valeurs d'environ 0,6 fois la vitesse moyenne du piston au-dessus de 2000 t/mn. Cependant les résultats détaillés dans ces articles, relataient un pic de la distribution de l'énergie cinétique turbulente plus proche du bord supérieur de la cuvette du piston. Ils sont la conséquence de la surface fortement cisailée dû au phénomène de squish sur la fin de la compression vers TDC. Autour de la position TDC, le profil de l'énergie cinétique turbulente tend à être quasiment homogène, avec un gradient important à la paroi du cylindre.

Des investigations supplémentaires sur des modèles CFD, avec des niveaux de swirl à IVC plus élevés, ont renvoyées une énergie cinétique turbulente additionnelle, tels que les résultats représentés sur la figure 10.i ou la figure 11.d en raison des forces centrifuges augmentant la turbulence.

Le deuxième ensemble détaille dans la figure 14.e la dissipation de la turbulence en fonction du temps pour complément. Il montre une dissipation plus élevée autour du jet d'admission et du système de vortex produit dans le cylindre, où des zones de stagnation sont présentes pendant la course d'admission. Quand la compression se produit, une dissipation plus élevée est également trouvée dans les régions de séparation et d'attachement, entre la structure de grande échelle de squish et les recirculations dans la cuvette du piston. Vers SOI, les inhomogénéités spatiales sont encore présentes pour ce paramètre caractérisant le mélange.

Les niveaux de turbulence à IVC sont expliqués dans la figure 17.c pour le modèle Omega à maillage large, et dans la figure 17.a pour la géométrie Bloc cylindrique correspondante avec un maillage plus fin proche des parois. L'effet de smearing est visible dans la figure 17.c : Une énergie cinétique turbulente plus forte se produit sur l'axe de la chambre de combustion, tandis que les résultats avec traitement de la couche limite aux parois représentés sur la figure 17.a reproduisent bien mieux le champ de l'énergie cinétique turbulente dans la totalité du domaine de solution. En effet, la distribution de la turbulence dans le cylindre renvoie les mêmes caractéristiques que les calculs représentés pour le modèle Omega à maillage fin dans la figure 14.c à IVC. La position de la zone d'énergie cinétique turbulente maximale est au-dessous de la soupape d'admission, de ce fait prenant en compte la génération de turbulence entre le jet d'admission et le volume de l'écoulement. Ceci accentue l'influence de la réduction du smearing dans les zones adjacentes aux parois. La valeur de crête est également mieux résolue dans la figure 17.a avec une réduction d'environ 18%, comparée au 60% du modèle Omega à maillage large de la figure 17.c. Ce dernier est un modèle ayant un mauvais comportement pour la prévision de turbulence.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Les calculs à SOI reproduisent la même tendance déjà notée à IVC. Une énergie cinétique turbulente très faible est illustrée dans la figure 17.e, révélant une diminution de turbulence de presque 80%, par rapport au modèle à maillage fin de la figure 14.c, tandis que la valeur de crête est du même ordre de grandeur dans la figure 15.e avec intervention de modélisation des conditions limites aux parois.

La génération de turbulence dans la figure 17.e est décalée vers l'axe du cylindre. Elle est menée par l'effet de smearing, influencé par le piston et les parois de la culasse. Par conséquent la zone de turbulence maximale est située plus haut dans la cuvette du piston qu'elle ne l'est avec le modèle Omega à maillage fin, résultant du transport de l'énergie cinétique turbulente par le vortex principal.

Les figures 15.e et 14.c donnent une meilleure reproduction du champ de l'énergie cinétique turbulente à SOI. La grille à faible résolution montre des inhomogénéités spatiales. La structure de petite échelle est centrée dans la cuvette du piston, avec cependant une turbulence élevée vers l'axe du cylindre, également entraînée par le mouvement du vortex. Cette distribution est pilotée par les effets de la géométrie et par la viscosité turbulente élevée calculée autour de l'axe du cylindre à cette position angulaire.

Les résultats des simulations sont mieux reproduits avec ce modèle, prévoyant des niveaux de turbulence plus élevés, dus à des contraintes de cisaillement plus importantes vers l'intérieur de la zone de pénétration de l'écoulement de squish.

Des investigations supplémentaires sur les niveaux de turbulence ont indiqué que les résultats des modèles à maillage fin et large sont peu sensibles aux conditions d'admission. Diverses échelles de longueur et d'intensité de turbulence ont été appliquées aux conditions limites d'admission pour les géométries de chambres de combustion Omega et Bloc cylindrique. Elles ont reproduit les mêmes phénomènes pendant les calculs jusqu'à TDC. Ceci est indicatif de l'insensibilité relative des conditions de turbulence à l'admission sur les niveaux de turbulence à TDC, également décrite par Arcoumanis [12] et autres [18]. Ils montrent que pendant la course d'admission, il y a très peu de transport de turbulence du jet dans le reste du cylindre dû à la petite échelle de temps de la dissipation. Ainsi, la turbulence dans la zone du jet d'admission décline rapidement ; ceci peut être observé dans la figure 14.e où la dissipation de la turbulence est très locale juste au-dessous de la condition limite d'admission et dans la figure 14.d où la viscosité turbulente est maintenue à un bas niveau dans la totalité du domaine de solution.

### **5.5.2.8. Prévisions de transfert de chaleur du gaz aux parois:**

Les prévisions de transfert de chaleur du gaz aux parois sont investiguées ci-après en complément. Les coefficients de transfert de chaleur et les températures des parois sont discutés comme seraient disponibles en tant qu'états de conditions limites thermiques dans des programmes de simulation de moteur.

Les figures 14.g et 14.h donnent des informations générales sur respectivement les coefficients de transfert de chaleur et la température aux parois. La figure 14.g montre la variation spatiale des coefficients de transfert de chaleur. On observe une amplitude élevée le long du cycle du moteur avec une variation spatiale importante à SOI.

Vers TDC, les coefficients de transfert de chaleur montrent des tendances semblables aux mesures réalisées sur un moteur diesel mono cylindre à injection directe de 2,3 litres de cylindrée, fonctionnant à des vitesses de 1000 à 2100 t/mn et avec diverses charges [34]. En se concentrant sur les coefficients de transfert de chaleur de la culasse, un maximum est

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

trouvé vers la zone d'interaction swirl-squish, les valeurs intermédiaires au périmètre de la culasse et des petits coefficients de transfert de chaleur au cylindre de la chambre de combustion. [34] précise que les valeurs les plus élevées sont mesurées à 30° ATDC de l'admission, dû au jet fortement turbulent et au squish près de TDC, étant des turbulences produites par compression. Cependant des valeurs différentes de coefficients de transfert de chaleur sont calculées, probablement en raison des variations dans les conditions de fonctionnement du moteur et des conditions aux limites du modèle CFD.

La figure 14.h donne les températures des parois en fonction du temps sur la totalité du cycle froid du moteur. Les conditions sont spatialement plus homogènes pendant la course de compression, mais les variations en fonction du temps se sont avérées importantes. Les températures maximales aux parois à TDC (776°C) sont représentatives de ce qui peut être trouvé dans la littérature, comme [35] pour des conditions de fonctionnement motorisées. Ces résultats sont indicatifs du calibrage raisonnablement précis des conditions initiales spécifiques du modèle au début des calculs, en dépit de la simplification de condition adiabatique appliquée aux conditions limites aux parois.

L'ensemble des figures fournit des informations spatiales appropriées dans le cylindre pour l'évaluation des taux de transfert de chaleur tout le long du cycle moteur. Ceux-ci sont dépeints par Morel [10] entre autres, avec un accroissement le long de la paroi du cylindre dû à l'augmentation de la surface disponible et à la vitesse de frottement; et une valeur de crête à TDC de la course de compression générée par la compression du piston.

La figure 16.c reproduit les prévisions des variations spatiales du coefficient de transfert de chaleur à IVC. On observe une variation d'environ 100% à la paroi de la culasse. Les calculs avec grille large, utilisant un maillage fin proche de la paroi, sont du même ordre que le modèle avec grille fine de la figure 14.g.

La figure 16.d renvoie une distribution de la température aux parois très similaire à la figure 14.h. Une température inférieure est calculée dans la cuvette du piston et dans la partie supérieure du cylindre, mais la température à la paroi de l'angle de la culasse est au-dessus des prévisions.

Les résultats calculés à SOI sont détaillés ci-dessous. La figure 16.e produit une tendance similaire pour les coefficients de transfert de chaleur, en comparaison des prévisions avec maillage fin de la figure 16.a. Les coefficients de transfert de chaleur dans le cylindre sont affectés par une amplitude similaire dans le domaine de solution mais montrent une zone plus élevée entre la lèvre de la cuvette du piston et la culasse.

Les températures des parois détaillées dans la figure 16.f pour le modèle à maillage large sont trouvées semblables à celles représentées sur la figure 16.b pour les calculs de la géométrie Omega avec grille fine. Leur grandeur à SOI s'avère raisonnablement précise, par rapport au fonctionnement réel d'un moteur. La disparité par rapport aux calculs avec maillage fin peut être attribuée à l'amélioration du maillage près des parois. Comme les processus de transfert de chaleur sont d'origine moléculaire, une image précise et détaillée des taux de transfert de chaleur exige l'utilisation d'un modèle de turbulence à faible nombre de Reynolds, pour modéliser ce qui se produit dans la couche limite. Par conséquent l'utilisation de la loi logarithmique aux parois, afin d'éviter un raffinement excessif du maillage de la couche limite, a comme conséquence des coefficients de transfert de chaleur et des températures aux parois plus élevés.

## **6. Discussion:**

Les informations fournies par les modèles en cycle fermé et ceux avec admission concernant le comportement des écoulements dans le cylindre vont être revues maintenant. Les phénomènes principaux trouvés dans les simulations CFD sont analysés en fonction des disparités dues aux variations de géométrie et de discrétisation du maillage.

### **6.1. Champs des vitesses:**

#### **6.1.1. Niveaux de vitesses:**

Uniquement les structures de grande échelle sont résolues avec les modèles à faible résolution, à savoir la structure unidimensionnelle de squish, le phénomène de swirl en rotation autour de l'axe du cylindre et le vortex de tumble de grande échelle. Des tendances qualitatives peuvent être soulignées sur les variations du champ des écoulements dus à la résolution du maillage.

Le niveau de vitesse à SOI varie en fonction du type de structure de grande échelle investigué. Des disparités allant de 0% pour les modèles à maillage fin avec les différentes géométries de chambre de combustion, allant jusqu'à 20% pour les modèles à maillage large, avec les différences de géométrie n'étant pas très influentes.

Vers TDC, les variations des niveaux de vitesses ont augmentées quasi linéairement par rapport aux niveaux de vitesses trouvés à IVC. On observe une augmentation de l'amplitude des disparités jusqu'à 50%, mettant en évidence leur importance sur la transformation du champ des écoulements de pré-injection par l'injection du carburant dans le cylindre. Cette nouvelle structure d'écoulement peut affecter les niveaux de turbulence par l'interaction avec le spray et son impact sur les parois du piston.

#### **6.1.2. Squish:**

Il est principalement lié à la géométrie du piston, à l'espace entre la couronne du piston et la culasse associé au rapport de la surface au volume de la chambre de combustion, et à l'importance du frottement aux parois et de son traitement numérique. Les résultats montrent l'importance particulière d'une représentation précise du processus de squish, en raison de l'effet limité que la conception du système d'admission a sur le champ des écoulements au moment de la combustion.

Cette structure d'écoulement strictement unidimensionnelle dans le cylindre à la position TDC associée au traitement du frottement aux parois produit une réduction conséquente des disparités de vitesses de squish entre les maillages larges et fins, avec 50% d'amélioration.

Les investigations sur le rapport surface/volume mettent en évidence l'importance de la position du diamètre de la lèvres de la cuvette pour reproduire l'effet de squish avec les géométries simplifiées. La position d'entrée de la cuvette est donc d'une importance

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

primordiale car elle détermine ultérieurement le facteur d'amplification du phénomène de swirl de l'induction, puisque la conservation du moment cinétique induit une augmentation de la vitesse angulaire proportionnelle au carré du rapport du diamètre du cylindre à celui de la cuvette, comme rapporté par Arcoumanis [12].

Enfin concernant l'analyse du phénomène de squish, la comparaison entre les modèles ne montre aucune influence de la géométrie de la cuvette du piston.

### **6.1.3. Swirl:**

Les niveaux de vitesses de swirl sont davantage sensibles à la géométrie de la cuvette du piston que les calculs de la structure de squish. La géométrie Bloc cylindrique associée aux calculs avec grille fine tend à produire un niveau de swirl légèrement plus élevé, mais le phénomène est inversé quand on considère le modèle Bloc cylindrique avec maillage large utilisant le traitement des conditions limites aux parois. C'est une conséquence du développement dans le cylindre d'une forme de structure de rotation de corps solide générée par les interactions entre le jet d'admission et le volume dans le cylindre et la déviation du jet sur les parois, associé à la grille de faible résolution. Le niveau de swirl à SOI s'est avéré sensible au profil de swirl à IVC. Puisque ce type de mouvement a tendance à conserver son énergie parce qu'il n'y a aucun cisaillement interne, il contribue peu à la génération de turbulence, excepté près des parois, ce qui indique qu'un niveau optimum de swirl devra être produit pour une combustion du carburant performante et les niveaux de fumée associés. Par conséquent l'écoulement à la condition limite d'admission doit être prescrit avec attention et ses paramètres doivent être évalués de manière détaillée.

L'approche de simulation des soupapes d'admission par le biais d'un système idéalisé, utilisant une cellule sélectionnée à la frontière du domaine de solution axisymétrique, est apte à produire une certaine forme de rotation de corps solide à IVC. Ce champ d'écoulement devra être calibré plus précisément par comparaison avec des données expérimentales pour imposer des transitions progressives exigées vers un unique vortex de swirl se propageant depuis la face du piston vers le haut, comme rapporté par [18] de divers travaux de recherche. Des variations entre les modèles sont dues à des interactions complexes entre les écoulements de squish-swirl et le champ d'écoulement dans le cylindre. Ces phénomènes doivent être conservés sous contrôle pour identifier les causes d'un mélange inachevé dans la chambre de combustion lors de l'ignition du carburant.

### **6.1.4. Structure du vortex de tumble:**

Parmi les structures les plus importantes dans le cylindre affectées par la géométrie de la chambre de combustion sont la force du principal vortex toroïdal dans la cuvette du piston et les niveaux de vitesses le long des parois. Ceci a une conséquence directe sur les taux de transferts de chaleur par convection à travers les parois après SOI et sur la déviation du spray d'injection de carburant. Elle met en évidence l'importance de la géométrie du maillage pour obtenir des informations précises telles que les conditions limites du gaz aux parois.

### **6.1.5. Structures d'échelles inférieures:**

Le vortex axial et le vortex proche de la lèvre de la cuvette ne sont pas résolus avec les maillages larges. Raffiner davantage le domaine de solution dans les zones nécessaires sans augmenter le coût numérique n'est pas envisageable parce que leur résolution exigerait des cellules avec une grille très fine. De tels détails de la structure de vortex ne fourniraient pas davantage de précision concernant les coefficients de transfert de chaleur dans ces zones.



## **6.2. Structure de la turbulence:**

### **6.2.1. Niveaux de turbulence:**

Les niveaux de turbulence sont mal reproduits avec le maillage à faible résolution. Comme déjà rapporté dans les calculs des modèles en cycle fermé au chapitre 4.5.5, ceci est attendu parce que la turbulence s'appuie sur une résolution précise du mouvement moyen de l'écoulement, puisque la génération de turbulence est proportionnelle au carré des gradients de la vitesse moyenne. Dans le cas d'écoulement moyen puissant, ce qui est le cas pour de telles formes de chambre avec une cuvette dans le piston en présence de swirl significatif à l'admission, la conséquence sur la modélisation de la combustion peut être importante.

Le traitement des conditions limites aux parois améliore la solution de l'énergie de la turbulence en raison de la meilleure résolution des gradients les plus élevés près des parois, dû aux couches limites minces à ces endroits. Cependant la viscosité turbulente est très éloignée des résultats avec maillage fin, y compris avec le maillage affiné près des parois. A l'évidence, on constate qu'avec les maillages larges, les calculs des niveaux de turbulence ont toujours été trouvés sous productif.

Finalement, le champ des écoulements dans le cylindre des moteurs Diesel est sujet à des variations cycliques dues aux phénomènes tels que la non répétitivité de l'écoulement d'alimentation pendant l'admission ou la précession du swirl. Leur influence doit être évaluée. Ces variations de vitesse entre différents cycles, sont incluses comme des fluctuations de la turbulence, parce que la définition de la moyenne d'ensemble de la turbulence ne peut pas fournir des informations au sujet de cycles séparés du mouvement moyen des écoulements. Ces variations demanderont une attention particulière lorsque des comparaisons seront effectuées avec des mesures car les variations de cycle à cycle dans les moteurs ne sont pas prédites puisque le modèle de turbulence K- $\epsilon$  représente toutes les fréquences.

### **6.2.2. Modèle de turbulence:**

La combustion et ensuite les émissions dans les moteurs à combustion interne, sont limitées par le mélange de la turbulence. Par conséquent il est essentiel que la structure de la turbulence soit correctement résolue. Le modèle de turbulence K- $\epsilon$  n'est pas précis avec des écoulements si complexes. Ceci est attendu étant donné l'analyse discutée précédemment au chapitre 3. Les autres modèles de turbulence disponibles dans les codes CFD tel que l'implémentation d'un simple paramètre de viscosité constante  $\mu_t$  ne sont pas appropriés pour ce type d'écoulement dans le cylindre, parce qu'une viscosité artificielle ou numérique non physique ne peut pas prévoir la structure complexe tridimensionnelle de la turbulence. Des modèles de turbulence tel que le modèle linéaire (Re Normalisation Group) RNG K- $\epsilon$  ou un modèle à une équation k-l seront également très imprécis, comme rapporté entre autres par El Tahry [22], particulièrement avec des maillages à faible résolution.

Par conséquent le modèle de turbulence K- $\epsilon$  a été estimé comme le meilleur compromis par rapport à l'hypothèse de simplification établie pour le programme de simulation ZGF. Dans ce projet, le modèle de turbulence K- $\epsilon$  standard a été utilisé, mais des investigations ont été faites par d'autres avec des variantes de ce modèle, par exemple [33] pour la variante RNG du K- $\epsilon$ , sans différer significativement. De plus, les simulations suggèrent que les phénomènes principaux de la structure de l'écoulement ne sont pas affectés par la modélisation de la turbulence. Il est prévisible que, des erreurs provenant d'autres

# **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

sources telles que les conditions d'admission se réduisant, la précision globale des simulations s'améliore jusqu'à des niveaux acceptables.

## **6.3. Analyse numérique:**

### **6.3.1. Maillage du domaine de solution:**

L'approche a été d'utiliser une grille de coordonnées s'adaptant au volume, dont les surfaces peuvent se déformer pour s'adapter à la forme de la chambre de combustion. Pour la grille large du modèle Omega, un maillage « topologiquement rectangulaire », c.-à-d. chaque point étant relié au même nombre de voisins, n'a pas été utilisé parce qu'il limite le degré auquel la grille peut être optimisée. Cette condition, bien que n'ayant pas été observée avec ce modèle, évite des coûts supplémentaires de calculs, comme testé par Gosman dans [18].

### **6.3.2. Forme du domaine de solution:**

En traitant les formes diverses et souvent complexes des chambres de moteurs Diesel à injection directe, conçues autant pour des considérations structurales et thermiques que celles aérodynamiques, le domaine de solution devrait correspondre aussi près que possible de la géométrie réelle de la chambre de combustion du moteur, afin d'identifier et prévoir le champ des écoulements réels dans le cylindre, particulièrement près des parois, où les vitesses de gaz sont pilotées par la forme de la cuvette du piston, tel que déjà exposé dans l'analyse de la géométrie le long de la rehausse de la cuvette pour le modèle Omega.

Une topologie curviligne du maillage de la géométrie de la chambre de combustion serait une amélioration supplémentaire pour le modèle ZGF, et sera une option pour une solution précise de modélisation des géométries complexes des conceptions actuelles des moteurs de production. Des simulations supplémentaires ont montré que des formes alternatives pour produire des sections de la lèvres de la cuvette de forme Bloc cylindrique n'ont pas apporté d'amélioration supplémentaire avec une résolution de maillage similaire.

### **6.3.3. Prescription des conditions limites d'admission:**

La position des cellules associées aux conditions limites d'admission prend une grande importance. Elle a été évaluée lors des simulations avec écoulements d'admission. Il a été montré que positionner la cellule extérieure de la condition limite d'admission coïncidente avec la périphérie de la soupape d'admission est physiquement plus réaliste, au lieu de placer le centre des cellules de d'admission à la position de l'axe des soupapes dans la chambre de combustion. A une telle distance à la paroi du cylindre, le jet d'admission modélisé agit de manière analogue à un écoulement de port direct dans les moteurs HSDI.

Le profil d'admission demanderait davantage d'adéquation avec des courbes d'ouverture réelles des écoulements d'admission produites par la cinématique des soupapes et arbres à cames. Ceci est important afin d'apporter des mesures pour des comparaisons avec les données CFD. Toutefois les profils d'admission idéalisés avec ouverture constante fixe utilisés comme conditions aux limites dans les travaux CFD ont produits des résultats qualitativement corrects en dépit de leur représentation imprécise de l'écoulement irrégulier aux ports d'admission lors du début et de la fin de l'induction. Les points importants sont la capacité de la soupape d'admission modélisée à produire à IVC des niveaux de turbulence générés par l'induction, et une structure de swirl qui s'approche d'une rotation de corps solide au centre et d'un affaiblissement aux parois du cylindre. Le défaut concernant la position du

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

niveau maximal de swirl calculé avec les grilles à faible résolution devrait être corrigé, si c'est un résultat de la définition du profil d'admission, afin d'obtenir les niveaux de swirl les plus élevés à proximité du piston, comme observé avec les résultats avec grille fine et décrits par [18].

Finalement, le swirl généré pendant l'induction devra être équilibré avec l'efficacité volumétrique de la chambre de combustion pour sortir le taux de swirl approprié dans le cylindre, particulièrement à ces vitesses élevées du moteur.

### **6.3.4. Couche limite et smearing:**

La loi logarithmique aux parois procure une méthode convenable pour le traitement du smearing aux conditions limites aux parois à un faible coût numérique. Elle permet à la majeure partie de la chute de la vitesse aux parois de se produire sur une petite distance des parois de la chambre de combustion.

Les couches limites peuvent être définies comme indiqué au chapitre 4 et approchées par Morel et Keribar dans [10]. Diverses investigations expérimentales telles que celles de Kamimoto et Al [25] ont trouvé des couches limites d'épaisseur similaire. Elles sont liées aux dimensions géométriques de la chambre de combustion, même si elles ne peuvent pas être facilement calculées dans ce contexte de grille à faible résolution. Cependant, de telles conditions de couches limites produiraient des résultats sur-prédicatifs pour les taux de transfert de chaleur et seraient peu susceptibles de se produire dans un moteur HSDI. Ils seraient élevés parce que ce sont des taux de transfert de chaleur turbulents. C'est le résultat des valeurs  $Y^+$  étant supérieures à 11,63, en appliquant les conditions aux limites et sont donc dans les zones où la viscosité laminaire est négligeable.

### **6.3.5. Conditions initiales– Parois adiabatiques– Transfert de chaleur:**

La stratégie employée pour les modèles CFD avec admission de commencer les calculs à TDC de l'induction en utilisant des conditions initiales supposées stagnantes est correcte pour produire des structures qualitatives dans le cylindre à IVC quand un écoulement d'admission spécifié est appliqué au domaine de solution. Les résultats démontrent la capacité de modéliser le comportement du swirl et le principal vortex toroïdal dans la cuvette du piston avec la grille à faible résolution. Par conséquent ils fournissent une alternative à la pratique utilisée généralement dans la plupart des études 2D, telles que celles rapportées par Gosman dans [18] ou Morel et Keribar dans [10], où les simulations sont débutées à IVC avec des conditions imposées consistant en un simple champ de vitesses moyennes avec une distribution axiale et de swirl unidimensionnelle, une vitesse de turbulence et une échelle de longueur homogènes. Cette pratique, investiguée avec les modèles en cycle fermé dans la première partie du projet et rapporté au chapitre 5, prévaut parce que les arrangements d'admission de tous les moteurs Diesel produisent des champs d'écoulement tridimensionnels avant IVC.

## **6.4. Traitements numériques:**

Les exigences de temps de calculs sont une part importante de l'évaluation de l'approche de simplification adoptée pour le développement du programme de simulation ZGF. La sensibilité numérique en fonction de la grille de résolution a été réalisée et les résultats sont détaillés dans cette section.

## Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

Les simulations CFD ont été exécutées sur station de travail Sun utilisant le système d'exploitation Unix. Ce sont des machines 64 bits à processus scalaire appropriées pour l'usage du code CFD Star-CD. Une synthèse de leurs caractéristiques est détaillée dans le tableau 6.1 ci-dessous.

Ordinateur	Vitesse du processeur (MHz)	RAM (Mb)
Sun Ultra 1	140	96
Sun Ultra 60	300	512

Tableau 6.1 : Caractéristiques des ordinateurs.

Les critères numériques peuvent être divisés en trois composants principaux : Temps du processeur (CPU:Central Processing Unit - Unité centrale de traitement), besoins de stockage et conditions d'espace disque. Le plus pertinent pour l'étude étant le temps du processeur.

L'espace disque pour des simulations typiques est affecté par les données à stocker. Le nombre d'étapes de temps à une influence directe sur les besoins en espace disque. Pour réduire la taille du fichier de résultats, des données ont été stockées à chaque position angulaire pour tous les modèles. L'espace pris par les fichiers pour des calculs typiques de divers modèles a atteint jusqu'à 500 Mo. de mémoire pour les maillages fins.

Les comparaisons ont un grand intérêt afin d'évaluer la valeur de la sensibilité des conditions de durée de calcul des modèles similaires au programme de simulation ZGF avec des modèles plus détaillés. Les résultats des temps d'exécution typiques sont récapitulés dans le tableau 6.2 ci-dessous.

Durée de calcul 3 temps - 540°		Géométrie Omega		Géométrie Bloc Rectangulaire		
		Maillage large	Maillage fin	Maillage large 27 cellules	Maillage large 61 cellules	Maillage fin
Modèles en cycle fermé						
Station de travail	Sun Ultra1	45s	1h31	37s		1h27
	Sun Ultra60		45mn			42mn
Modèles avec écoulements d'admission						
Station de travail	Sun Ultra1		1h47	44s	1mn50s	
	Sun Ultra60	26s	54mn	18s	51s	50mn

Tableau 6.2 : Durées de traitement du processeur.

Pour comparaisons entre les modèles à maillages larges et fins, une combinaison de facteurs est impliquée dans le temps du processeur. Le facteur le plus important est le nombre de cellules dans le maillage. Le gain est évident pour les grilles à faibles résolutions étant

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

environ 60 fois plus rapide que les modèles à maillage fin ayant les autres caractéristiques similaires.

Le nombre d'étapes de temps a également une influence à un degré moindre. Le contrôle de suppression de couches de cellules exige peu de temps d'unité centrale. Cependant, lorsqu'une couche suivante est supprimée du domaine de solution, le temps du processeur diminue parce que le nombre de cellules devient inférieur et cette procédure de dépôt de couches de cellules réduit la déformation du maillage. Il est également indiqué dans le tableau 6.2 que le taux de déformation du maillage, relativement plus élevé dans la cuvette du piston des modèles avec géométrie Omega peut avoir une influence, avec ces configurations sur les conditions de durée du calcul (plus de 40% en fonction des caractéristiques du matériel). Finalement l'ajout de l'admission dans les modèles en cycle fermé, en ajoutant le sous-modèle au calcul numérique, s'avère augmenter le temps de traitement de moins de 20% pour les deux résolutions de maillage.

## Conclusion:

Ce mémoire a exposé les études de modélisation en dynamique numérique des fluides utilisant une représentation axisymétrique pour la définition du domaine de solution. Ce travail s'inscrit dans la démarche de produire les informations nécessaires pour la validation du développement de programme de simulation multi zone pour évaluer les écoulements dans les chambres de combustion des moteurs Diesel HSDI.

Une première étape a permis d'assimiler la construction des modèles et des techniques propres à la CFD appliquée aux chambres de combustion de moteur et au logiciel utilisé, telles que les procédés de mobilité et de changement de résolution de maillage, le contrôle pour atteindre une convergence de la solution, ou l'application et la modélisation appropriée des écoulement d'admission.

Les Simulations avec les modèles en cycle fermé ont identifié les principaux facteurs présents lors de la compression. En particulier la compréhension de certains de ces aspects a été approfondie, comme les pertes d'énergie dues au cisaillement sur les parois et la dissipation interne, la distorsion des vitesses moyennes et leur fluctuations turbulentes lorsque l'écoulement est comprimé, et le réarrangement ainsi que la régénération de ces mouvements par l'action du squish. Certaines divergences rencontrées sur les grilles à faible résolution comme l'effet de lissage des gradients de vitesses ont été corrigés par le traitement de modélisation de la couche limite avec des fonction de parois de loi logarithmique pour un faible coût numérique.

L'ajout des écoulements d'admission aux modèles précédents, en incluant des ports idéalisés a contribué à valider la cohérence des résultats, que les écoulements de swirl générés par l'admission sont en adéquation avec les champs trouvés à SOI pour les faibles résolutions de maillage, par rapport à l'hypothèse de swirl initial des modèles en cycle fermé. Ils ont permis de valider que les modèles ont un comportement adapté tout le long du cycle moteur pour la génération de swirl, à partir du début de l'admission de l'air dans le cylindre, et de comprendre entièrement comment les écoulements dans la chambre de combustion évoluent.

Un intérêt particulier a été la capacité des modèles générés à agir comme un outil de conception. Ils sont d'une utilisation suffisamment flexible par l'emploi de procédures et sous programmes, et adaptés pour de futures évolutions telles que les changements de vitesse du moteur, des profils d'écoulements d'admission évolutifs, des caractéristiques des paramètres initiaux du gaz et des conditions aux limites du domaine de calcul, ainsi que des modifications du maillage pour s'adapter aux géométries à étudier.

Une résolution de maillage appropriée a été définie, permettant d'être implantée en utilisant des ressources de calcul limitées dans un programme de simulation des écoulements d'une chambre de combustion de moteur Diesel HSDI tel que le programme ZGF. La simplification de géométrie utilisant une grille orthogonale permet l'intégration d'une première génération du code ZGF, avec des résultats ayant un compromis réaliste. Une amélioration par l'utilisation de maillage curviligne, plus complexe à intégrer, se fera aussi à un faible coût numérique.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Le logiciel de CFD a produit une grande quantité de données, et les résultats adéquats ont été recueillis dans le rapport pour fournir les informations suffisantes à des fins de validation du programme ZGF. Les résultats des simulations comparés avec la littérature disponible ont validé qualitativement les principaux phénomènes d'écoulement à l'intérieur de la chambre de combustion, effectivement représentés par les modèles à faible résolution tels que les phénomènes de génération de swirl par l'orifice d'admission, le squish générateur de turbulence à l'intérieur de la cuvette du piston, et le phénomène de tumble correctement reproduit avec cette grille. Ces résultats ont démontré par ailleurs que l'utilisation d'un modèle axisymétrique peut être regardée comme représentative, particulièrement pour la course de compression.

Tous les éléments de ce travail contribuent à la construction du programme de simulation ZGF et valident l'intérêt de modèles multi-zones représentant les champs d'écoulements, par rapport aux modèles à 0-dimension ou des modèles plus simplifiés sans écoulements d'admission, pour l'intégration dans un code de calcul de cycle moteur.

# Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel

## Bibliographie:

- [1] Heywood John B.: Internal combustion engine fundamentals. - McGraw-Hill International Editions, Automotive technology series, 1988.
- [2] Stone Richard: Introduction to internal combustion engines. - MacMillan editions, 1992.
- [3] Comolet R.: Mécanique expérimentale des fluides - Dynamique des fluides réels. - Masson, 4<sup>ème</sup> édition, 1994.
- [4] Versteeg H.K. & Malalasekera W.: An introduction to Computational Fluid Dynamics, the Finite Volume method. - Longman Ed., 1995.
- [5] Shaw C.T.: Using Computational Fluid Dynamics. - Prentice Hall ed., 1992.
- [6] Wilson Mike: CFD lecture notes. - University of Bath, Department of Mechanical Engineering.
- [7] Computational Dynamics: STAR-CD user guide and methodology volumes, version 3.05.
- [8] Pethers Peter – Ford Motor Company: Euro IV challenge: Diesel versus emissions. – Engine Technology International, 09/1998.
- [9] Horrocks Roy W.: Light-duty Diesels: An update on the emissions challenge. – Worldwide engine emission standards and how to meet them, Institution of Mechanical Engineers seminar, 25/26-5-1993, in IMechE. proceedings, vol. 208, 1994.



## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

- [10] Morel Thomas & Keribar Rifat: A model for predicting spatially and time resolved convective heat transfer in bowl-in-piston combustion chambers. - Society of Automotive Engineers Journal, 850204, 1985.
  
- [11] Banisoleiman K.: Phenomenological modelling of in-cylinder heat transfer, spatial gas flow, combustion & emissions calculations. - Enhancement of in-cylinder gas to metal, heat transfer prediction project report, Lloyd's Register Technical Investigation Department for Ford Motor Co. - ref. PE/Q.1806, 1997.
  
- [12] Arcoumanis C., Whitelaw J.H.: Fluid mechanics of internal combustion engines - a review. - Proceedings of the IMechE., vol 201, 1987.
  
- [13] Hadziapostolou Antonis: Swirling flows in direct injection Diesel engines. - PhD thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, London.
  
- [14] Arcoumanis C., Whitelaw J.H.: In-cylinder flow measurements in motored internal combustion engines. - Proceedings of the IMechE., 1991.
  
- [15] Arcoumanis C., Hadziapostolou A. and Whitelaw J.H.: Swirl centre precession in engine flows. - SAE paper 870370, SAE transactions, 1987.
  
- [16] ADAPCO: 4 valve DI Diesel port flow simulation. - Report 47-02-028, November 1992, Analysis and Design Application Company Ltd, New York, for the Ford Motor Company.
  
- [17] Arcoumanis C., Bicen A.F., & Whitelaw J.H.: Squish and swirl-squish interaction in motored model engines. – Transactions of the ASME, Journal of Fluids Engineering, vol. 105, 1983.
  
- [18] Gosman A.D.: Flow processes in cylinders.- In The Thermodynamics and gas dynamics of internal combustion engines, J.H. Horlock and D.E. Winterborne, vol.II, Oxford University Press, 1986.

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

- [19] Morel T. & Mansour N.N.: Modeling of turbulence in internal combustion engines. – SAE paper 820040, SAE Transactions, 1982.
- [20] Vafidis C., Whitelaw J.H.: Intake valve and in-cylinder flow development in a reciprocating model engine. – Proceedings of the IMechE., vol.200, part C2, 1986.
- [21] Gilbert I.P., Heath A.R. & Johnstone I.D.: Multi-valve high speed direct injection Diesel engines. – The design challenge. - Proceedings of the IMechE., vol. 207, part D, 1993.
- [22] El Tahry Sherif H.: K- $\epsilon$  equation for compressible reciprocating engine flows.- AIAA Journal of Energy, vol. 7, n° 4, July-August 1983.
- [23] A.O. Zur Loye, Siebers D.L., McKinley T.L., Ng H.K. & Primus R.J.: Cycle resolved LDV measurements in a motored Diesel engine and comparisons with K- $\epsilon$  model predictions. – SAE paper 890618, SAE transactions, 1989.
- [24] Arcoumanis C., Begleris P., Gosman A.D., & Whitelaw J.H.: Measurements and calculations of the flow in a research Diesel engine. – SAE paper 861563, SAE transactions, 1986.
- [25] Kamimoto T., Yagita M., Moriyoshi Y., Kobayashi H. & Morita Hideo: An experimental study of in-cylinder air flow with a transparent cylinder engine. – JSME International Journal, vol. 31, n°1, 1988.
- [26] Ford Motor Company – Dunton Engineering Centre: PUMA DI Diesel cylinder head – Airflow and swirl characterisation – Test rig data, 1999.
- [27] Tippelmann Götz: A new method of investigation of swirl ports. – SAE paper 770404, SAE transactions, 1977.
- [28] University of Bath Transient Test Cell: Ford PUMA 2.0 DI TCI Diesel engine – CP4 VGT specification, steady state and dynamic testing. – Automotive Research Group,

## **Validation CFD axisymétrique de modèle zonal des écoulements gazeux de chambre de combustion de moteur Diesel**

Department of Mechanical Engineering, University of Bath, Progress meeting report, February, 1999.

- [29] Vafidis C.: Influence of induction swirl and piston configuration on air flow in a four-stroke model engine. Proceedings of the IMechE., vol.198C, 1984.
- [30] Arcoumanis C., Hadjiapostolou A. and Whitelaw J.H.: Flow and combustion in a Hydra Direct-Injection Diesel engine. – SAE paper 910177, SAE transactions, 1991.
- [31] Hall M.J. and Bracco F.V.: A study of velocities and turbulence intensities measured in firing and motored engines. – SAE paper 870453, SAE transactions, 1987.
- [32] Kondoh T., Fukumoto A., Ohsawa K. and Ohkubo Y.: An assessment of a multi-dimensional numerical method to predict the flow in internal combustion engines. – SAE paper 850500, SAE transactions, 1985.
- [33] McLandress Andrew, Emerson Roy, McDowell Philip and Rutland C.: Intake and in-cylinder flow modeling characterization of mixing and comparison with flow bench results. – SAE paper 960635, SAE transactions, 1996.
- [34] Morel Thomas, Wahiduzzaman Syed, Tree Dale R. and DeWitt David P.: Effect of speed, load and location on heat transfer in a Diesel engine – Measurements and predictions. – SAE paper 870154, SAE transactions, 1987.
- [35] Jennings Mark J. and Morel Thomas: A computational study of wall temperature effects on engine heat transfer. – SAE paper 910459, SAE transactions, 1991.