République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieure et de la Recherche Scientifique



Faculté de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Spécialité Génie Mécanique

MÉMOIRE DE MASTER

Option : Energétique et thermiques des systèmes

THÈME

Etude de la faisabilité d'un moteur à combustion interne fonctionnant avec l'hydrogène. Etude de performances à l'aide du code ICE Ansys

Proposé et dirigé par :

Dr : ALLICHE Mounir

Présenté par :

LADLANI Houssam Eddine

SADOUDI Ahmed

2016/2017

Remerciements

Tout d'abord nous remercions Dieu Tout Puissant, qui nous a donné la volonté, la force, et qui nous a éclairé vers le bon chemin.

Nos premiers remerciements s'adressent à notre Encadreur ***Dr.Alliche Mounir*** *qui nous a beaucoup aidé et soutenu par ses conseils pour réaliser cette recherche, aux membres du jury qui ont bien voulu se présenter afin d'évaluer notre modeste travail ainsi qu'à tous les enseignants de Génie Mécanique de la Faculté de Technologie.*

Je tiens à remercier particulièrement monsieur le Dr : ***REBHI Ridha****, pour ses conseils, son assistance, son suivi et son soutient.*

Enfin, nous adressons nos plus sincères remerciements à tous nos proches et amis, qui nous ont toujours soutenu et encouragé au cours de la réalisation de ce mémoire.

Merci à tous et à toutes.

Sommaire

Remerciement.....I

Dédicace.....II

Résume.....III

Sommaire.....IV

Liste des figures V

Liste des tables.....VI

Nomenclature.....VII

Introduction 1

CHAPITRE I: GENERALITES SUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE ET L'HYDROGÉNE

PARTIE I.....3

1.HISTORIQUE.....3

2.DEFINITIONS.....4

2.1 Moteur à combustion interne.....4

2.1.1 Principe de fonctionnement.....5

2.1.1.1 moteurs quatre temps.....5

2.1.1.2 moteurs deux temps.....6

2.2 Classification des moteurs a combustion interne.....8

PARTIE II.....9

1. L'hydrogène comme combustible.....9

2. Propriétés de l'hydrogène.....10

3.Moteur à combustion interne à hydrogène.....11

CHAPITRE II . MODÉLISATION DE LA COMBUSTION

II.1. Système d'équations du cylindre.....14

II.1.1. La variation de densité.....14

II.1.2. La variation de température.....14

II.1.3. La variation de pression.....15

II.1.4. La variation de la quantité de chaleur.....15

II.2. Système d'équations pour la combustion.....16

II.2.1. La variation de l'énergie interne.....16

II.2.2. La variation de masse.....17

II.2.3. La variation de la quantité de chaleur.....18

II.2.4. L'enthalpie des gaz perdus.....18

II.2.5. La variation des températures.....19

II.2.6. La variation de pression.....21

II.3. La vitesse de flamme.....22

II.4. Équilibre chimique.....23

II.4.1. Les équations utilisées.....24

II.4.2. Les valeurs de départ.....26

II.4.3. Fraction molaire du mélange pauvre.....26

II.4.4. Fraction molaire du mélange riche.....27

CHAPITRE III : PRESENTATION DE LOGICIEL ICE(FLUENT)

Introduction.....29

III.1.L'approche CFD.....29

III.2. Définition.....29

III.3. Les étapes de mise en marche.....29
III.3. 1. Étape 1: préparation.....30
III.3. 2. Étape 2: Définition des propriétés.....30
III.3. 3. Étape 3: Géométrie.....32
III.3. 4. Étape 4: Maillage.....36
III.3.5. Étape5: Configuration de la simulation.....36
III.3. 6. Étape 6: L'exécution de la Solution.....41
III.3. 7. Étape 7: Résultats.....42

CHAPITRE IV : RESULTATS DU CALCUL NUMERIQUE

IV.1.Modélisation de la cylindre de combustion.....47
IV.1.1.Géométrie de la cylindre.....47
IV.1.2. Le maillage.....47
IV.2.Configuration et choix de modèles.....48
IV.3.Discussion des résultats de simulation.....49
IV.3.1. L'effet de la pression initiale.....50
IV.3.2. L'effet de la température initiale.....58
IV.3.3. L'effet de la Vitesse de vilebrequin.....65
Conclusion.....77

Liste des tableaux

Tableau I.1. : Propriétés de combustion de l'hydrogène, du méthane et de l'essence.....10

Tableau IV.1 : rapport de maillage.....48

Tableau IV.2 : les cas des pression initiale.....50

Tableau IV.3 : les cas des température initiale.....58

Tableau IV.4 : les cas des Vitesses de vilebrequin.....65

Liste des figures

N°figures désignation

Figure I.1 : Moteur à combustion 4 temps.....6

Figure I.2 : Moteur à combustion 2 temps.....7

Figure III.1: fenêtre workbench.....30

Figure III.2:propriété de schéma 31

Figure III.3: fenêtre workbench.....32

Figure III.4: fenêtre Modélisateur de design.....33

Figure III.5: Gestionnaire des intrants.....33

Figure III.6: Face du Cylindre.....34

Figure III.7: Corps de soupape.....34

Figure III.8: Face des siège de soupape.....34

Figure III.9: Gestionnaire des intrants.....35

Figure III.10: Boîte de dialogue.....35

Figure III.11: cellule Maillage.....36

Figure III.12: ICESolver Setup.....36

Figure III.13: Boîte de dialogue.....36

Figure III.14: propriété de injection.....37

Figure III.15: Boundary Conditions.....38

Figure III.16: Monitor Définition 38

Figure III.17: Patch.....39

Figure III.18: Patch.....39

Figure III.19: Post Processing.....40

Figure III.20: Post Processing.....40

Figure III.21: cellule Configuration.....41

Figure III.22 boîte de dialogue Fluent 41

Liste des figures

Figure III.23: cellule Résultats.....42

Figure III.24: cellule Résultats.....42

Figure III.25: Le rapport.....43

Figure III.26: fichier de rapport.....43

Figure III.27:température.....44

Figure III.28: température.....44

Figure III.29: Dernier itération résiduel.....45

Figure III.30 Nombre d'itération.....45

Figure III.31 Moyenne de masse Phi 45

Figure III.32 Moyenne de masse turbulente.....45

Figure III.33 Masse totale pour toute injection.....45

Figure III.34: rpm vs Carburant non brûlé.....45

Fig. IV.1. Géométrie détaillée de la cylindre de combustion.....47

Fig. IV.2 maillage de la cylindre de combustion.....48

Fig. IV.3 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....50

Fig. IV.4 Contours de grandeur de vitesse.....51

Fig. IV.5 Contour de température statique.....51

Fig. IV.6 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....52

Fig. IV.7 Contours de grandeur de vitesse.....53

Fig. IV.8 Contour de température statique.....53

Fig. IV.9 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....54

Fig. IV.10 Contours de grandeur de vitesse.....55

Fig. IV.11 Contour de température statique.....55

Fig. IV.12 Pression statique maximale.....56

Fig. IV.13 Amplitude de vitesse maximale.....56

Fig. IV.14 Taux de libération de chaleur apparent sur chambre de fluide.....57

Fig. IV.15 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....58

Fig. IV.16 Contour de température statique.....59

Liste des figures

Fig. IV.17 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....60

Fig. IV.18 Contour de température statique.....61

Fig. IV.19 Trace de particules par la grandeur de vitesse.....62

Fig. IV.20 Contour de température statique.....62

Fig. IV.21 Température statique moyenne en volume.....63

Fig. IV.22 Énergie cinétique turbulente moyenne en masse.....64

Fig. IV.23 Taux de libération de chaleur apparent sur chambre de fluide.....64

Tableau IV.4 : les cas des Vitesses de vilebrequin.....65

Fig. IV.24 Contour de température statique.....66

Fig. IV.25 Contour de température statique.....67

Fig. IV.26 Contour de température statique.....68

Fig. IV.27 Contour de température statique.....69

Fig. IV.28 Température statique moyenne en volume.....70

Fig. IV.29 Température statique maximale.....70

Fig. IV.30 Énergie cinétique turbulente moyenne en masse.....71

Fig. IV.31 Taux de libération de chaleur apparent sur chambre de fluide.....72

Fig. IV.32 rapport de tourbillon.....72

Fig. IV.33 rapport de chute.....72

Fig. IV.34 température max en fonction de température initiale.....73

Fig. IV.34 pression max en fonction de pression initiale.....73

Fig. IV.34 puissance en fonction de pression max.....74

Fig. IV.34 puissance en fonction de la vitesse de vilebrequin 74

Fig. IV.34 propriété d'un PC utilisé pour faire les simulation.....75

Résumé

L'objectif principal de ce travail est d'étudier un moteur à combustion interne fonctionnant à l'hydrogène, en utilisant le code de calcul ICE (Ansys Fluent). La présente étude s'intéresse particulièrement à la phase combustion. Dans ce contexte, on examinera l'effet des conditions initiales sur la combustion de l'hydrogène ; en occurrence : la vitesse du vilebrequin, la température et la pression initiales. La modélisation de la combustion et de l'évolution des espèces chimiques seront aussi abordées.

Mots clés : moteur à combustion interne, hydrogène, ICE (Ansys)

Abstract

The main objective of this work is to study the hydrogen-fueled internal combustion engine, Using the ICE CFD code (Ansys Fluent), the present study focuses on the combustion phase .

In this context, We have studied the effect of initial conditions on hydrogen combustion, in specially : The speed of the crankshaft, Initial temperature and pressure, Combustion modeling and the development of chemical species will be addressed.

Keywords*:* internal combustion engine, hydrogen, ICE (Ansys)

ملخص

الهدف الرئيسي من هذا العمل هو دراسة محرك الاحتراق الداخلي مغذى بالهيدروجين، وذلك باستخدام برنامج(fluent) ice انطلاقا من برنامج ANSYS. يتم إجراء اختبارات على مرحلة الاحتراق.

في هذا السياق، فإننا قمنا بدراسة تأثير الشروط الابتدائية على احتراق الهيدروجين. في هذه الحالة: سرعة العمود المرفقي، ودرجة الحرارة والضغط الأولي. وسيتم تناول نمذجة الاحتراق وتطور الأنواع الكيميائية.

كلمات مفتاحية : محرك الاحتراق الداخلي، الهيدروجين، ICE (Ansys)

INTRODUCTION

La baisse constante des réserves de pétrole et l'augmentation des prix de l'essence et du gazole (malgré la baisse actuelle liée à la chute des cours du brut) nous obligent à chercher de nouveaux carburants pour alimenter les véhicules. D'autre part, les combustibles conventionnels contiennent des hydrocarbures et, par conséquent, produisent des polluants comme le dioxyde de carbone, l'oxyde d'azote, ce qui amplifie le problème du réchauffement climatique et représente un danger pour l'environnement.

Dans ce contexte de recherche de fuels alternatifs, l'hydrogène est le seul qui peut potentiellement ne produire aucune émission polluante, comme le monoxyde de carbone ou de dioxyde de carbone ; ce qui lui donne un avantage par rapport aux autres combustibles de remplacement.

En outre, les moteurs à combustion interne à hydrogène fonctionnent de la même manière et ont la même apparence que celle du moteur de combustion interne classique. Les moteurs de combustion interne à base d'hydrogène peuvent être fabriqués pour utiliser des systèmes hybrides, des systèmes à double alimentation ou de l'hydrogène seul.

Dans ce contexte, on veut étudier la faisabilité d'utilisation de l'hydrogène comme carburant dans un moteur à combustion interne. On s'intéressera à la détermination des performances du moteur en utilisant l'approche de la simulation numérique CFD. Pour ce faire, on a utilisé le code ICE **ANSYS Fluent.**

Notre travail est reparti en quatre chapitres :

- Une étude bibliographique consistant à une généralité sur les moteurs à combustion interne et l'hydrogène.
- Modélisation de la combustion.
- Présentation du logiciel ICE (Fluent).
- Présentation des Résultats obtenus et discussion
- Conclusion générale.

Tutoriel sur le logiciel Tecplot

Dans le but de bien présenter les résultats obtenue par le solveur ICE, on exporte les donnée vers l'outil de visualisation numérique de simulation TECPLOT.

1.2 Tracer un graphe charte avec le logiciel Tecplot:

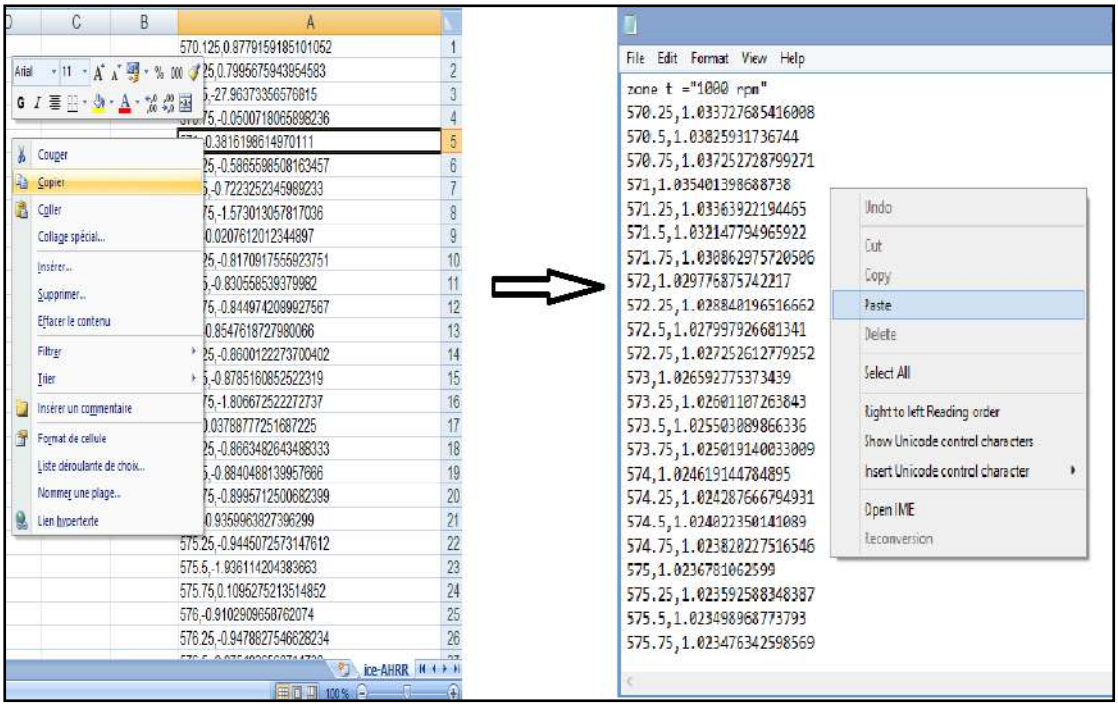
Les résultats de solveur ICE enregistre sous forme Excel.

a) crée une page bloc not

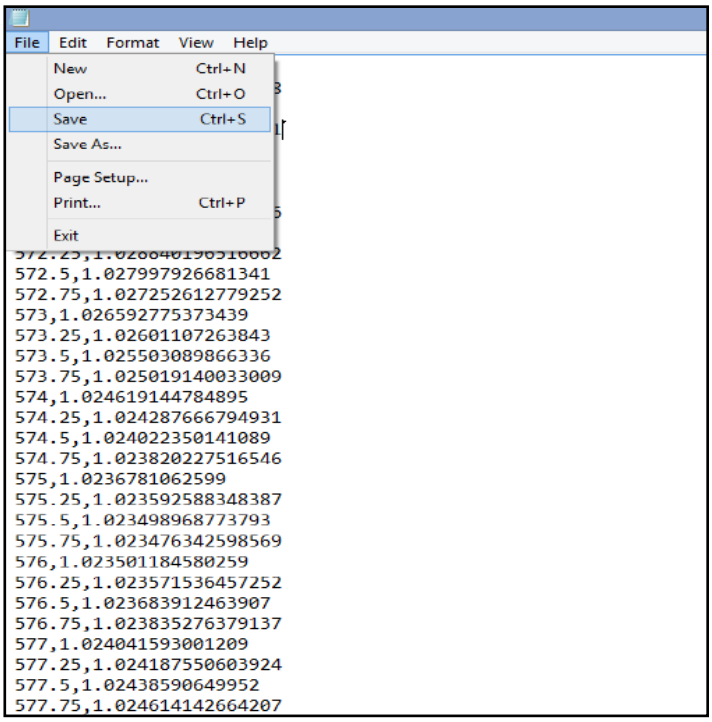
Démarrer <bloc not

Une fenêtre va ce crée on écrit le mot : zone t="....."

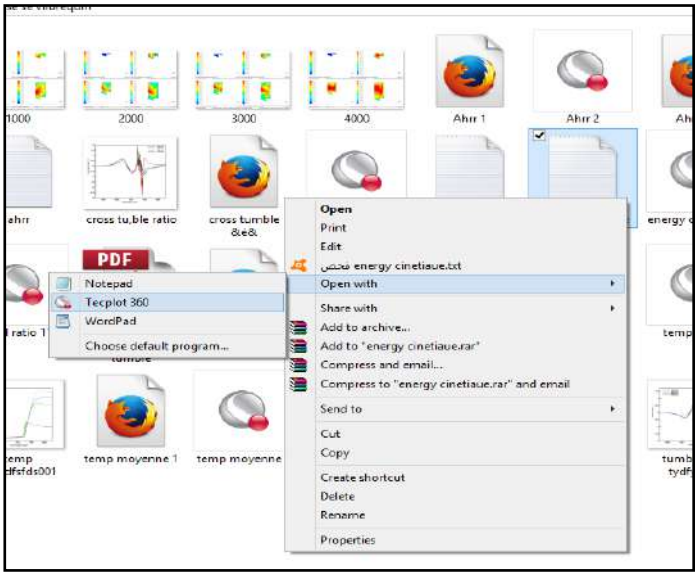
on dit copie le fichier Excel sur le bloc not sous le mot zone t="....."



b) Une fois le fichier bloc-not est remplie par les donnée Excel du fichier XXX on doit l'enregistrer et lui donner un non aussi et un emplacement.

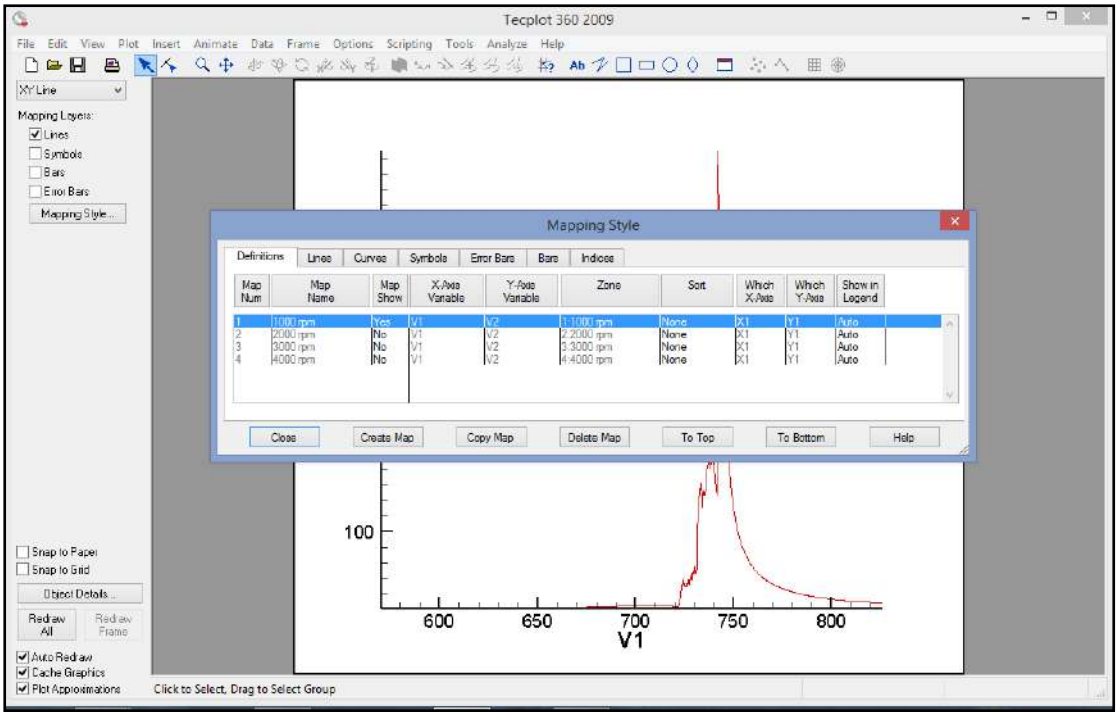


c) on clique avec le bouton droit de la souris sur ce dernier avec le tecplot.



d) pour changer les formes du graphe il faut juste cliquer deux fois sur la courbe une fenêtre de commande va s'ouvrir nous permette de exécuter tous les paramètre qu'on doit faire rentre exemple la couleur, la forme....etc.

Idem pour l'axe et le non de la courbe.



CHAPITRE I

GENERALITES SUR LES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE ET L'HYDROGÉNE

PARTIE I:

1. HISTORIQUE [1]

Le premier moteur à combustion interne, selon les idées modernes, et qui a été de Robert Street, breveté en Angleterre en 1794. En cela, il faisait chaud au fond du feu de cylindre et une petite quantité de goudron ou de térébenthine était prévue dans la partie chaude du cylindre, la vapeur et la formation. Hauteur de piston aspiré la quantité d'air pour former un mélange de l'explosion et des flammes aussi pour l'allumage. En 1800 Philippe le Bon a obtenu un brevet en France pour son invention d'un moteur utilisant de l'air comprimé, gaz comprimé et l'électricité pour l'allumage. Certaines autorités croient que sa mort prématurée a entravé le développement du moteur à combustion interne.

Le moteur suivant pour atteindre toute la proéminence considérable était celui de Samuel Brown, qui a obtenu plusieurs brevets en Angleterre environ 1825. Son moteur n'a pas représenté une avance, puisque les anciennes idées de Huygens ont été employées au lieu des idées avancées de rue. Le succès des moteurs à vapeur atmosphériques en était probablement responsable. Le moteur de Brown consistait en un certain nombre de grandes chambres, dans lesquelles les gaz chauds produits par la flamme étaient refroidis par l'injection d'eau, formant ainsi un vide partiel. Les pistons de travail, dans des cylindres adjacents aux grandes chambres, étaient actionnés par la pression atmosphérique, tous les pistons étant reliés au même vilebrequin. Puisque la combustion n'a pas eu lieu dans le cylindre de travail, le moteur peut à peine être appelé un moteur à combustion interne dans le sens accepté du terme. L'inventeur semble avoir été un homme de force considérable, et un certain nombre de ses moteurs ont été construits pour le pompage et pour la conduite des voitures et des bateaux. En 1833, W. L. Wright breveté en Angleterre, Le gaz et l'air ont été fournis par des pompes séparées à un cylindre de travail. La charge était contenue dans les ampoules sphériques près des

extrémités du cylindre, l'inflammation se produisant alors que le piston était à la fin de la course. Le moteur était à double effet, gainé d'eau, avec des soupapes d'échappement de capot et un gouverneur de mouche. Il a représenté un grand progrès dans la conception et a probablement été construit.

En 1838, William Barnett breveté en Angleterre un moteur qui a été une avance sur les types précédents dans ce pays. Il a comprimé le gaz et l'air séparément.

Le moteur bien connu Otto a été inventé par le Dr Nicholas Otto, d'Allemagne, et a été breveté dans ce pays en 1877. Il suit le cycle qui a été décrit par Beau de Rochas, maintenant connu comme le cycle à quatre, ou parfois comme Le cycle Otto. Le moteur a été d'abord connu sous le nom d'Otto-Silent, pour le distinguer du moteur à piston libre, qui était plutôt bruyant. Il a immédiatement établi le moteur à combustion interne sur un pied ferme, et les moteurs du type à quatre cycles vendus aujourd'hui ne montrent que des améliorations mineures.

Le développement du moteur Diesel pour l'huile a commencé vers 1894. Comme il a été dit, ce moteur est semblable au Baryton. Le développement du moteur Diesel a été si récent qu'il n'est pas nécessaire de le préciser. À l'heure actuelle, il est fabriqué dans tous les pays européens et en Amérique, et il ya une tendance de la part de nombreux fabricants américains qui font sortir de nouveaux moteurs d'adopter les caractéristiques du Diesel.

2. DEFINITIONS

2.1 Moteur à combustion interne

Dans la forme la plus générale, un moteur à combustion interne est un dispositif qui convertit l'énergie chimique dans les carburants en énergie mécanique utile, par un processus de combustion [2]. Combustion est le processus de conversion de l'énergie chimique en énergie thermique, en utilisant du combustible et un comburant [3]. Il existe de nombreux concepts de moteur à combustion interne, mais le plus commun est le moteur à pistons. Le concept de moteur alternatif utilise des pistons qui se déplacent vers le haut et vers le bas, entraînés par l'énergie thermique du processus de combustion [4].

Le processus de combustion est un ensemble de réactions qui libèrent l'énergie ou la chaleur par oxydation. Une réaction de combustion typique est la réaction méthane-oxygène:

$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O + energy \quad \text{(I.1)}$$

Toutes les réactions de combustion sont des réactions exothermiques, ce qui signifie qu'elles libèrent de l'énergie dans l'environnement. Cette énergie est ce qui peut être converti en énergie mécanique utile dans un moteur alternatif [3].

2.1.1 Principe de fonctionnement :

2.1.1.1 moteurs quatre temps :

Le moteur alternatif moderne est un moteur quatre temps. Il est appelé un moteur à quatre temps parce que le moteur effectue quatre mouvements de piston avant qu'il ne complète le processus de combustion. Les quatre courses permettent de compléter un cycle thermodynamique. Le concept de moteur à quatre temps représenté sur la figure 1. Un coup se rapporte à un mouvement de piston de la position supérieure à la base [2]. Les quatre traits sont:

1. La course d'admission:

L'air est injecté dans la chambre de combustion tandis que le piston se déplace vers le bas.

2. La course de compression:

Le piston se déplace vers le haut et comprime le gaz à un volume beaucoup plus faible. Lorsque le piston est proche du sommet, la combustion est amorcée et la pression augmente rapidement.

3. La course de puissance:

L'augmentation de la pression provoquée par la combustion force le piston à descendre.

4. La course d'échappement:

Le piston se déplace vers le haut et pousse les gaz d'échappement.

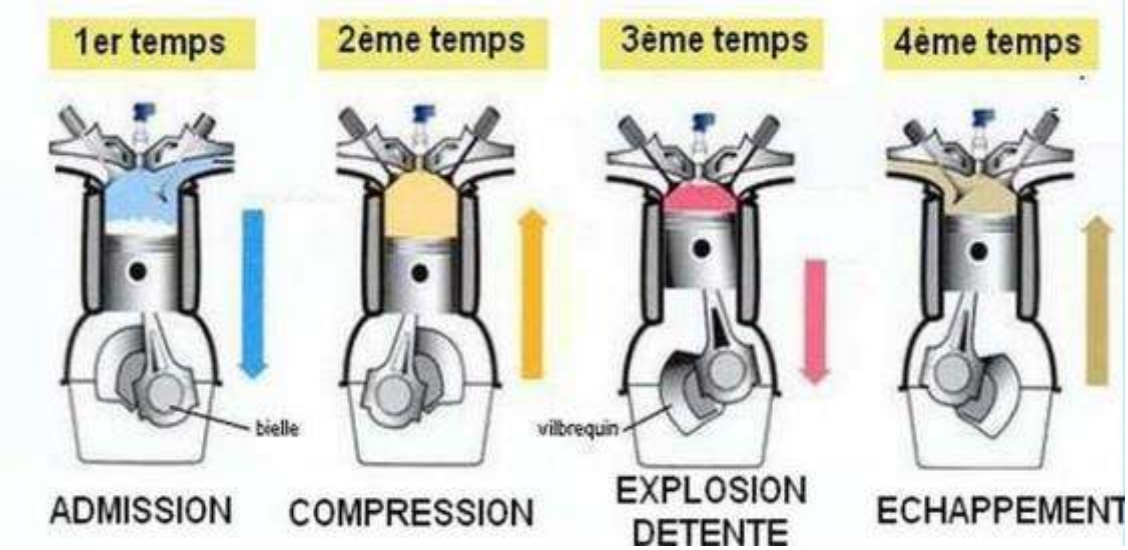


Figure I.1 : Moteur à combustion 4 temps[5].

2.1.1.2 moteurs deux temps :

Le moteur à 2 temps réalise le cycle Beau de Rochas (aspiration, compression, détente, échappement) en 2 courses de piston au lieu de 4 prévues dans le moteur 4 temps [6].

a) 1er temps: compression-aspiration:

Dans sa course ascendante, Le piston montée vers le haut du point mort inférieur PMB au point mort supérieur PMH.

Au-dessus du piston:

Le mélange pré comprimé est comprimé au-dessus du piston. La bougie déclenche la combustion juste avant d'arriver au point mort supérieur.

Au-dessous du piston:

Obturé le canal de débordement par le mouvement du piston vers le haut. La dépression qui se forme entraîne l'ouverture de la soupape d'admission: le mélange air-carburant est aspiré.

b) 2e temps: travail-pré compression

Le piston vers le haut: du point mort supérieur au point mort inférieur.

Au-dessus du piston:

La pression qui se forme pousser le piston vers le bas et ouvre d'abord le canal de sortie puis le canal de débordement. Mélange pré-comprimé expulse les gaz d'échappement qui se sont accumulées autour de l'extérieur.

Au-dessous du piston:

Le mélange aspiré est pré-comprimé par le mouvement arrière du piston et poussé dans le canal de débordement. La surpression ferme la soupape d'admission.

Ce second temps réunit les phases de détente et d'admission-échappement.

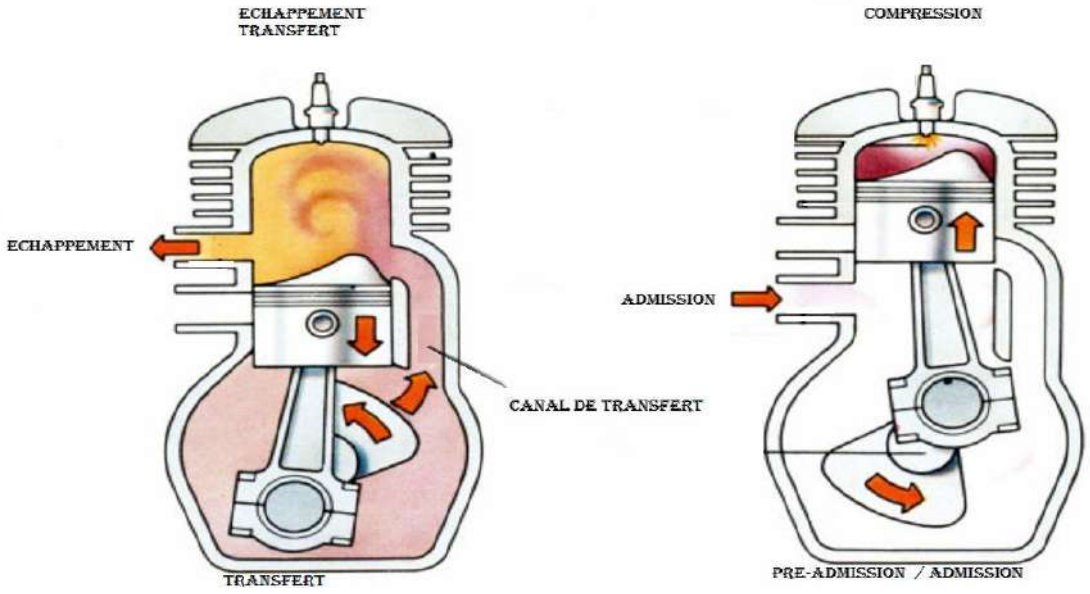
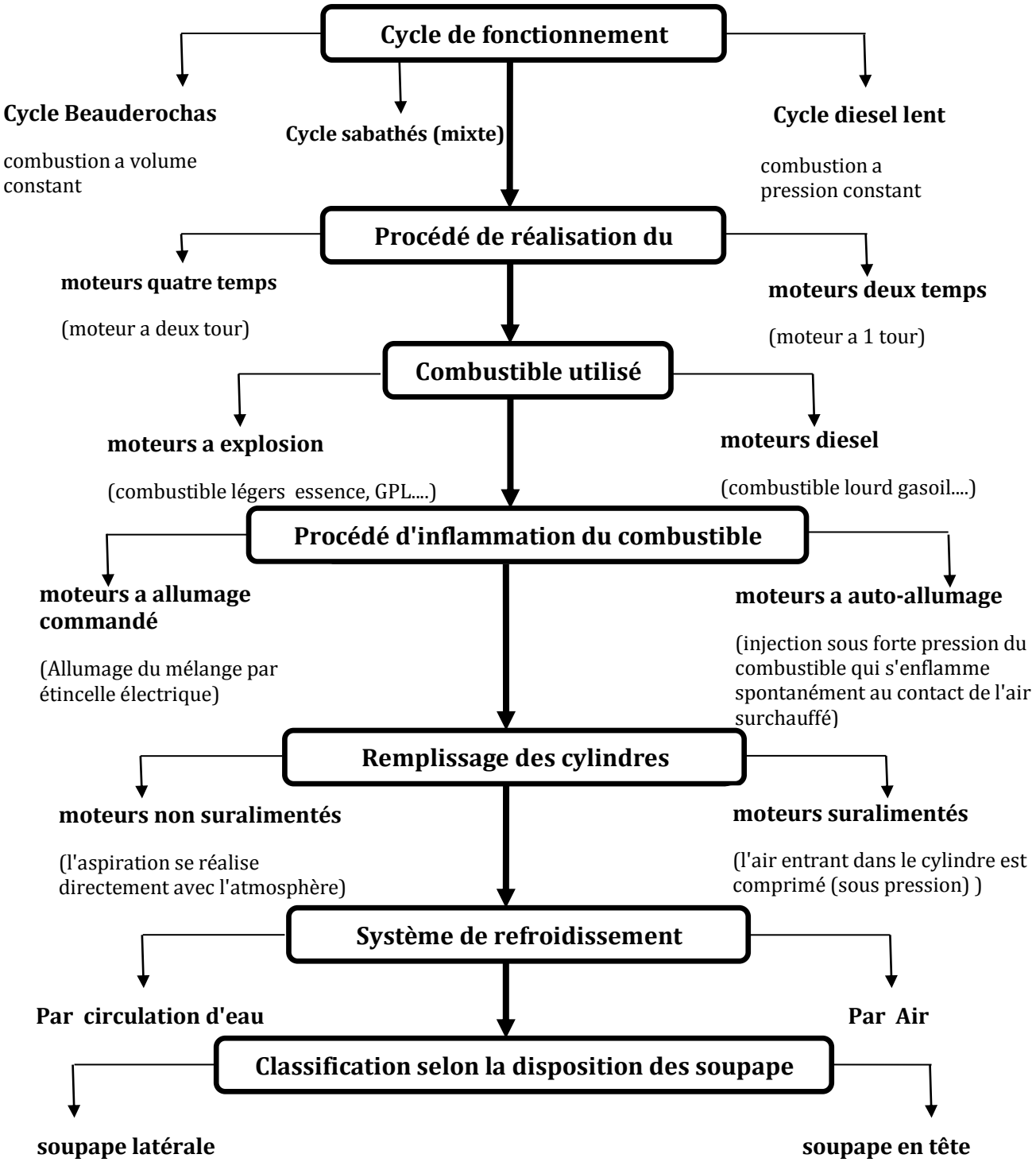


Figure I.2 : Moteur à combustion 2 temps

2.2 Classification des moteurs a combustion interne:



PARTIE II:

1. L'hydrogène comme combustible :

Le plus simple et le plus léger de tous les éléments chimiques c'est L'hydrogène, il n'existe qu'en combinaison avec d'autres éléments, comme dans l'eau et avec le carbone,.etc.

L'hydrogène moléculaire peut être produit par division les éléments combinés en molécules ou atomes, L'énergie libérée permet à l'hydrogène d'agir comme combustible. Dans une cellule électrochimique, cette énergie peut être utilisée avec un rendement relativement élevé. Si elle est simplement utilisée pour la chaleur, les limites thermodynamiques habituelles sur le rendement thermique s'appliquent.

Comme combustible, l'hydrogène se retrouve impliqué dans une vaste applicabilité technologique, allant des moteurs à combustion interne où il est mélangé au gaz naturel, passant par les turbines à gaz (mélangé au méthane) jusqu'aux bruleurs à bas NOx (H_2-Air) et moteurs fusée (H_2-O_2). [7]

L'énergie peut être fournie aux piles à combustible et générer de l'électricité et de la chaleur, ou être brûlée pour faire fonctionner un moteur à combustion [8]. Dans chaque cas, l'hydrogène est combiné avec de l'oxygène pour former de l'eau. La chaleur dans une flamme d'hydrogène est une émission rayonnante des molécules d'eau nouvellement formées. Les molécules d'eau sont dans un état excité lors de la formation initiale et ensuite de la transition vers un état fondamental, La transition libérant le rayonnement thermique. Lors de la combustion à l'air, la température est d'environ 2000 ° C.

Il a un très large domaine d'inflammabilité (de 4 à 75% en volume) et peut donc être brûlé avec une large gamme de mélanges air-carburant. De ce fait, le fonctionnement en mélange pauvre est possible, ce qui offre une économie de carburant, une réaction de combustion plus complète ainsi qu'une température de combustion finale plus faible. La quantité de polluants émis dans les gaz d'échappement tels que les oxydes d'azote est ainsi réduite. Il a une énergie d'allumage (énergie minimale d'inflammation) très faible, ce qui permet d'enflammer les mélanges pauvres et assurer un allumage rapide [9] .

Son énergie minimale d'inflammation varie en fonction de la concentration en hydrogène et en oxygène à la stœchiométrie (pour chaque molécule d'hydrogène il y a une demi-molécule d'oxygène) donc, pour 29.5% en volume d'hydrogène dans l'air, sa valeur est de 17µJ [10] .

2. Propriétés de l'hydrogène

L'hydrogène est un gaz incolore et inodore, Premier élément dans la table périodique Son nombre atomique est 1 et son poids atomique 1,00797.Avec un poids moléculaire de 2,016, sa densité est environ 14 fois inférieure à celle de l'air (0,08376 kg / m3 à température et pression normales). L'hydrogène est le plus inflammable de toutes les substances connues. L'hydrogène est légèrement plus soluble dans les dissolvants organiques que dans l'eau.

Quelque propriété de l'hydrogène et d'autres combustibles connus sont présentées dans le tableau I.1 à la suite des travaux de White et al. [11].

Propriété	Hydrogène	Méthane	essence
Densité à 1 atm et 300 K (Kg / m3)	0.082	0.717	5.11
Composition stœchiométrique Air (% en volume)	29.53	9.48	1.65
Nombre de moles après Combustion	0.85	1.00	1.058
Énergie de combustion par kg de Stœchiométrique (MJ)	3.37	2.56	2.79

Limites d'inflammabilité (% Par volume)	4 – 75	5.3 – 15.0	1.2 – 6.0
Minimum d'allumage (MJ)	0.02	0.28	0.25
Vitesse de flamme laminaire (m / s)	1.90	0.38	0.37 – 0.43
Température d'auto-inflammation (K)	858	813	≈ 500 – 750
Flamme adiabatique T (K)	2480	2214	2580
Indice d'octane recherche	>120	140	91 - 99
Valeur de chauffage inférieure (MJ/kg)	119.7	45.8	44.79

Tableau I.1. Propriétés de combustion de l'hydrogène, du méthane et de l'essence

3.Moteur à combustion interne à hydrogène

Dans le domaine d'automobile on peut utiliser l'hydrogène à deux technologies potentielles, c'est-à-dire des moteurs à combustion interne à hydrogène (MCIH) et des piles à combustible (PC).

Les moteur à combustion interne alimentées à l'hydrogène ont également le potentiel d'augmenter le rendement du moteur, avec un rendement démontré de 52% pour un moteur à allumage par étincelles à hydrogène [12] et un rendement de production d'électricité de 49% pour un moteur à allumage par compression alimenté à l'hydrogène[13].

Il y a deux aspects importants concernant le moteur à combustion interne à l'hydrogène: il produit une grande quantité d'eau au cours de son processus de combustion et la température de combustion de l'hydrogène est plus élevée que pour l'essence [14]. Basé sur la faible valeur calorifique d'un carburant, un le moteur à combustion interne à l'hydrogène émet presque trois fois plus d'eau par contenu énergétique, par rapport à un moteur à combustion interne conventionnel qui fonctionne à l'essence[15]. La chaleur stœchiométrique des valeurs de combustion par kg standard d'air est respectivement de 3,37 MJ et de 2,83 MJ pour l'hydrogène et l'essence [11]. La valeur de température de la flamme adiabatique calculée à l'aide du programme de température de la flamme adiabatique.

Le plus grand problème pour la combustion du MCIH à allumage par étincelle est l'apparition d'un contre-feu et / ou d'un pré-allumage lorsque le rapport carburant / air pauvre s'approche de la valeur stœchiométrique, ce qui limite le couple de sortie du moteur [16], La densité de puissance MCIH par rapport au fonctionnement de l'essence, peut être nettement inférieure à 83%, en raison de problèmes de pré-allumage limitant la puissance de crête du MCIH [11] Un contre-feu se produit quand une charge fraîche d'hydrogène est allumée dans les orifices d'admission, tandis que le pré-allumage se produit lorsque la charge d'hydrogène est allumée après la fermeture de la soupape d'admission mais avant que la bougie ne se déclenche dans le cylindre [17]. Les deux problèmes peuvent être causés par l'existence d'un point de température élevée dans le collecteur d'admission ou le cylindre [11, 17].

L'équation suivante montre le processus de combustion MCIH [18]:

$$2H_2 + \lambda.O_2 + 3.76.\lambda.N_2 \longrightarrow 2H_2O + (\lambda-1).O_2 + 3.76.\lambda.N_2 \qquad (I.2)$$

Où λ désigne le rapport entre la quantité d'air réelle et la demande théorique.

Le phénomène des retours de flamme considérer comme un problème majeur occasionné par l'utilisation de l'hydrogène dans le moteur à combustion interne, causée par le flamme de mélange air-hydrogène avant qu'il pénètre dans le cylindre, Il existe plusieurs solutions pour éviter ce problème: la méthode permettant de réduire la température à l'intérieur du cylindre est l'injection d'eau [19], et L'injection directe (injecte le carburant en fin de compression), l'admission séparée. C'est-à-dire qu'on admet l'air et l'hydrogène de façon séparée.

CHAPITRE II . MODÉLISATION DE LA COMBUSTION

Les systèmes d'équations utilisés pour la modélisation de la combustion permettre de visualiser l'impact de l'injection de l'hydrogène sur les conditions dans le cylindre, il sera possible de constater les avantages des modifications en ce qui concerne l'injection tardive. [20]

II.1. Système d'équations du cylindre:

Cette partie présente les équations nécessaires pour calculer les conditions dans le cylindre. Celles-ci sont valides pour la phase d'admission et de compression.

II.1.1. La variation de densité:

Puisque la valeur de $\frac{dm}{dt}$ est connue tout comme la valeur de $\frac{dV}{dt}$, nous chercherons donc une relation pour $\frac{d\rho}{dt}$.

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{V}\left[\frac{dm}{dt} - \rho\frac{dV}{dt}\right] \qquad \textbf{(II.1)}$$

II.1.2. La variation de température:

Avec la définition de l'énergie $E = mc_vT$ et de l'enthalpie totale $h_T = (h + v^2/2)$, la formulation différentielle de l'équation d'énergie s'écrire:

$$c_v\left[m\frac{dT}{dt} + T\frac{dm}{dt}\right] = \frac{dQ_{CV}}{dt} - \frac{dW_{CV}}{dt} + \left(\sum \dot{m}h_T\right)_{entrant} - \left(\sum \dot{m}h_T\right)_{sortant} \qquad \textbf{(II.2)}$$

avec un peu de modification nous obtenons $\mathbf{u}\left[\dot{m}\left(c_pT + \frac{v^2}{2}\right)\right]_{H2}ne$ équation différentielle permettant de calculer la variation de température :

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{(\gamma-1)}{mR}P\frac{dV}{dt} + \frac{(\gamma-1)}{mR}\frac{dQ}{dt} - \frac{T}{m}\frac{dm}{dt} + \qquad \textbf{(II.3)}$$

$$\frac{(\gamma-1)}{mR}\left[\left[\dot{m}\left(c_pT+\frac{v^2}{2}\right)\right]_{AIR}+\left[\dot{m}\left(c_pT+\frac{v^2}{2}\right)\right]_{H2}+\left[\dot{m}\left(c_pT+\frac{v^2}{2}\right)\right]_{EXH}\right]+\gamma CT$$

$C=\dot{m}_{lost}/m$ et est définie par Ferguson [21]. La valeur des pertes de masse totale sur un cycle peut être estimée à environ 2.5% selon Ferguson[21]. et celles-ci se produisent durant la combustion où les pressions sont très élevées. Les débits d'air et d'hydrogène sont positifs tandis que le débit d'échappement peut être soit positif ou négatif.

II.1.3. La variation de pression:

Utiliser la formulation différentielle de l'équation des gaz parfaits:

$$\frac{dP}{dt}=R\left[\rho\frac{dT}{dt}+T\frac{d\rho}{dt}\right] \quad \textbf{(II.4)}$$

II.1.4. La variation de la quantité de chaleur:

L'équation de *dQ/dt* se réduit à l'équation **II.6** selon Ferguson [21]:

$$\frac{dQ}{dt}=hA(T-T_w) \quad \textbf{(II.5)}$$

Le coefficient de transfert de chaleur instantanée h est calculé avec la corrélation de Woschni qui est présentée dans le livre de Richard Stone [22] :

$$h = 0.82b^{-0.2}P^{0.8}u^{0.8}T^{-0.53}\ (kW/m^2K) \quad \textbf{(II.6)}$$

P = Pression instantanée (MPa)

T = Température instantanée des gaz (K)

b = Diamètre du cylindre (m)

u = Vitesse de référence

$$u = C_1V_P+C_2\frac{V_sT_r}{P_rV_r}(P-P_m)$$

V_s = Volume déplacé

v_p = Vitesse piston

$P_m - P_r(V_r/V)^{1.3}$

P_r, T_r, V_r sont évalués à une condition de référence.

Admission: $C_1 = 6.18$, $C_2 = O$.

Compression: $C_1 = 2.28$, $C_2 = O$.

Combustion-expansion: $C_1 = 2.28$, $C_2 = 3.24 \times 10^{-3}$

II.2. Système d'équations pour la combustion:

Le système d'équations qui est utilisé est basé sur les travaux de Ferguson [21]. Afin de pouvoir simuler l'évolution du système, il faut connaître en tout temps P, T_u et T_b.

Pour un mélange de carburant et d'air, la variation de masse du système ouvert est donnée par :

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \quad \textbf{(II.7)}$$

Si nous appliquons 1er lois de la thermodynamique à un système ouvert,

$$\dot{E} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_j \dot{m}_j h_j \quad \textbf{(II.8)}$$

$\dot{Q} = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{lost}$

En fonction de l'angle θ, ces deux équations peuvent être réécrites comme suit:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_j \frac{d\dot{m}_j}{d\theta} \quad \textbf{(II.9)}$$

$$m\frac{du}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta} = \frac{dq}{d\theta} - p\frac{dV}{d\theta} + \sum h_{lost}\frac{d\dot{m}_{lost}}{d\theta} \quad \textbf{(II.10)}$$

Il manque donc deux équations, celles-ci seront présentées plus loin.

II.2.1. La variation de l'énergie interne:

En décomposant ce terme: $m\frac{du}{d\theta} = m_b\frac{du_b}{d\theta} = u_b\frac{dm_b}{d\theta} + m_u\frac{du_u}{d\theta} + u_u\frac{dm_u}{d\theta}$ ce qui donne en terme de (x), la fraction de gaz brûlé

$$m\frac{du}{d\theta} = m\left[x\frac{du_b}{d\theta} + (1-x)\frac{du_u}{d\theta} + (u_b - u_u)\frac{dx}{d\theta}\right] \quad \textbf{(II.11)}$$

Nous aurons besoin d'une équation pour décrire u. Dans un modèle à deux zones, nous devons traiter ces dernières séparément. L'énergie interne est donc décrite selon Ferguson [21]. par :

$$\mathbf{u} = \frac{U}{m} = \mathbf{x u_b + (1\text{-}x) u_u} \quad \textbf{(II.12)}$$

La dérivation de cette équation par rapport à **θ** peut être généralisé comme suit:

$$\frac{du_i}{d\theta} = \frac{\partial u_i}{\partial T_i}\frac{dT_i}{d\theta} + \frac{\partial u_i}{\partial P}\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.13)}$$

Où l'indice **(i)** représente soit les gaz brûlés ou les gaz non brûlés. Une fois résolue, cette équation prend la forme suivante:

$$\frac{du_i}{d\theta} = \left(cp_i - \frac{Pv_i}{T_i}\frac{\partial \ln v_i}{\partial \ln T_i}\right)\frac{dT_i}{d\theta} - v_i\left(\frac{\partial \ln v_i}{\partial \ln T_i} + \frac{\partial \ln v_i}{\partial \ln P}\right)\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.14)}$$

En utilisant l'équation **II.15** dans l'équation **II.12**, nous obtenons l'expression suivante:

$$m\frac{du}{d\theta} = mx\left[cp_b - \frac{Pv_b}{T_b}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\right]\frac{dT_b}{d\theta} + m(1-x)\left[cp_u - \frac{Pv_u}{T_u}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\right]\frac{dT_u}{d\theta} \quad \textbf{(II.15)}$$
$$-\left[mxv_b\left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}\right) + m(1-x)v_u\left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}\right)\right]\frac{dP}{d\theta}$$
$$+ m(u_b - u_u)\frac{dx}{d\theta}$$

II.2.2. La variation de masse:

Durant la combustion, il n'y a pas de changement occasionné sur la masse du mélangé a cause de soupapes sont fermées, Les perte par fuites sont exprimées en fonction d'un coefficient de fuite C.

$$\frac{\mathrm{dm}}{\mathrm{d}\theta} = -\frac{1}{\mathrm{w}}\frac{\mathrm{dm}}{\mathrm{dt}} = -\frac{\dot{\mathrm{m}}_\ell}{\mathrm{w}} = -\frac{\mathrm{Cm}}{\mathrm{w}}, \text{ où } \mathrm{C} = \frac{\dot{\mathrm{m}}_\ell}{\mathrm{m}} \quad \textbf{(II.16)}$$

La valeur de C peut modifier qui est présentée dans Ferguson [21].

II.2.3. La variation de la quantité de chaleur:

la perte de chaleur aux parois est:

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{-\dot{Q}_{\ell}}{w} = \frac{-\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{w} \qquad \textbf{(II.17)}$$

on a: $\dot{Q}_{lost} = \frac{dQ}{dt}$; $\frac{d}{dt} = w\frac{d}{d\theta}$, les pertes pour les gaz brûlés et non brûlés:

$$\dot{Q}_b = h_b A_b (T_b - T_w) \qquad \textbf{(II.18)}$$

$$\dot{Q}_u = h_u A_u (T_u - T_w) \qquad \textbf{(II.19)}$$

dQ/dt, utilisée dans l'équation **II.10**, ne tient pas compte de la quantité de chaleur dégagée par la combustion, car celle-ci est prise en compte dans l'énergie interne du mélange. Ici, Ab et Au représentent respectivement les surfaces exposées aux gaz brûlés et non brûlés.

Le calcul des coefficients de transfert de chaleur hb et hu a été présenté à la section II.2.3.

II.2.4. L'enthalpie des gaz perdus:

on a: $h_{\ell} = (1 - x^2)h_u + x^2 h_b$ Cette équation est aussi tirée de Ferguson [21]..

En introduisant tous ces termes dans l'équation **II.10**, nous nous retrouvons avec l'équation suivante:

$$mx\left[cp_b - \frac{Pv_b}{T_b}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\right]\frac{dT_b}{d\theta} + m(1-x)\left[cp_u - \frac{Pv_u}{T_u}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\right]\frac{dT_u}{d\theta}$$
$$-\left[mxv_b\left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b} + \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}\right) + m(1-x)v_u\left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u} + \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}\right)\right]\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.20)}$$
$$+ m(u_b - u_b)\frac{dx}{d\theta} + u\frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - P\frac{dV}{d\theta} - \frac{Cm}{w}h_{lost}$$

II.2.5. La variation des températures:

Ces calculs sont présentés dans Ferguson [21].:

$$s_i = s_i(P, T_i) \quad \textbf{(II.21)}$$

$$\frac{ds_i}{d\theta} = \frac{\partial s_i}{\partial T_i}\frac{dT_i}{d\theta} + \frac{\partial s_i}{\partial P}\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.22)}$$

$\frac{\partial s_i}{\partial T_i}$ *et* $\frac{\partial s_i}{\partial P}$ présentées à appendice D.2, on en arrive, à l' équation **II.24**:

$$\frac{ds_i}{d\theta} = \frac{cp_i}{T_i}\frac{dT_i}{d\theta} - \frac{v_i}{T_i}\frac{\partial \ln v_i}{\partial \ln T_i}\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.23)}$$

En utilisant la variation de chaleur dans les gaz, nous obtenons:

$$\dot{Q}_b = h_b A_b (T_b - T_w) - w\frac{dH}{d\theta} - \dot{m}_l h_l \quad \textbf{(II.24)}$$

$$\dot{Q}_u = h_u A_u (T_u - T_w) \quad \textbf{(II.25)}$$

Pour ce qui est la variation de chaleur le 1er terme de droite représente la perte de chaleur aux parois positive.

le 2eme terme représente le gain négative de chaleur dégagé par la combustion.

le 3eme, la perte de chaleur liée aux fuites positive.

Nous pouvons écrire les équations **II.24** et **II.25** en fonction de l'entropie du système.

$$-\dot{Q}_b = mwxT_b \frac{ds_b}{d\theta} \quad \textbf{(II.26)}$$

$$-\dot{Q}_u = mw(1-x)T_u \frac{ds_u}{d\theta} \quad \textbf{(II.27)}$$

En effet:

$$\frac{dQ_i}{d\theta} = T_i \frac{dS_i}{d\theta} = m_i T_i \frac{ds_i}{d\theta} \quad \textbf{(II.28)}$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{w}\frac{dQ}{dt} = \frac{\dot{Q}}{w} \quad \textbf{(II.29)}$$

$$\dot{Q}_i = wm_i T_i \frac{ds_i}{d\theta} \quad \textbf{(II.30)}$$

$$\begin{cases} m_b = mx \\ m_u = m(1-x) \end{cases}$$

comparer l'équations **II.24** et **II.25** avec **II.26** et **II.27** tout en substituant la valeur de **II.23**, nous obtenons:

$$cp_u \frac{dT_u}{d\theta} - v_u \frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\frac{dP}{d\theta} = -\frac{h_u A_u (T_u - T_w)}{wm(1-x)} \quad \textbf{(II.31)}$$

$$cp_b \frac{dT_b}{d\theta} - v_b \frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\frac{dP}{d\theta} = -\frac{h_b A_b (T_b - T_w)}{wmx} + w\frac{dH}{d\theta} + \dot{m}_l h_l \quad \textbf{(II.32)}$$

maintenant isoler les dérivés:

$$\frac{dT_b}{d\theta} = -\frac{h_b A_b (T_b - T_w)}{cp_b mwx} + \frac{v_b}{cp_b}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\frac{dP}{d\theta} + \frac{(h_u - h_b)}{xcp_b}\left[\frac{dx}{d\theta} - (x - x^2)\frac{C}{w}\right] \quad \textbf{(II.33)}$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = -\frac{h_u A_u (T_u - T_w)}{cp_u wm(1-x)} + \frac{v_u}{cp_u}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.34)}$$

II.2.6. La variation de pression:

Utiliser les valeurs de $dT_b/d\theta$ et $dT_u/d\theta$ dans l'équation d'énergie **II.10** et après plusieurs manipulations, nous obtenons une équation pour la variation de pression. on a le système d'équations qui régira les conditions dans le cylindre durant la phase de combustion**.**

En utilisant les équations **II.35** à **II.39** afin de simplifier l'équation de la variation de pression.

$$f1=\frac{1}{m}\frac{dV}{d\theta}+\frac{VC}{mw} \qquad \textbf{(II.35)}$$

$$f2=\left[\frac{1}{wm}\left(\frac{v_b}{cp_b}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\frac{h_b A_b(T_b-T_w)}{T_b}+\frac{v_u}{cp_u}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\frac{h_u A_u(T_u-T_w)}{T_u}\right)\right] \qquad \textbf{(II.36)}$$

$$f3=\left[-(v_b-v_u)\frac{dx}{d\theta}-v_b\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\frac{(h_u-h_b)}{cp_b T_b}\left(\frac{dx}{d\theta}-(x-x^2)\frac{C}{w}\right)\right] \qquad \textbf{(II.37)}$$

$$f4=x\left[1x10^{-7}\frac{v_b^2}{cp_b T_b}\left(\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\right)^2+1x10^{-6}\frac{v_b}{P}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln P}\right] \qquad \textbf{(II.38)}$$

$$f5=(1-x)\left[1x10^{-7}\frac{v_u^2}{cp_u T_u}\left(\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\right)^2+1x10^{-6}\frac{v_u}{P}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln P}\right] \qquad \textbf{(II.39)}$$

$$\frac{dP}{d\theta}=1x10^{-6}\left(\frac{f1+f2+f3}{f4+f5}\right) \qquad \textbf{(II.40)}$$

$$\frac{dT_b}{d\theta}=-\frac{h_b A_b(T_b-T_w)}{cp_b mwx}+0.1\frac{v_b}{cp_b}\frac{\partial \ln v_b}{\partial \ln T_b}\frac{dP}{d\theta}+\frac{(h_u-h_b)}{xcp_b}\left[\frac{dx}{d\theta}-(x-x^2)\frac{C}{w}\right] \qquad \textbf{(II.41)}$$

$$\frac{dT_u}{d\theta} = -\frac{h_u A_u (T_u - T_w)}{cp_u wm(1-x)} + 0.1\frac{v_u}{cp_u}\frac{\partial \ln v_u}{\partial \ln T_u}\frac{dP}{d\theta} \quad \textbf{(II.42)}$$

$$\frac{dm}{d\theta} = -\frac{Cm}{w} \quad \textbf{(II.43)}$$

$$\frac{dW}{d\theta} = P\frac{dV}{d\theta} \quad \textbf{(II.44)}$$

$$\frac{dQ_{lost}}{d\theta} = \frac{h_b A_b (T_b - T_w)}{w} + \frac{h_u A_u (T_u - T_w)}{w} \quad \textbf{(II.45)}$$

$$\frac{dH_{lost}}{d\theta} = \frac{Cm}{w}\left[(1-x^2)h_u + x^2 h_b\right] \quad \textbf{(II.46)}$$

II.3. La vitesse de flamme:

La corrélation utilisée pour calculer la vitesse de propagation de flamme turbulente est celle de Fagelson [23].

$$S_T = A'\left[\frac{NDLP}{T_b^{1.67}}\right]^{0.4} T_b^{0.41} T_u^{1.25}\left[\frac{X_f F(\phi)}{\phi}\right]^{0.5}\frac{R}{E_a}\exp\left(-\frac{E_a}{2RT_b}\right) \quad \textbf{(II.47)}$$

T: Kelvin

N:rpm

D : diamètre du cylindre (cm)

L : course (cm)

P: atm

R: (1.987 cal/moleK) ou 8.3195 JmoleK^{-1}

Ea : énergie d'activation (20000 cal/mole) ou 83740 J/mole

Xf : fraction molaire de carburant initial

Ø : PHI

F(Ø) = 1-(1-β)/Ø Ø>1

F(Ø) = 1- Ø (1-β) Ø<=1

A' =5000

$\beta = RT_b/E_a$

On peut calculer la variation de masse brûlée [2].

$$\frac{dM_b}{d\theta} = \frac{A_{fl}\rho S_T}{w} \quad \textbf{(II.48)}$$

La fraction massique brûlée est: $$\frac{dX}{d\theta} = \frac{dM_b}{dt}\frac{1}{M}\frac{dt}{d\theta} \quad \textbf{(II.49)}$$

La fraction de masse brûlée est donc $$X = M_b^{t-\Delta t} + \frac{dX}{d\theta} \quad \textbf{(II.50)}$$

II.4. Équilibre chimique:

Dans cette partie, nous verrons les calculs des fractions molaires de chaque espèce du mélange en fonction de là température, de la pression et de la quantité de carburant. Nous connaissons:

- ✓ la masse d'air frais.
- ✓ la masse d'hydrogène.
- ✓ la masse des gaz résiduels.

Les ouvrages intéressants concernant ce sujet sont ceux de Winterhone [24], Turns [25] et Benson [26].

la réaction stœchiométrique de l'hydrogène dans l'air:

$$H_2 + \frac{1}{2}(0_2 + 3.7274N_2 + 0.0444\text{Ar}) \longrightarrow H_20 + 1.8637N_2 + 0.0222Ar \quad \textbf{(II.51)}$$

Pour calculer la valeur du rapport carburant/air pour le cas stœchiométrique:

$$(F/A)_s = \frac{2(1.008)}{0.5(32+3.7274*28.013+0.0444*39.948)} = \frac{2.016}{69.095} = 2.917\% \quad \textbf{(II.52)}$$

Nous utiliserons Ø (PHI) ou λ (LAMBDA) pour caractériser la richesse d'un mélange.

on a donc:

$$\left(F/A\right)_{réel} = \frac{H_2}{Air}\langle massique\rangle \qquad \phi = \frac{\left(F/A\right)_{réel}}{\left(F/A\right)_s} = \frac{1}{\lambda} \quad \textbf{(II.53)}$$

La réaction suivante qui est une adaptation de Olikara et Borman [27] :

$$\emptyset\, H_2 + \frac{1}{2}(0_2 + 3.7274N_2 + 0.0444\text{Ar}) \longrightarrow \begin{bmatrix} x_1 H_2O + x_2 H_2 + x_3 OH + x_4 H + x_5 N_2 + x_6 NO \\ + x_7 N + x_8 O_2 + x_9 O + x_{10} Ar \end{bmatrix} n_{total} \quad \textbf{(II.54)}$$

X_1 à X_{10} ⟶ les fractions molaires des produits.

n_{total} ⟶ le nombre de moles total de produit.

II.4.1. Les équations utilisées:

Soit X_1 à X_{10} et le nombre de moles total des produits. Il nous faudra donc 11 équations pour pouvoir résoudre le problème, Avec la réaction réelle, nous avons quatre équations de la conservation des atomes [28], soit les équations **II.54** à **II.57**.

$$H_{balance} : 2\phi = (2x_1 + 2x_2 + x_3 + x_4) n_{total} \quad \textbf{(II.55)}$$

$$O_{balance} : 1 = (x_1 + x_3 + x_6 + 2x_8 + x_9) n_{total} \quad \textbf{(II.56)}$$

$$N_{balance} : 3.7274 = (2x_5 + x_6 + x_7) n_{total} \quad \textbf{(II.57)}$$

$$Ar_{balance} : 0.0222 = (x_{10}) n_{total} \quad \textbf{(II.58)}$$

La contrainte sur le nombre de moles des produits:

$$\sum_{i=1}^{10} x_i = 1 \quad \textbf{(II.59)}$$

Il est possible d'éliminer X_{10} et d'obtenir les trois équations suivantes:

$$1.0222x_1 + x_2 + 1.0222x_3 + x_4 + x_5 + 1.0222x_6 + x_7 + 1.0444x_8 + 1.0222x_9 - 1 = 0 \quad \textbf{(II.60)}$$

$$(2\phi-2)x_1-2x_2+(2\phi-1)x_3-x_4+2\phi x_6+4\phi x_8+2\phi x_9=0 \quad \textbf{(II.61)}$$

$$3.7274x_1+3.7274x_3-2x_5+2.7274x_6-x_7+7.4548x_8+3.7274x_9=0 \quad \textbf{(II.62)}$$

on a 9 inconnue, il nous faut six équations supplémentaires. Voici donc les six réactions hypothétiques choisies, celles-ci sont celles utilisées par Horlock et Winterbone [29] et reprisent par Maher [30] pour une simulation d'un moteur fonctionnant à l'hydrogène.

$$\tfrac{1}{2}H_2 \Leftrightarrow H \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots K_{P1}=\frac{x_4}{x_2^{1/2}}P^{1/2} \quad \textbf{(II.63)}$$

$$\tfrac{1}{2}O_2 \Leftrightarrow O \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots K_{P2}=\frac{x_9}{x_8^{1/2}}P^{1/2} \quad \textbf{(II.64)}$$

$$\tfrac{1}{2}N_2 \Leftrightarrow N \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots K_{P3}=\frac{x_7}{x_5^{1/2}}P^{1/2} \quad \textbf{(II.65)}$$

$$2H_2O \Leftrightarrow 2H_2+O_2 \ldots\ldots K_{P4}=\frac{x_2^2 x_8}{x_1^2}P \quad \textbf{(II.66)}$$

$$H_2O \Leftrightarrow OH+\tfrac{1}{2}H_2 \ldots\ldots K_{P5}=\frac{x_3 x_2^{1/2}}{x_1}P^{1/2} \quad \textbf{(II.67)}$$

$$H_2O+\tfrac{1}{2}N_2 \Leftrightarrow H_2+NO \ldots\ldots K_{P6}=\frac{x_2 x_6}{x_1 x_5^{1/2}}P^{1/2} \quad \textbf{(II.68)}$$

P est la pression en atmosphère.

On a 9 équations et 9 inconnues, il faut comprendre bien l'utilité et la provenance de cette constante par la lecture des ouvrages 21 à 24. La méthode de résolution du problème est présentée à l'appendice E et repose sur la méthode d'élimination de Gauss, il faut des valeurs de départ pour chaque constituant pour effectuer ce calcul, Puisqu'au premier instant de la combustion, nous ne connaissons pas ces valeurs.

II.4.2. Les valeurs de départ:

Les espèces majeures dans les mélanges pauvres et riches sont: H_20, N_2, O_2 et H_2 . Avec les équations **II.63** à **II.68** et les espèces majeures nous pourrons calculer les fractions molaires des espèces mineures, l'utilisation des valeurs dans les équations **II.60**, **II.61** et **II.62** permettra, de déterminer les valeurs exactes des fractions molaires de chaque espèce.

Le calcul des valeurs de départ selon le modèle majeur mineur:

$$Pour\ (\phi<1)\ :\ \phi H_2+\frac{1}{2}(O_2+3.76N_2)\rightarrow \phi H_2O+\frac{1-\phi}{2}O_2+1.88N_2 \qquad \textbf{(II.69)}$$

$$Pour\ (\phi>1)\ :\ \phi H_2+\frac{1}{2}(O_2+3.76N_2)\rightarrow H_2O+(\phi-1)H_2+1.88N_2 \qquad \textbf{(II.70)}$$

II.4.3. Fraction molaire du mélange pauvre:

Avec les équations **II.63** à **II.68** et les simplifications suivantes:

$$C_1=\frac{Kp_1}{P^{1/2}},C_2=\frac{K_{P2}}{P^{1/2}},C_3=\frac{K_{P3}}{P^{1/2}},C_4=\frac{Kp_4^{1/2}}{P^{1/2}},C_5=\frac{Kp_5}{P^{1/2}},C_6=\frac{K_{P6}}{P^{1/2}}, \qquad \textbf{(II.71)}$$

nous obtenons:

$$x_2=C_4\frac{x_1}{x_8^{1/2}} \qquad \textbf{(II.72)}$$

$$x_3=\frac{C_5}{C_4^{1/2}}x_1^{1/2}x_8^{1/4} \qquad \textbf{(II.73)}$$

$$x_4=C_1C_4^{1/2}\frac{x_1^{1/2}}{x_8^{1/4}} \qquad \textbf{(II.74)}$$

$$x_6=\frac{C_6}{C_4}x_8^{1/2}x_5^{1/2} \qquad \textbf{(II.75)}$$

$$x_7=C_3x_5^{1/2} \qquad \textbf{(II.76)}$$

$$x_9 = C_2 x_8^{1/2} \quad \textbf{(II.77)}$$

II.4.4. Fraction molaire du mélange riche:

Avec les équations **II.63** à **II.68**, nous obtenons:

$$x_3 = C_5 \frac{x_1}{x_2^{1/2}} \quad \textbf{(II.78)}$$

$$x_4 = C_1 x_2^{1/2} \quad \textbf{(II.79)}$$

$$x_6 = C_6 \frac{x_1 x_5^{1/2}}{x_2} \quad \textbf{(II.80)}$$

$$x_7 = C_3 x_5^{1/2} \quad \textbf{(II.81)}$$

$$x_8 = \left(C_4 \frac{x_1}{x_2} \right)^2 \quad \textbf{(II.82)}$$

$$x_9 = C_2 C_4 \frac{x_1}{x_2} \quad \textbf{(II.83)}$$

CHAPITRE III : PRESENTATION DE LOGICIEL ICE(FLUENT)

Introduction:

On a utilisé dans le présent travail une approche CFD pour simuler une moteur à combustion interne fonctionnant à l'hydrogène. On présentera dans ce chapitre ce module et les étapes suivies lors de notre simulation.

III.1.L'approche CFD:

La CFD, ''Computationnel Fluide Dynamics'' est un ensemble de méthodes numériques permettant d'obtenir une solution approximative d'un problème de dynamique des fluides et/ou de transfert thermique. Les équations qui interviennent sont celles de la mécanique des fluides, résolues par des méthodes numériques.

III.2. Définition:

Ansys ICE c'est un logiciel de simulation utiliser pour simuler les combustions dans cylindre de moteur a combustion interne, étude de réaction de carburant dans la chambre de combustion, il est permet aussi de simuler:

- Simulation de flux à froid
- Simulation de combustion pour un secteur
- Simulation du moteur a injection directe .... etc.

III.3. Les étapes de mise en marche :

Ce tutoriel fournit des instructions pour l'utilisation ICE dans Workbench, Ce tutoriel va vous montrer comment effectuer les opérations suivantes:

- Étape 1: préparation
- Étape 2: Définition des propriétés
- Étape 3: Géométrie
- Étape 4: Maillage
- Étape 5: Configuration de la simulation
- Étape 6: L'exécution de la Solution
- Étape 7: Résultats

III.3. 1. Étape 1: préparation

1. Copie les fichiers **(tut_comb_sect.x_t** et **injection_mass.prof).**

2. Ouvrir **Workbench**

III.3. 2. Étape 2: Définition des propriétés

3. Choisir **IC Engine (fluent)**en double cliquant,

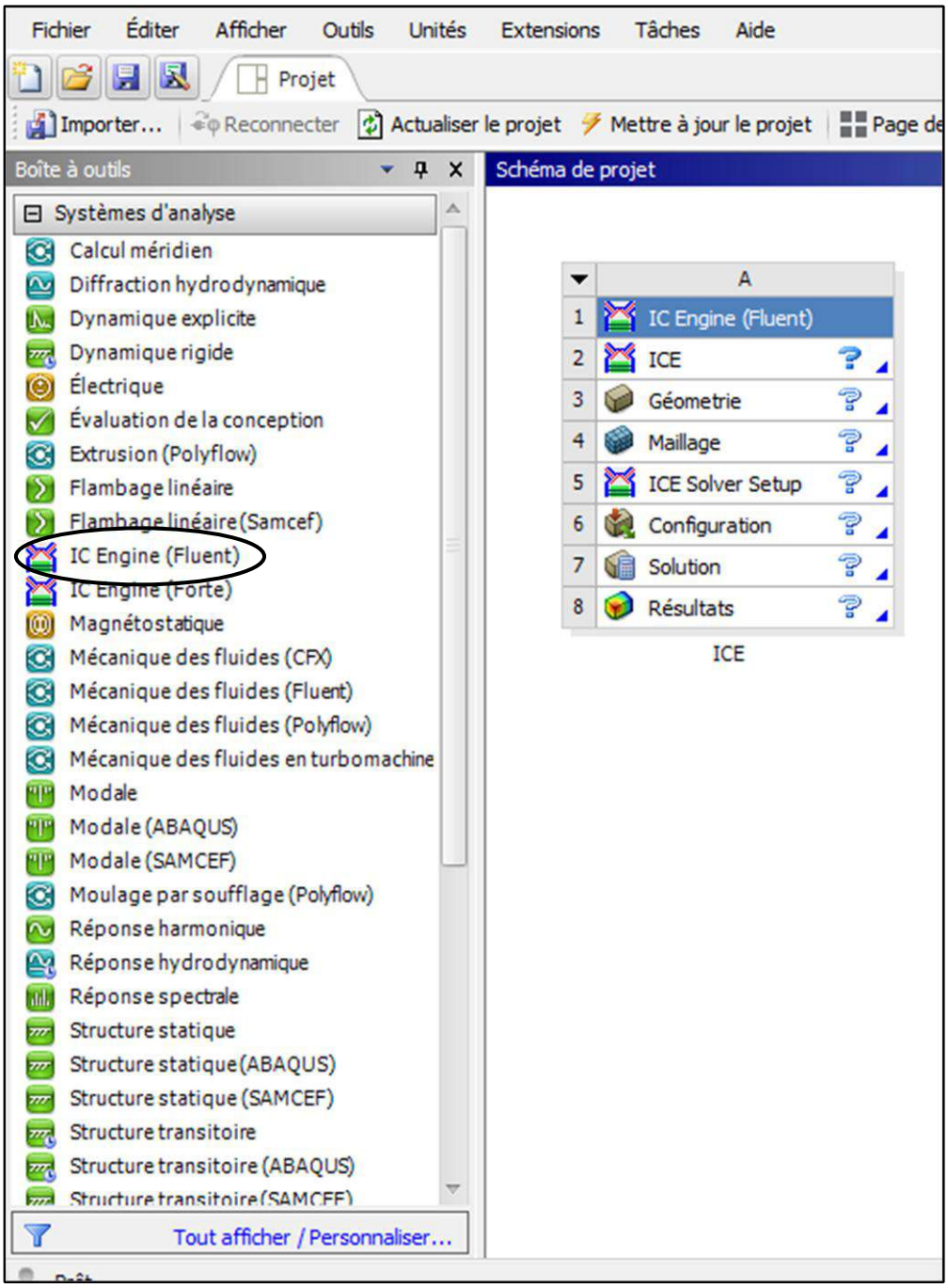


Figure III.1: fenêtre workbench

4. cliquez avec le bouton droit sur **ICE** et sélectionnez Propriétés dans le contexte

Menu

Propriétés de Schéma A2: ICE

	A	B	C
1	Propriété	Valeur	Unité
2	⊟ Général		
3	Identifiant du composant	ICE	
4	Nom du répertoire	ICE	
5	⊟ Notes		
6	Notes		
7	⊟ Licences utilisées		
8	Licences utilisées lors de la dernière mise à jour		
9	⊟ Type de simulation		
10	Type de simulation	Combustion Simulation	
11	Combustion Simulation Type	Sector	
12	⊟ Entrées du moteur		
13	Longueur de la bielle	165	mm
14	Rayon vilebrequin	55	mm
15	Décalage de l'axe du piston ou du cylindre	0	mm
16	Levée minimum	0,2	mm
17	Input option for IVC and EVO	Enter Direct Values	
18	IVC (Inlet Valve Closed)	570	d...
19	EVO (Exhaust Valve Open)	833	d...

Figure III.2:propriété de schéma

Sélectionnez **Combustion Simulation** dans la liste déroulante **Type de Simulation.** -

entrer :**Entrées du moteur Properties** en boîte de dialogue sous dans le-

165mm pour **Longueur de la bielle**.

55 mm pour **Rayon vilebrequin.**

Dans la liste déroulante **Input option for IVC and EVO** choisir **Entrer Direct Values.**

570° pour **IVC (Inlet Valve Closed).**

833° pour **EVO (Exhaust Valve Open).**

5. cliquez avec le bouton droit sur **ICE** et sélectionnez 

III.3. 3. Étape 3: Géométrie

5 - Double-cliquez sur la cellule Géométrie

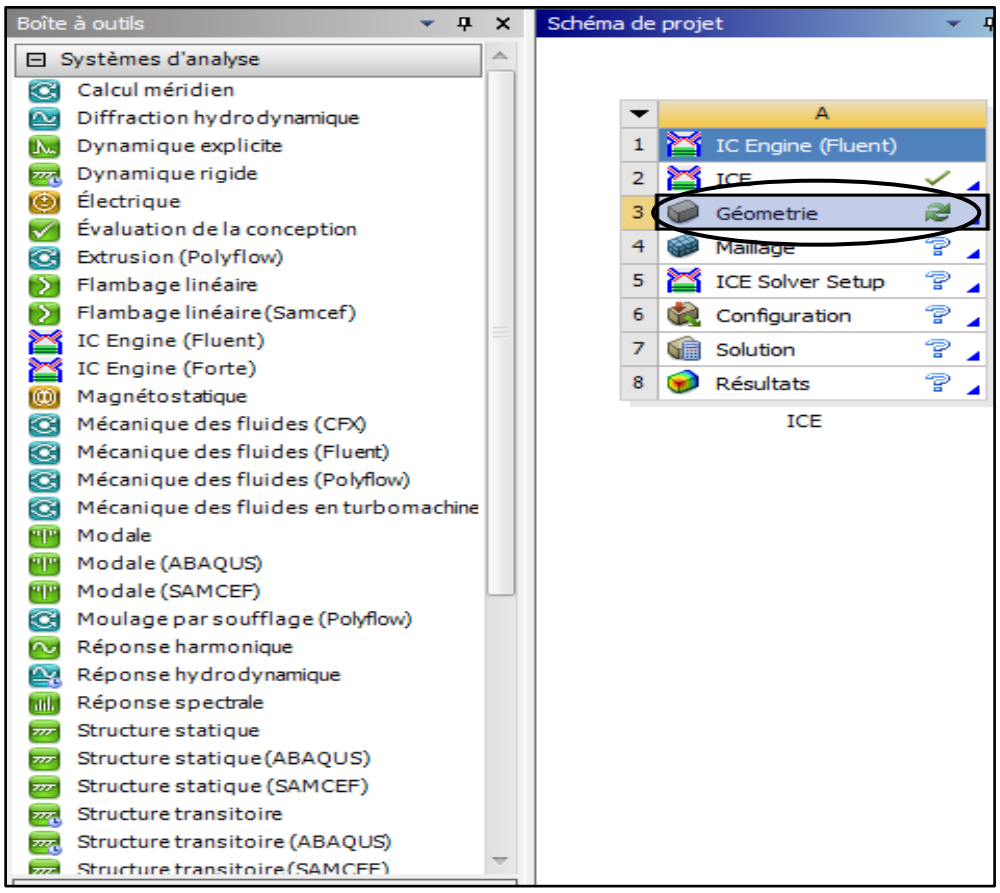
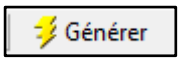


Figure III.3: fenêtre workbench

Sélectionnez **Millimètre** dans le menu **Unités**

Importez le fichier de géométrie, **tut_comb_sect.x_t**.

.Cliquez sur Générer 

pour terminer la fonction d'importation

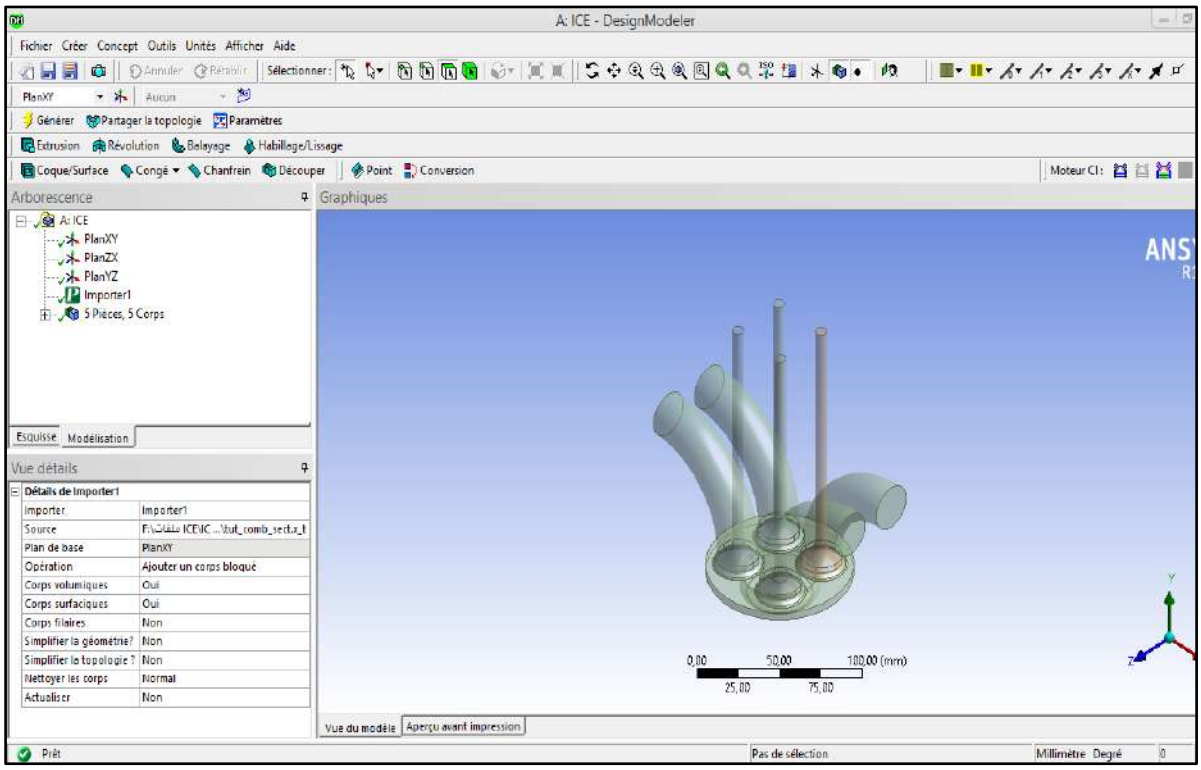


Figure III.4: fenêtre Modélisateur de design

Dans la barre d'outils du **IC Engine (fluent)** Cliquez sur 

Détails de InputManager1	
Découper	InputManager1
Decomposition Position	IVC
Decomposition Angle	Click on Generate
Sector Decomposition Type	Géometrie complète
Faces du cylindre	Non sélectionné
Sector Angle	60 °
Validate Compression Ratio	Non
Crevice H/T Ratio	3
Points d'allumage (optionnel)	Non sélectionné
Données des soupapes 1 (bouton droit de la souris)	
Corps de la soupape	Non sélectionné
Faces du siège de soupape	Non sélectionné
Injection IC 1 (bouton droit de la souris)	
Option de position du jet	Hauteur et rayon
Position du jet, Hauteur	0 mm
Position du jet, Rayon	0 mm
Option de direction du jet	Angle du jet
Angle du jet	0 °
Options avancées CI (bouton droit de la souris)	

Figure III.5: Gestionnaire des intrants

Cliquez à **Face du Cylindre,** sélectionnez la face comme la figure en face et cliquez sur **Apply**.

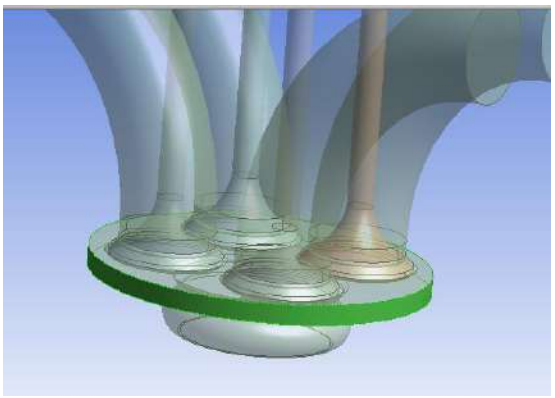


Figure III.6: Face du Cylindre

Sélectionnez **Oui** dans la liste déroulante **Validate Compression Ratio,** et entrée la valeur 15.83 **pour compression ratio.**

Cliquez à **Corps de soupape,** sélectionnez les quatre faces des soupapes et cliquez sur **Apply.**

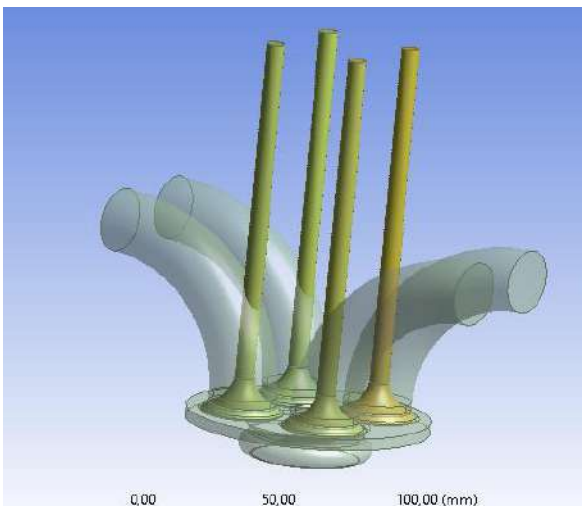


Figure III.7: Corps de soupape

Cliquez à **Face des siège de soupape,** sélectionnez les quatre faces et cliquez sur **Apply.**

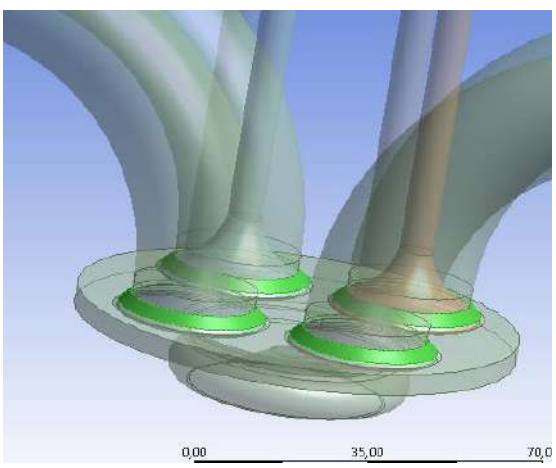


Figure III.8: Face des siege de soupape

Entrer :**du Injection IC1,**Dans le-

0.02mm pour **Position du jet, Hauteur**.

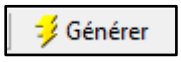
0.02mm pour **Position du jet, Rayon.**

Dans la liste déroulante **Input option for IVC and EVO** choisir **Entrer Direct Values.**

70° pour **Angle du jet.**

Vue détails

Détails de InputManager2	
Découper	InputManager2
Decomposition Position	IVC
Decomposition Angle	Click on Generate
Sector Decomposition Type	Géometrie complète
Faces du cylindre	1 Face
Sector Angle	60 °
Validate Compression Ratio	Oui
Compression Ratio	15
Crevice H/T Ratio	3
Points d'allumage (optionnel)	Non sélectionné
Données des soupapes 1 (bouton droit de la souris)	
Corps de la soupape	4 Corps
Faces du siège de soupape	4 Faces
Injection IC 1 (bouton droit de la souris)	
Option de position du jet	Hauteur et rayon
Position du jet, Hauteur	0,02 mm
Position du jet, Rayon	0,02 mm
Option de direction du jet	Angle du jet
Angle du jet	70 °
Options avancées CI (bouton droit de la souris)	



Cliquez sur Générer

Figure III.9: Gestionnaire des intrants

Cliquez sur Décomposer (situé dans la barre d'outils **IC Engine)**



-**Oui**. Boîte de dialogue sélectionnez dans la

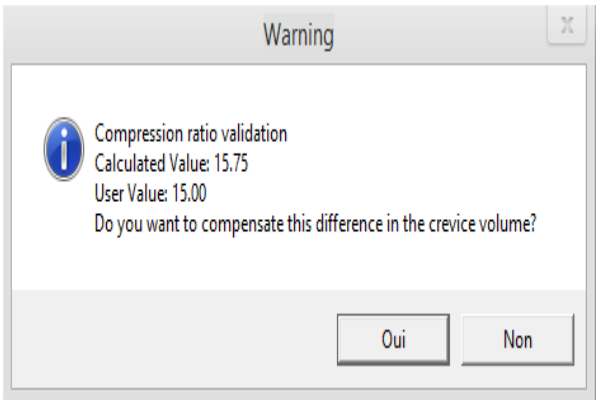


Figure III.10: Boîte de dialogue

Enregistrez le projet : **Fichier>Enregistrer.**

III.3. 4. Étape 4: Maillage

Double-cliquez sur la cellule **Maillage**.

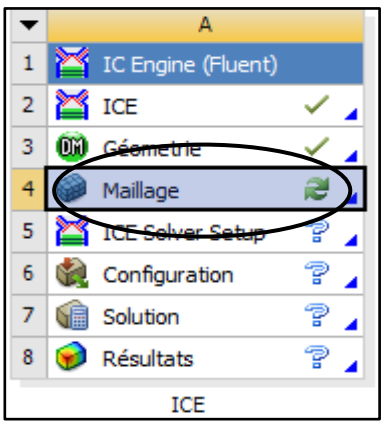


Figure III.11: cellule Maillage

Cliquez sur Setup Mesh pour créer des contrôles de maillage en fonction des paramètres. et cliquer **OK** dans la fenêtre de dialogue

Cliquez sur Generate Mesh.

Cliquez sur Mettre à jour.

Enregistrez le projet : **Fichier >Enregistrer.**

III.3.5. Étape5: Configuration de la simulation

Double-cliquez sur la cellule **ICE Solver Setup**.

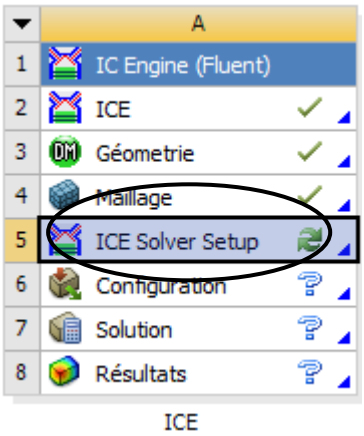


Figure III.12: ICESolver Setup

A) Basic setting :

Entrez **1500** tr/min pour le régime moteur.(**Engine Speed).**

Cliquez sur **Read Profile Number pour** importer le fichier de prof, **injection_mass.prof .**

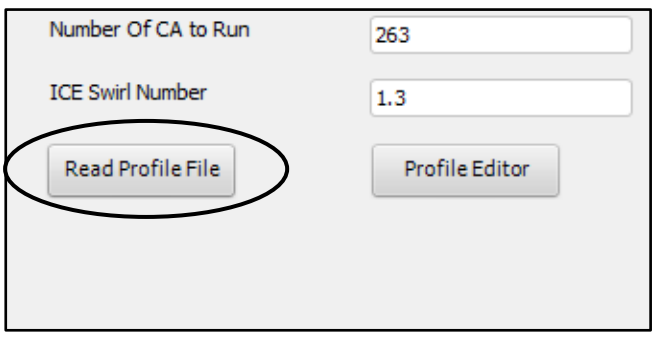


Figure III.13: Boîte de dialogue

B)Physics Setting:

Sélectionnez **Injection.**

-Double-cliquez sur **Injection-0.**

Entrez **uniform** pour **Diameter Distribustion.**

Entrez **0 m** pour **X-position**.

Entrez **2e-05 m** pour **Z-position**.

Entrez **0** m pour **X-Axis**.

Entrez **0** m pour **X-position**.

Entrez **0.939693 m** pour **Z-Axis**.

Entrez **2.54e-4 m** pour **Diameter**.

Entrez **721°** pour **Start CA**.

Entrez **742.5°** pour **End CA**.

Entrez **9°** pour **Cone Angle**

Entrez **1.27e-4 m** pour **Cone Radius**.

Entrez **468 m/s** pour **Velocity Magnitude**.

Cliquez sur **OK**.

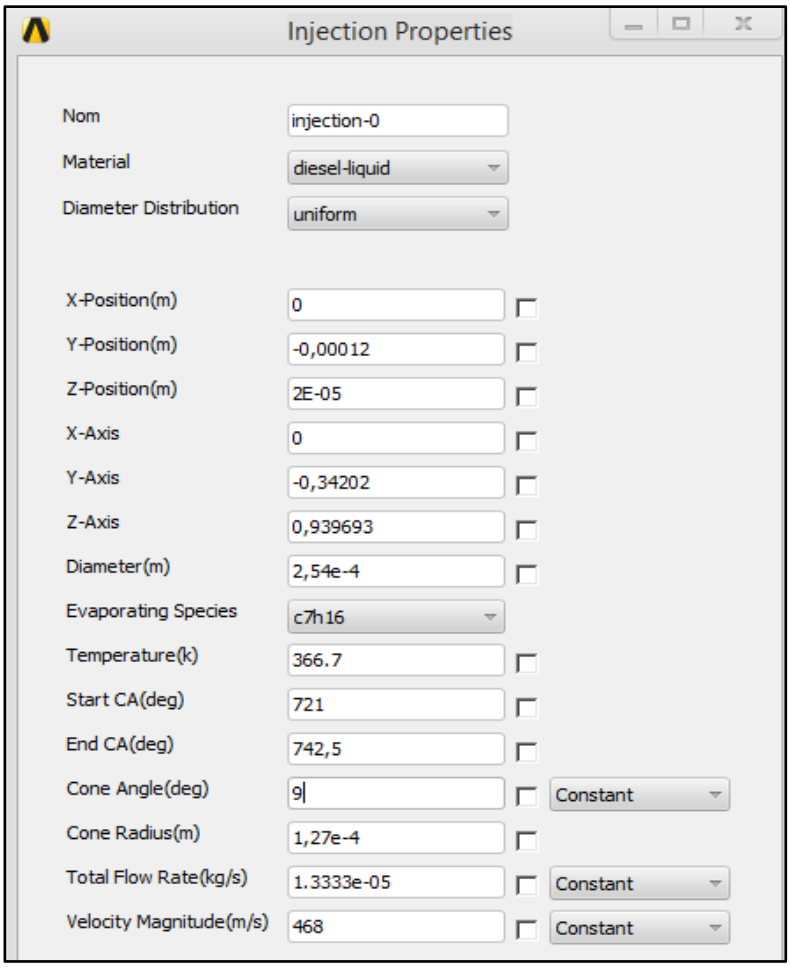


Figure III.14: propriété de injection

C) Boundary Conditions:

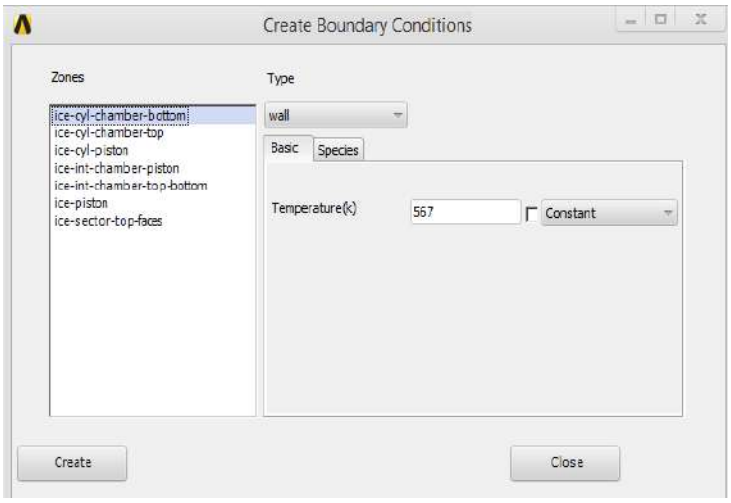


Figure III.15: Boundary Conditions

Cliquez sur **Creat.**

Choisir **ice-cyl-chamber-bottom**et entrée **567 k,** et cliquer sur **Creat.**

Choisir **ice-cyl-chamber-top** et entrée **567 k,** et cliquer sur **Creat.**

Choisir **ice-cyl-piston** et entrée **567 k,** et cliquer sur **Creat.**

Choisir **ice- piston** et entrée **645 k,** et cliquer sur **Creat.**

Choisir **ice- sector-top-face** et entrée **602 k,** et cliquer sur **Creat.**

Fermer la fenêtre **Create Boundary Conditions.**

D) Monitor Définition:

Dans l'onglet de **Monitor Définition** vous pouvez voir que les types utilisée et type de rapport initialisée.

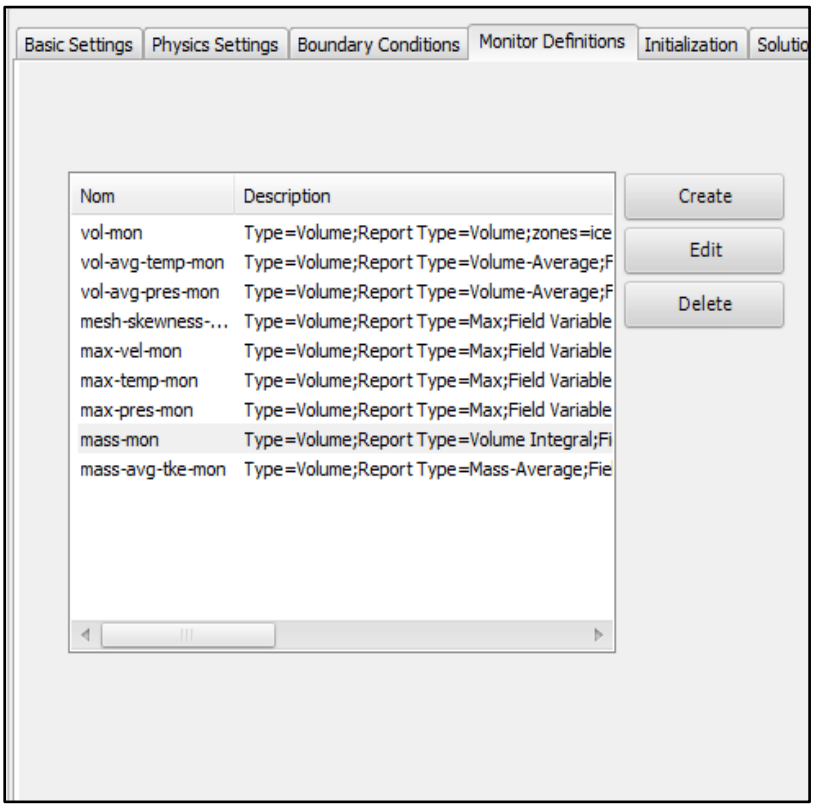


Figure III.16: Monitor Définition

E)Initialization :

Pour O_2 entrée 0.232%.

Pour CO_2 entrée 0.00046%.

Pour h_2o entrée 5e-7%.

Cliquez sur **Patch**.

Sélectionnez **Pressure** dans la liste **Variable**.

Choisir dans **Zone :**

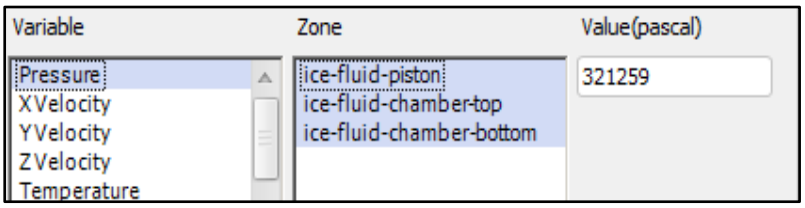


Figure III.17: Patch

ice-fluid-piston et **ice-fluid-chamber-top** et **fluid-chamber-bottom,** puis cliquer **Create.**

Entrez 313 k pour **Temperature** puis cliquer **Create.**

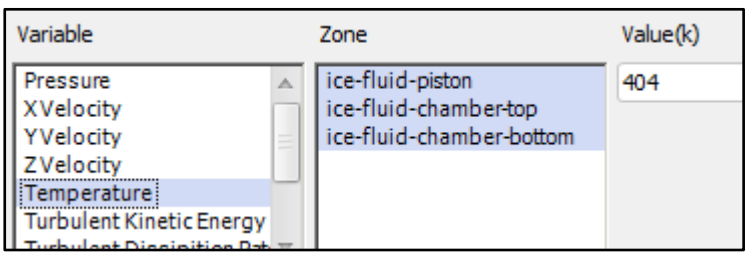


Figure III.18: Patch

fermé la fenêtre **Patching Zones.**

F) Post Processing:

Double-cliquez sur **image-4**pour ouvrir la boîte de dialogue **Edit Image.**

Pour **Start Crank Angle** entrée **700°.**

Pour **End Crank Angle** entrée **743°.**

Cliquez sur **OK.**

La même chose **pour image-3.**

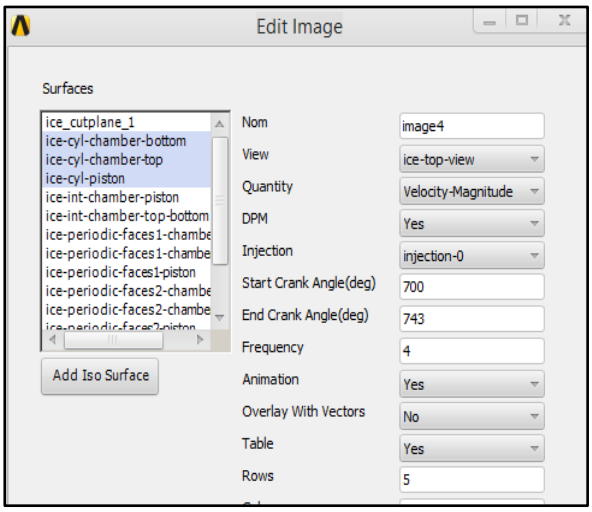


Figure III.19: Post Processing

Double-cliquez sur **image-2**pour ouvrir la boîte de dialogue **Edit Image.**

Pour **End Crank Angle** entrée**900°.**

Cliquez sur **OK.**

La même chose **pour image-1.**

Cliquez sur **OK.**

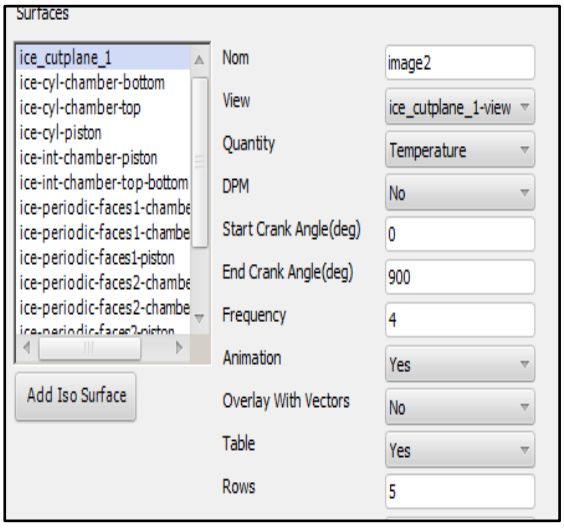


Figure III.20: Post Processing

Cliquez sur **OK** dans la fenêtre **Solver Setting.**

Fichier >Enregistrer pour enregistrer le projet.

III.3. 6. Étape 6: L'exécution de la Solution

Double-cliquez sur la cellule **Configuration.**

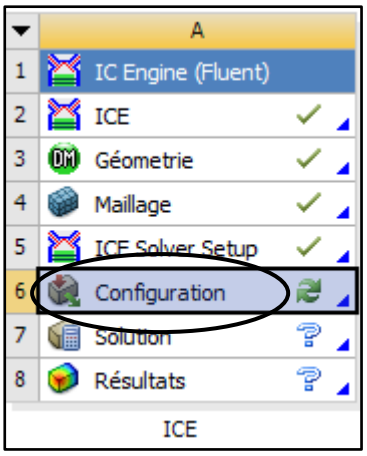


Figure III.21: cellule Configuration

Cocher **Double Precision**

Cliquez sur OK dans la boîte de dialogue **Fluent Launcher**

Cliquez sur **RunCalculation**

Cliquez sur **Calculate**.

Enregistrez le projet.

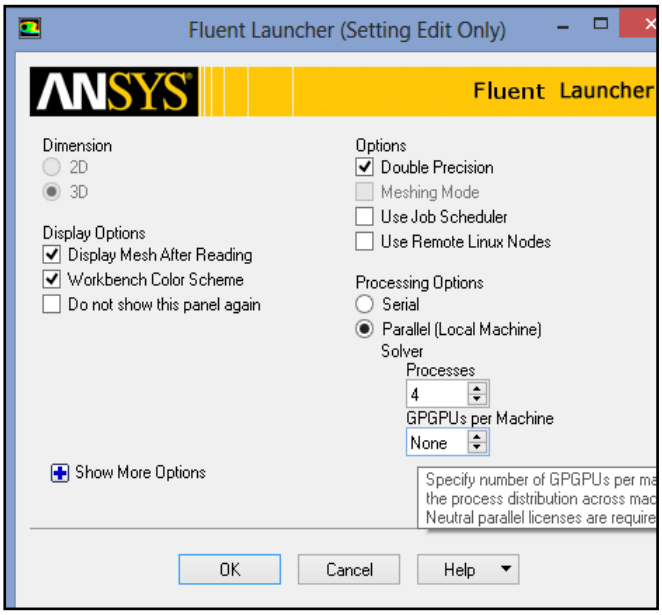


Figure III.22 boîte de dialogue Fluent Launcher

III.3. 7. Étape 7: Résultats

Faites un clic droit sur **Résultas** et après cliquez **mètre a jour**

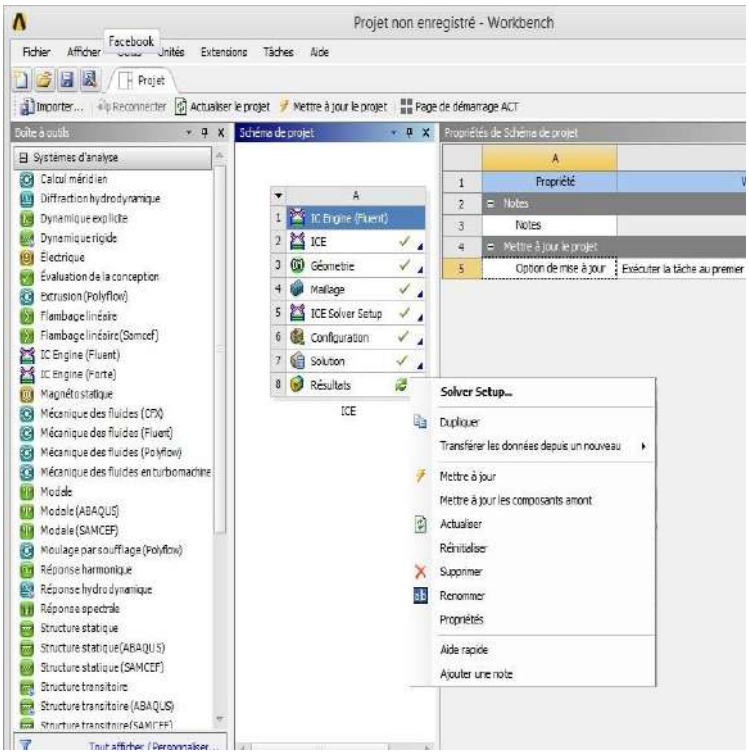


Figure III.23: cellule Résultas

Lorsque vous avez terminé afficher les résultats en cliquant sur

Afficher>Fichies

Faites un clic droit sur **Report.html**

puis cliquez sur **Open Containing Folder**

Dans le dossier Report double-cliquez sur **Report.html** pour ouvrir le rapport.



Figure III.24: cellule Résultas

Le rapport:



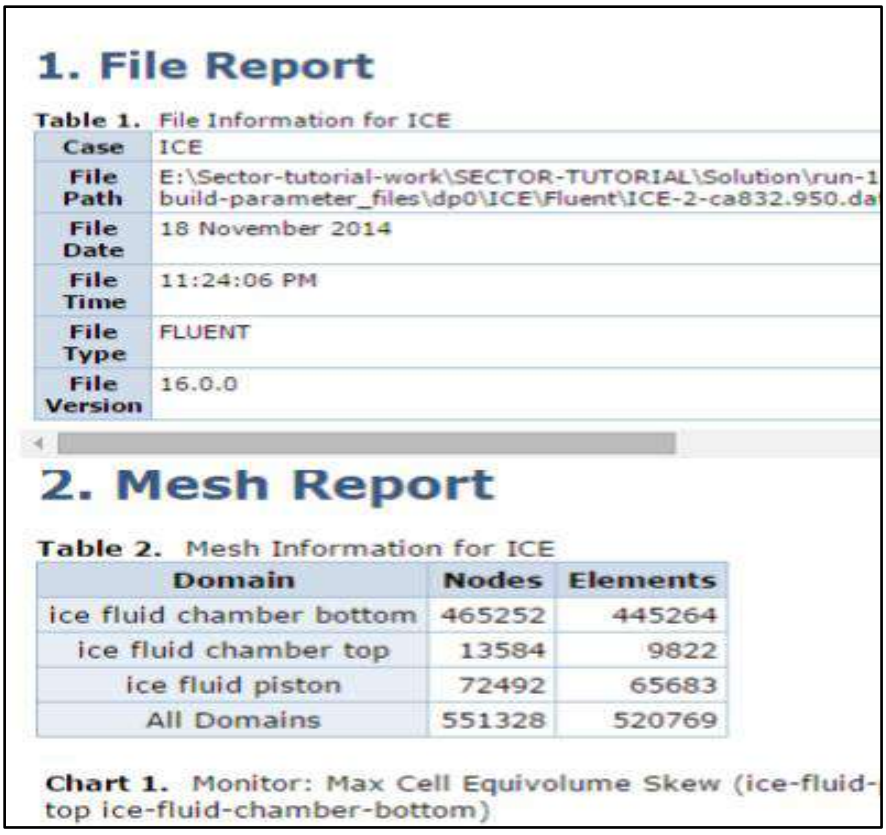
Title

IC Engine Combustion Simulation Report

Contents

1. File Report
Table 1 File Information for ICE
2. Mesh Report
Table 2 Mesh Information for ICE
Chart 1 Monitor: Max Cell Equivolume Skew (ice-fluid-piston ice-fluid-chamber-top ice-fluid-chamber-bottom)
Table 3 Cell count at crank angles
3. Setup
3.1. Physics
Table 4 Boundary Conditions
3.2. Relaxations
Table 5 Relaxation changes through events
3.3. Dynamic Mesh Setup
Table 6 Dynamic Mesh Events
3.4. IC Engine System Inputs
4. Solution Data
4.1. Animation: mesh-on-ice_cutplane_1
4.2. Animation: pt-temperature on ice-cyl-chamber-bottom, ice-cyl-chamber-top, ice-cyl-piston, ice-periodic-faces1-chamber-bottom, ice-periodic-faces1-chamber-top, ice-periodic-faces1-piston, ice-periodic-faces2-chamber-bottom, ice-periodic-faces2-chamber-top, ice-periodic-faces2-piston, ice-piston, ice-sector-top-faces
4.3. Animation: pt-velocity-magnitude on ice-cyl-chamber-bottom, ice-cyl-chamber-top, ice-cyl-piston, ice-periodic-faces1-chamber-bottom, ice-periodic-faces1-chamber-top, ice-periodic-faces1-piston, ice-periodic-faces2-chamber-bottom, ice-periodic-faces2-chamber-top, ice-periodic-faces2-piston, ice-piston, ice-sector-top-faces
4.4. Animation: temperature on ice_cutplane_1
4.5. Animation: velocity-magnitude on ice_cutplane_1
4.6. Table: mesh-on-ice_cutplane_1
4.7. Table: pt-temperature on ice-cyl-chamber-bottom, ice-cyl-chamber-top, ice-cyl-piston, ice-periodic-faces1-chamber-bottom, ice-periodic-faces1-chamber-top, ice-periodic-faces1-piston, ice-periodic-faces2-chamber-bottom, ice-periodic-faces2-chamber-top, ice-periodic-faces2-piston, ice-piston, ice-sector-top-faces
4.8. Table: pt-velocity-magnitude on ice-cyl-chamber-bottom, ice-cyl-chamber-top, ice-cyl-piston, ice-periodic-faces1-chamber-bottom, ice-periodic-faces1-chamber-top, ice-periodic-faces1-piston, ice-periodic-faces2-chamber-bottom, ice-periodic-faces2-chamber-top, ice-periodic-faces2-piston, ice-piston, ice-sector-top-faces
4.9. Table: temperature on ice_cutplane_1
4.10. Table: velocity-magnitude on ice_cutplane_1
4.11. Table: Residuals
4.12. Charts
Chart 2 Last iteration residual values corresponding to each time step
Chart 3 Swirl Ratio
Chart 4 Tumble Ratio
Chart 5 Cross Tumble Ratio
Chart 6 Apparent Heat Release Rate on (ice-fluid-chamber-bottom ice-fluid-chamber-top ice-fluid-piston)
Chart 7 Number of Iterations per Time Step
Chart 8 Monitor: Mass-Average phi (ice-fluid-piston ice-fluid-chamber-top ice-fluid-chamber-bottom)

Figure III.25: Le rapport



1. File Report

Table 1. File Information for ICE

Case	ICE
File Path	E:\Sector-tutorial-work\SECTOR-TUTORIAL\Solution\run-1 build-parameter_files\dp0\ICE\Fluent\ICE-2-ca832.950.da
File Date	18 November 2014
File Time	11:24:06 PM
File Type	FLUENT
File Version	16.0.0

2. Mesh Report

Table 2. Mesh Information for ICE

Domain	Nodes	Elements
ice fluid chamber bottom	465252	445264
ice fluid chamber top	13584	9822
ice fluid piston	72492	65683
All Domains	551328	520769

Chart 1. Monitor: Max Cell Equivolume Skew (ice-fluid-top ice-fluid-chamber-bottom)

Figure III.26: fichier de rapport

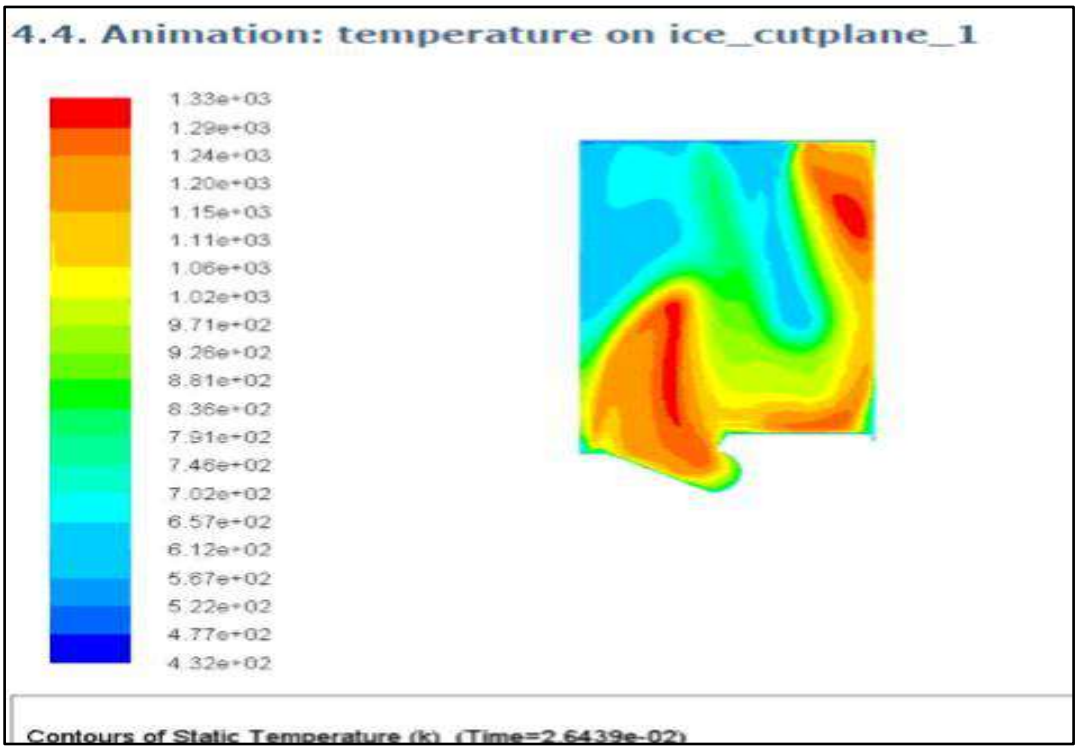


Figure III.27:température

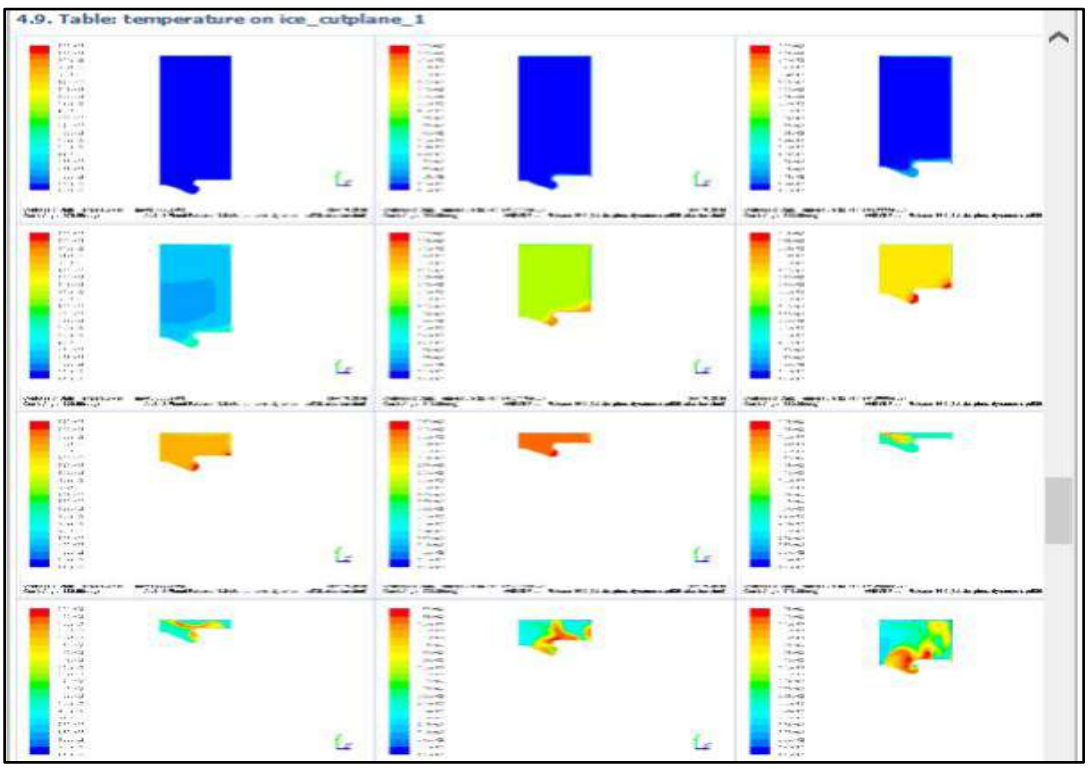


Figure III.28: température

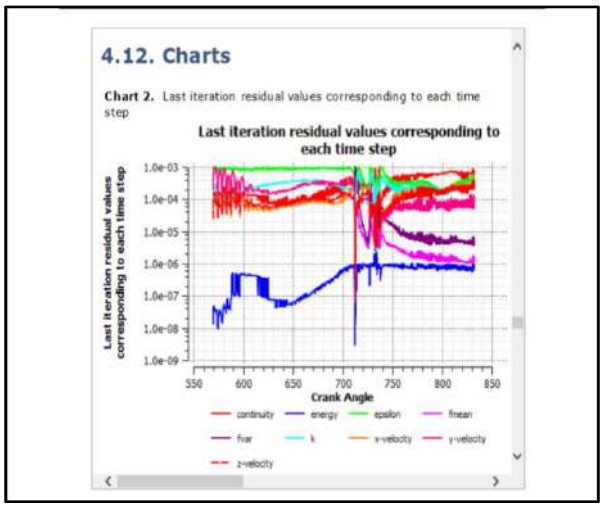


Figure III.29: Dernier itération résiduel

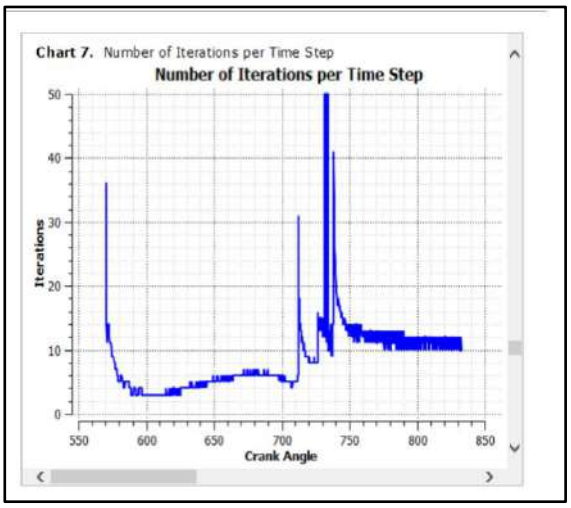


Figure III.30 Nombre d'itérations

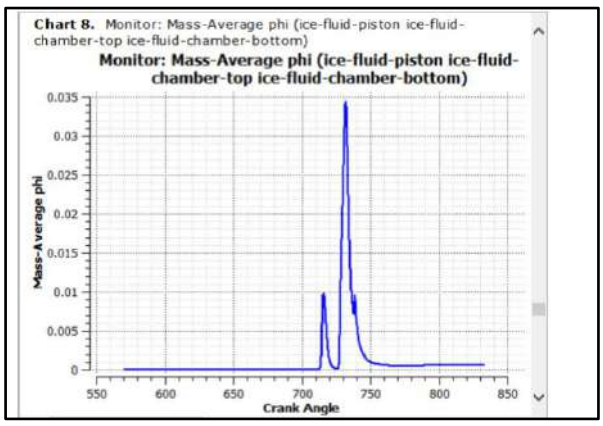


Figure III.31 Moyenne de masse Phi

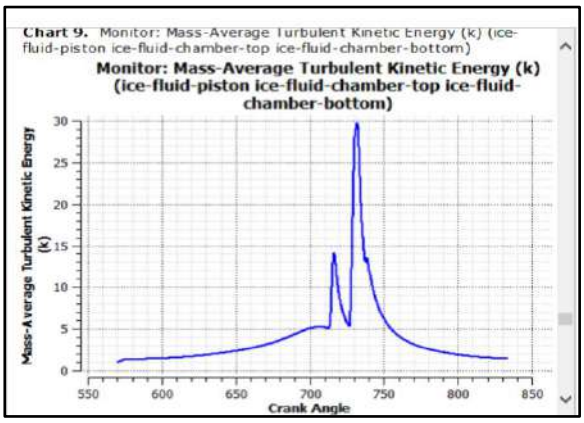


Figure III.32Moyenne de masse turbulente

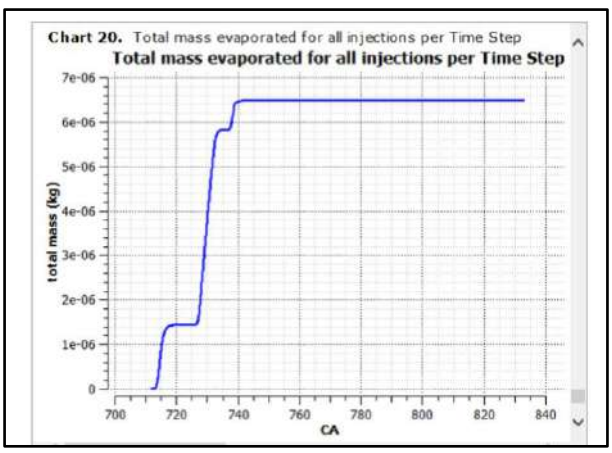


Figure III.33 Masse totale pour toute injection

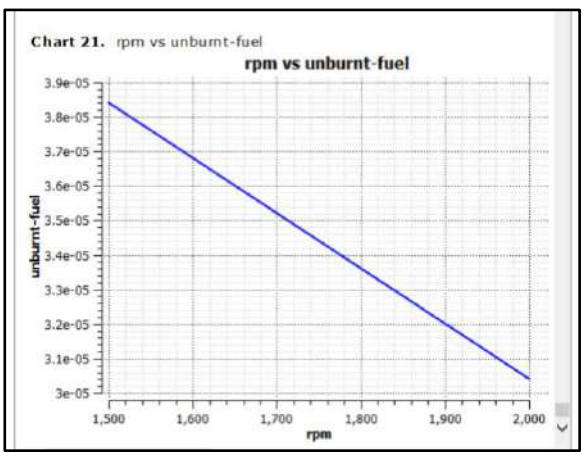


Figure III.34: rpm vs Carburant non brûlé

CHAPITREIV: RESULTATS DU CALCUL NUMERIQUE

IV.1.Modélisation de la phase de combustion

IV.1.1.Géométrie du cylindre

On s'intéresse dans la présente étude de la phase de combustion qui se déroule dans un cylindre(chambre de combustion) qui se compose d'un cône de pulvérisation d'hydrogène, d'une culasse en haut du cylindre, d'une face périodique et d'une face de cylindre. Cela réduira la géométrie dans un secteur à de 60 °.

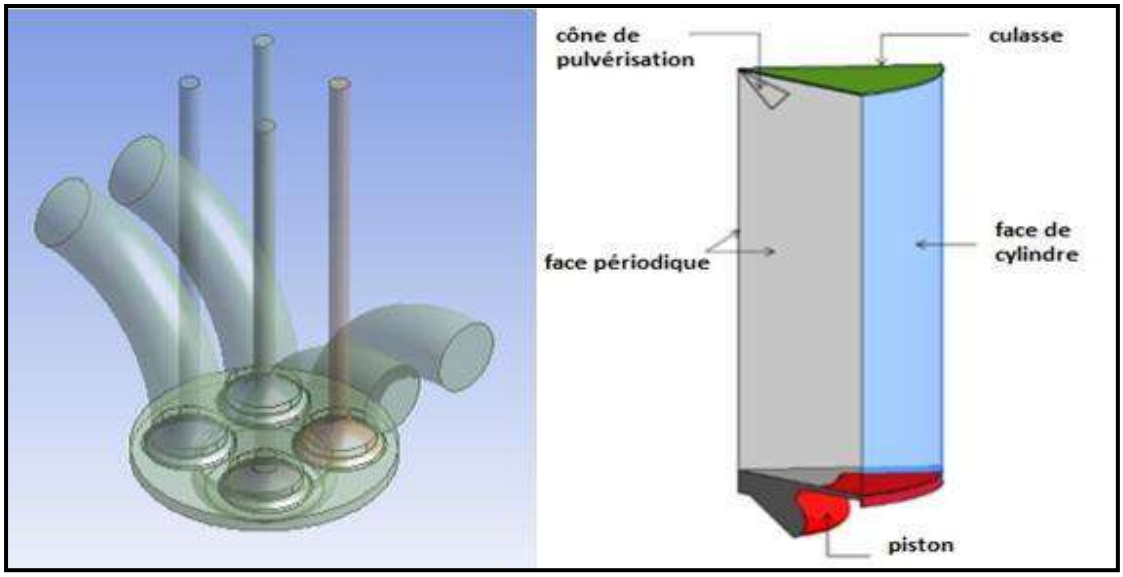


Fig. IV.1. Géométrie détaillée du cylindre de combustion

IV.1.2. Le maillage

Le maillage joue un rôle direct sur la qualité des simulations, nous avons augmenté la résolution de la grille dans ce travail en augmentant le nombre des nœuds et le nombre des éléments**.**

Ainsi, le maillage produit dans ce travail est d'environ **547573** nœuds. Les résultats sont représentés sur le **Tableau IV.1**



Fig. IV.2 maillage du cylindre de combustion

Domaine	Nœuds	Éléments
ice Fond de la chambre à fluide	459155	439530
ice Dessus de la chambre à fluide	14020	10143
ice Piston à fluide	74398	67416
Tous les domaines	547573	517089

Tableau IV.1 : Détail du maillage adopté

IV.2.Configuration et choix de modèles

Avant d'entamer la simulation, on doit choisir le modèle mathématique du problème traité. Dans notre cas, le modèle doit tenir en compte :

- La réaction de combustion du mélange Fuel-Air
- L'écoulement des gaz (combustible et air)
- La turbulence

Combustible injecté:

Dans la bibliothèque de ICE il existe plusieur combustibles :

- helium liquide (he <l>)
- kerosene liquide (c12h23<l>)
- gasoile liquide (c16h29<l>)
- diesel liquide (c10h22 <l>).....etc

Dans ce travail, on a choisi comme combustible l'hydrogène liquide.

Modèle de combustion :

Pour ce type de mélange, ICE propose les modèles de combustion suivants :

- Eddy-Dissipation
- Eddy-Dissipation concept
- Finite-rate
- Finite rate/NoTCI

on a choisi le modèle finite-rate.

Rayonnement : Les modèles de rayonnement disponibles dans ICE sont :

- P1
- Rosseland
- Surface To Surface
- Discret Ordinate

ona adopté le modèle de Rayonnement P1.

Modèle de turbulence :ICE propose les modèles de turbulence suivants

- K-Omega
- Spalart-Allmars
- Reynolds Stress
- Transition SST
- k-Epsilon
- Transition K-Kl-Omega

Ona choisi le modèle de turbulence k-Epsilon.

IV.3.Discussion des résultats de simulation

Dans le present travail, on a fait une étude paramétrique dans le but de montrer l'effet des conditions operatoires comme les conditions d'admission et la vitesse de rotation du vilebrequin sur les performances du moteur en utilisant l'hydrogène comme carburant.

IV.3.1. L'effet de la pression initiale:

	1ér cas	2éme cas	3éme cas
Vitesse de vilebrequin	3000 tr/min	3000 tr/min	3000 tr/min
température initiale	404 K	404 K	404 K
Pression initiale	3 bar	5 bar	8 bar

Tableau IV.2 : cas traités pour trois pressions initiales

1ér cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de la variation de la pression initiale sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous pression à **3 bar**.

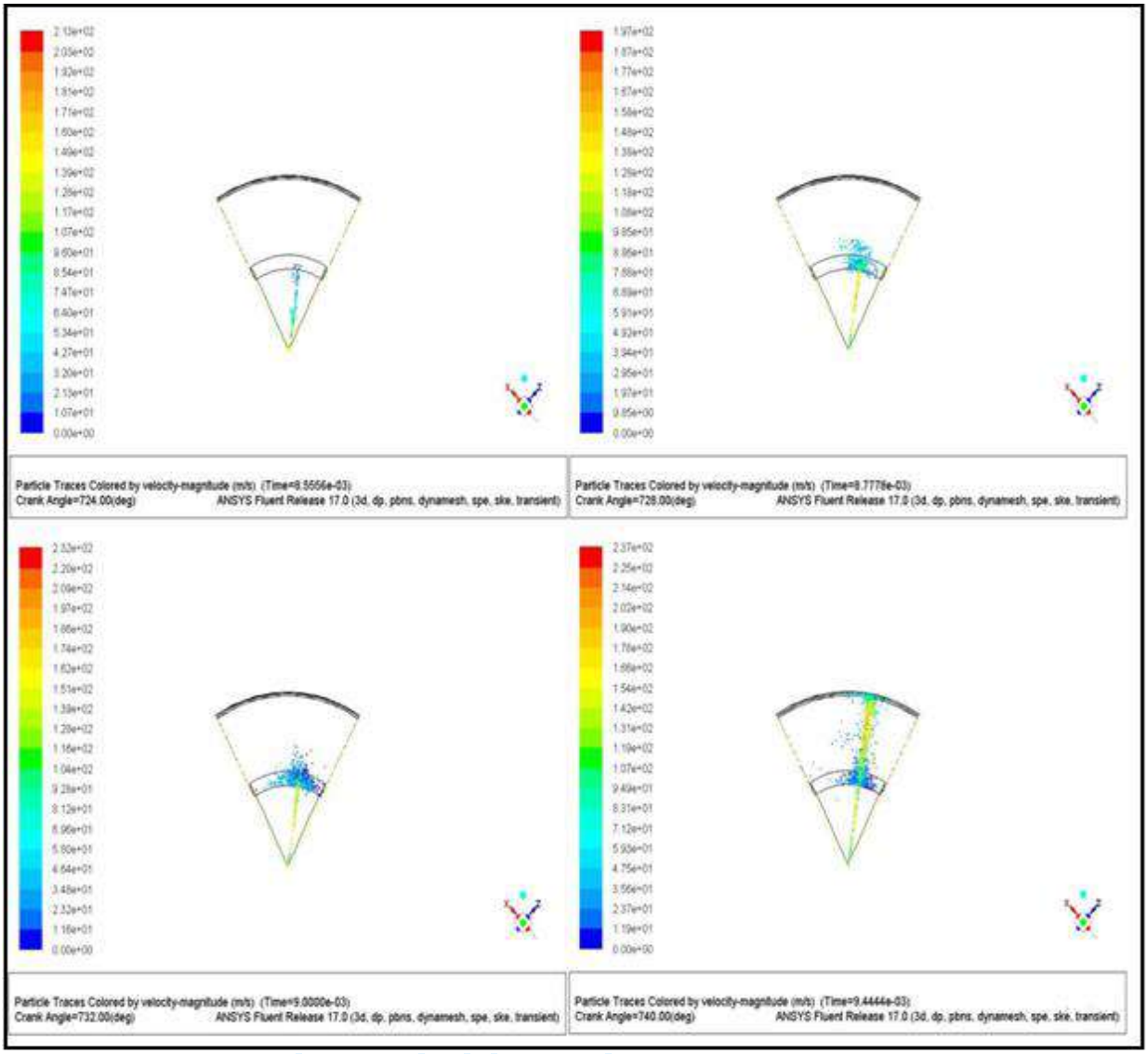


Fig. IV.3 Tracé de particules par la grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

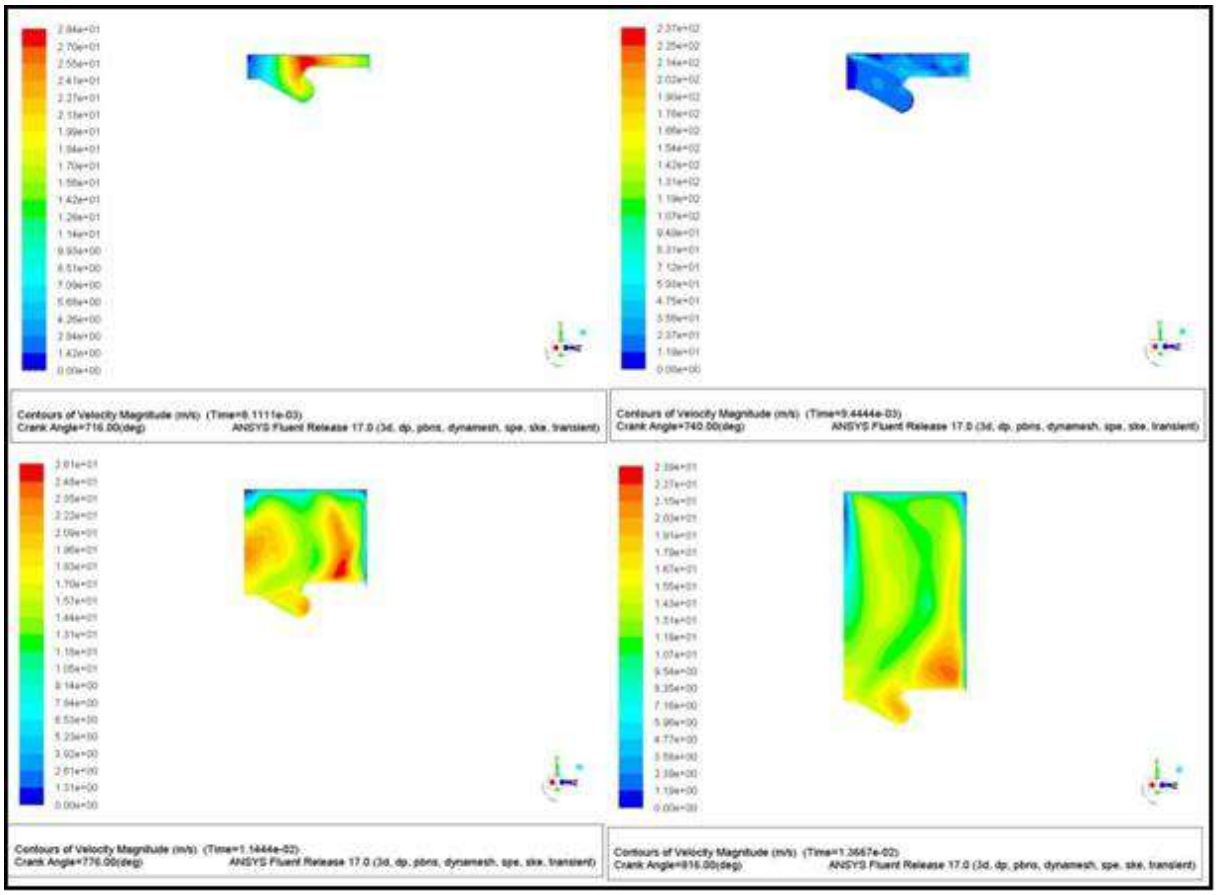


Fig. IV.4 Contours de grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

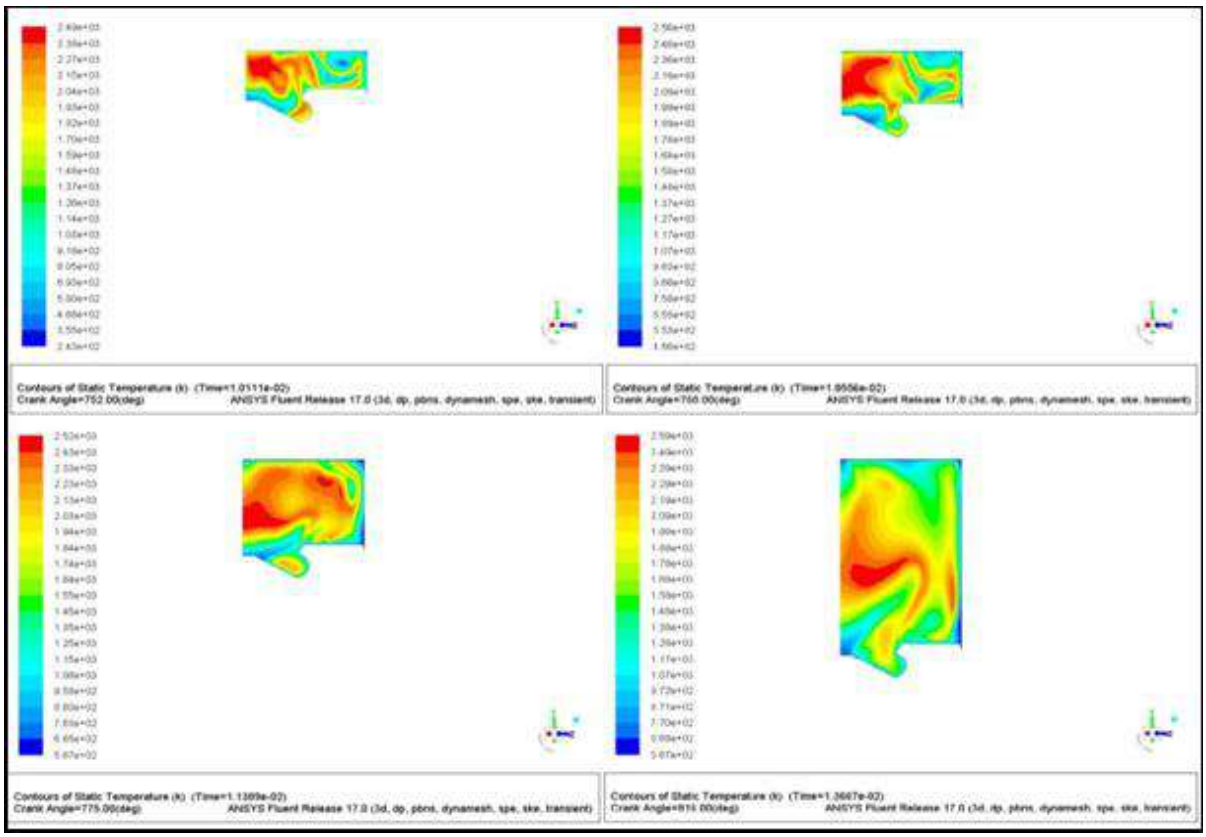


Fig. IV.5 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

2éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la pression initial sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous pression à **5 bar**.

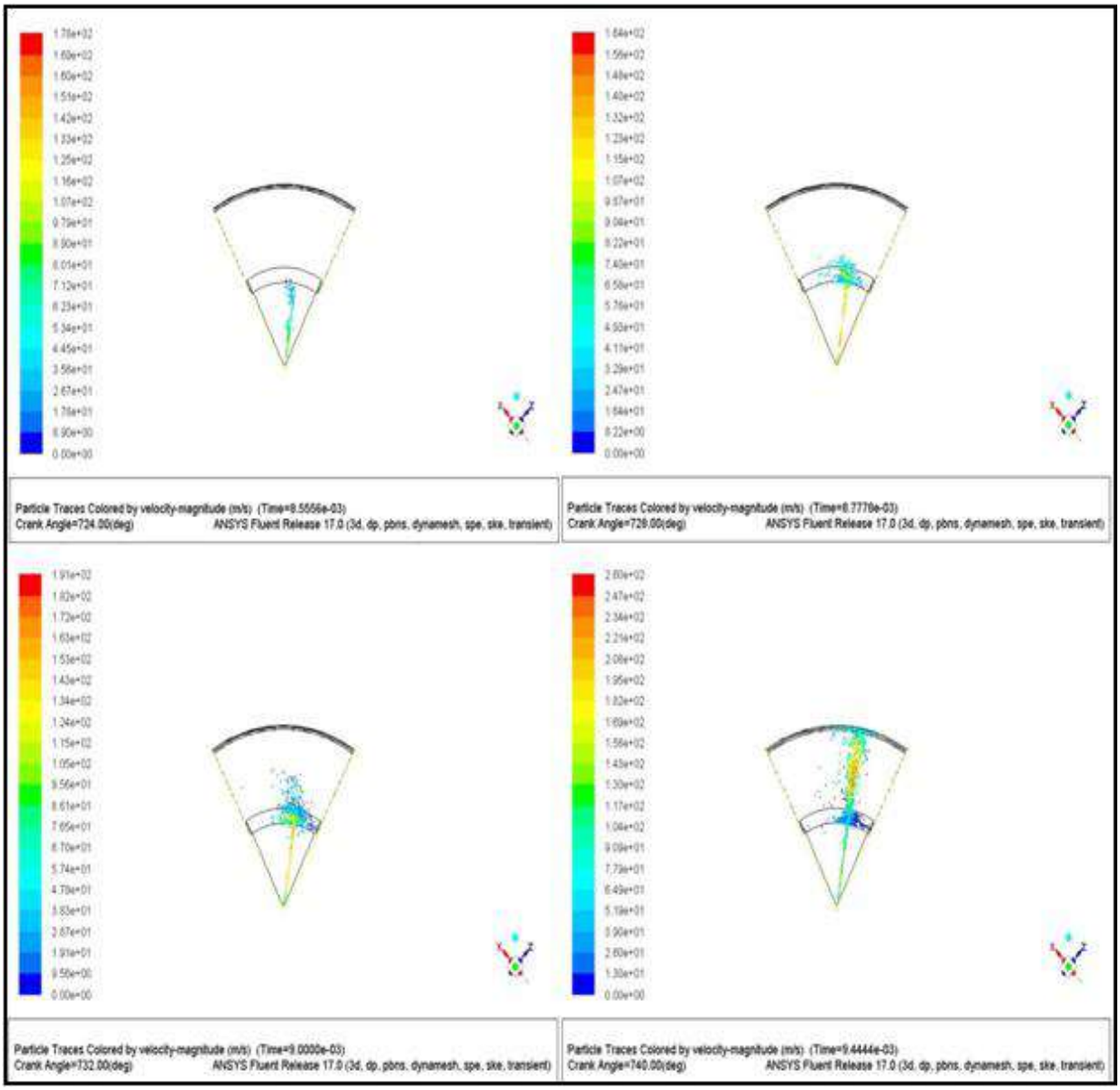


Fig. IV.6 Trace de particules par la grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

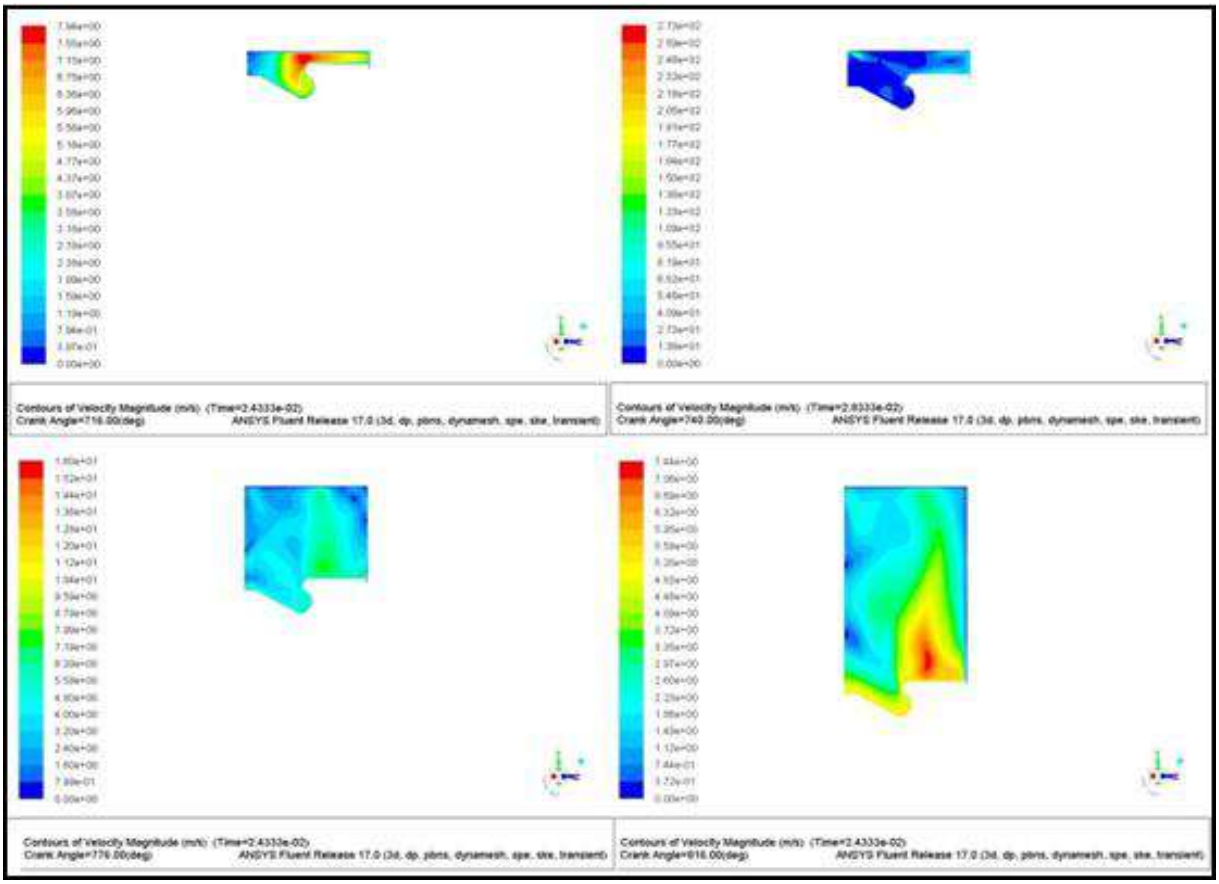


Fig. IV.7 Contours de grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

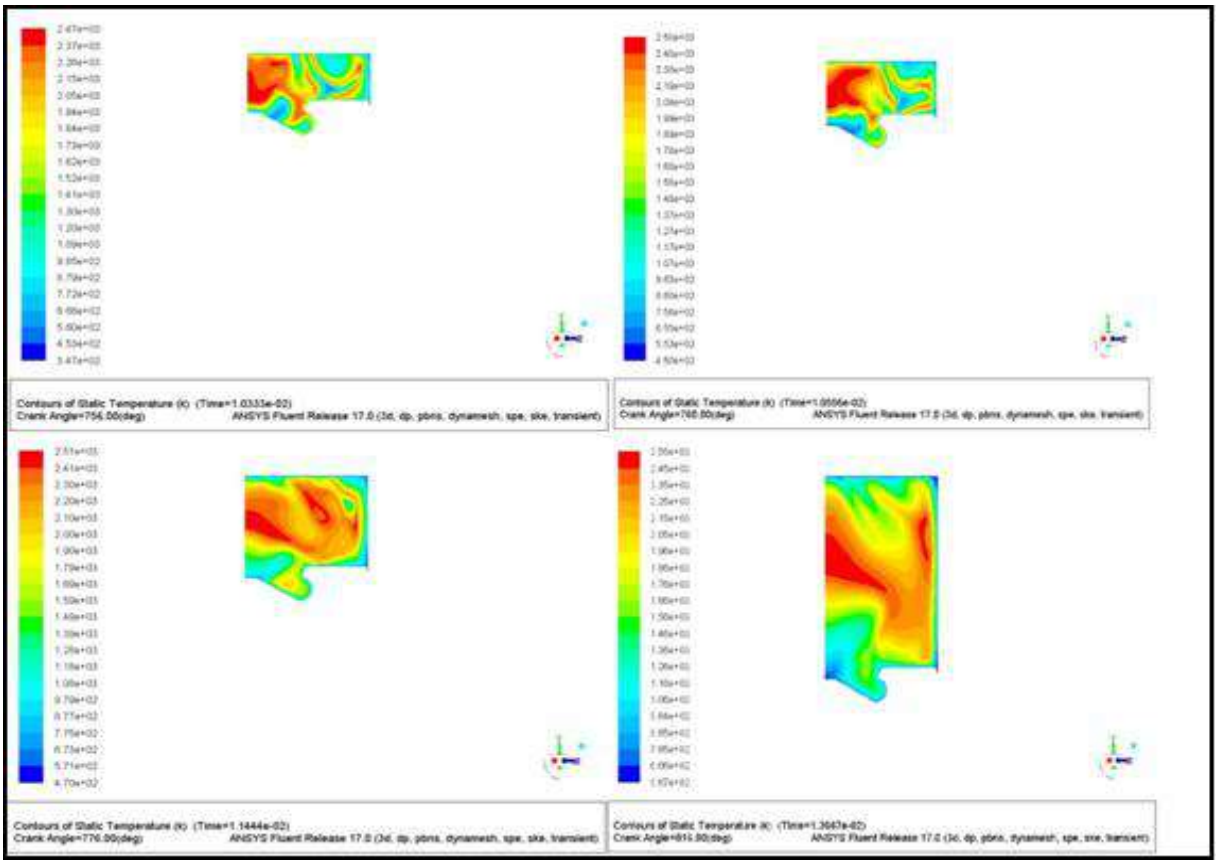


Fig. IV.8 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

3éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la pression initial sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous pression à **8 bar**.

La figure **IV.9** represente les traces des particules par la grandeur de vitesse dans la chambre de combustion.

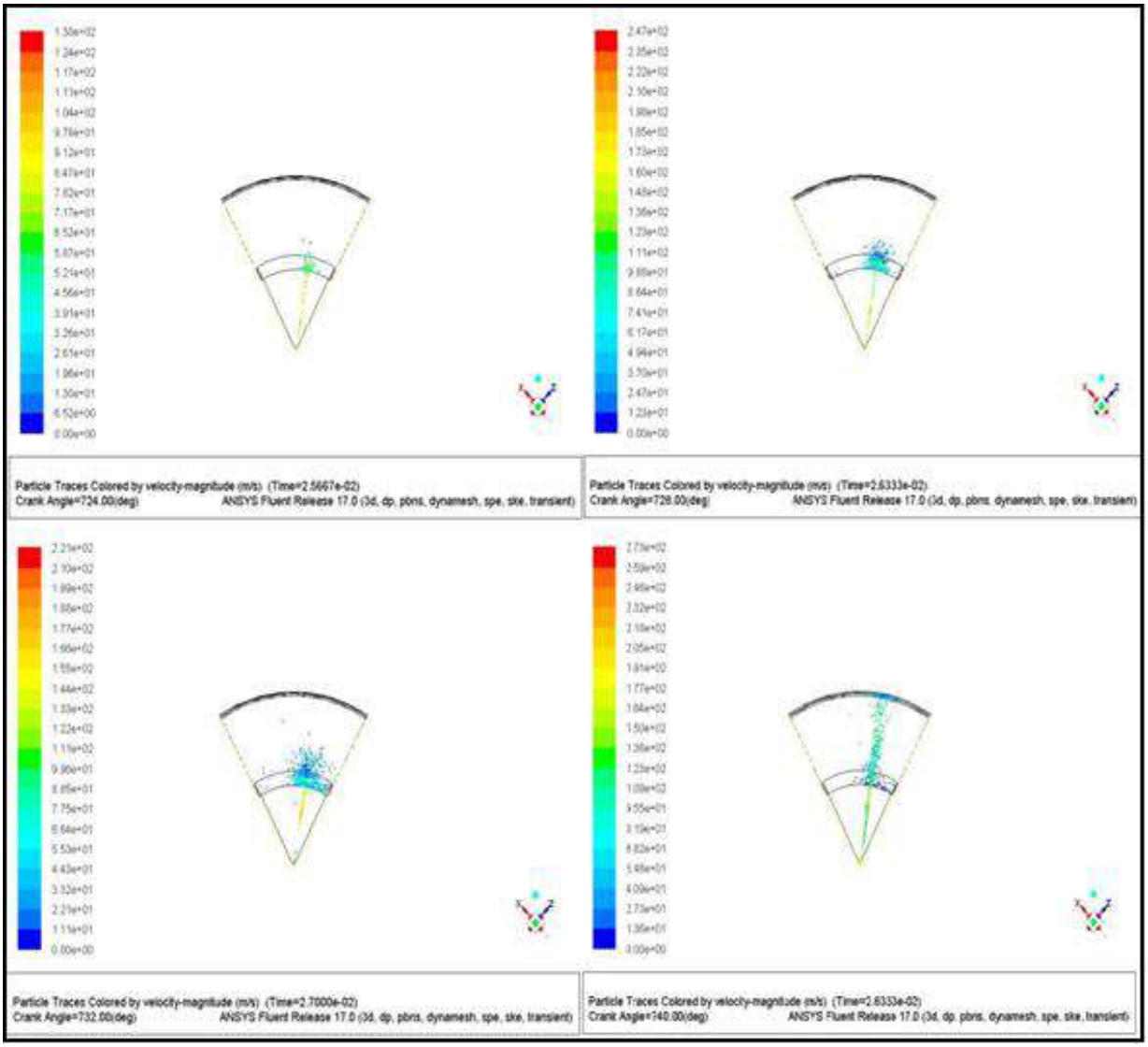


Fig. IV.9 Trace de particules par la grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

La figure **IV.10** represent les contours de grandeur de vitesse dans la chambre de combustion.

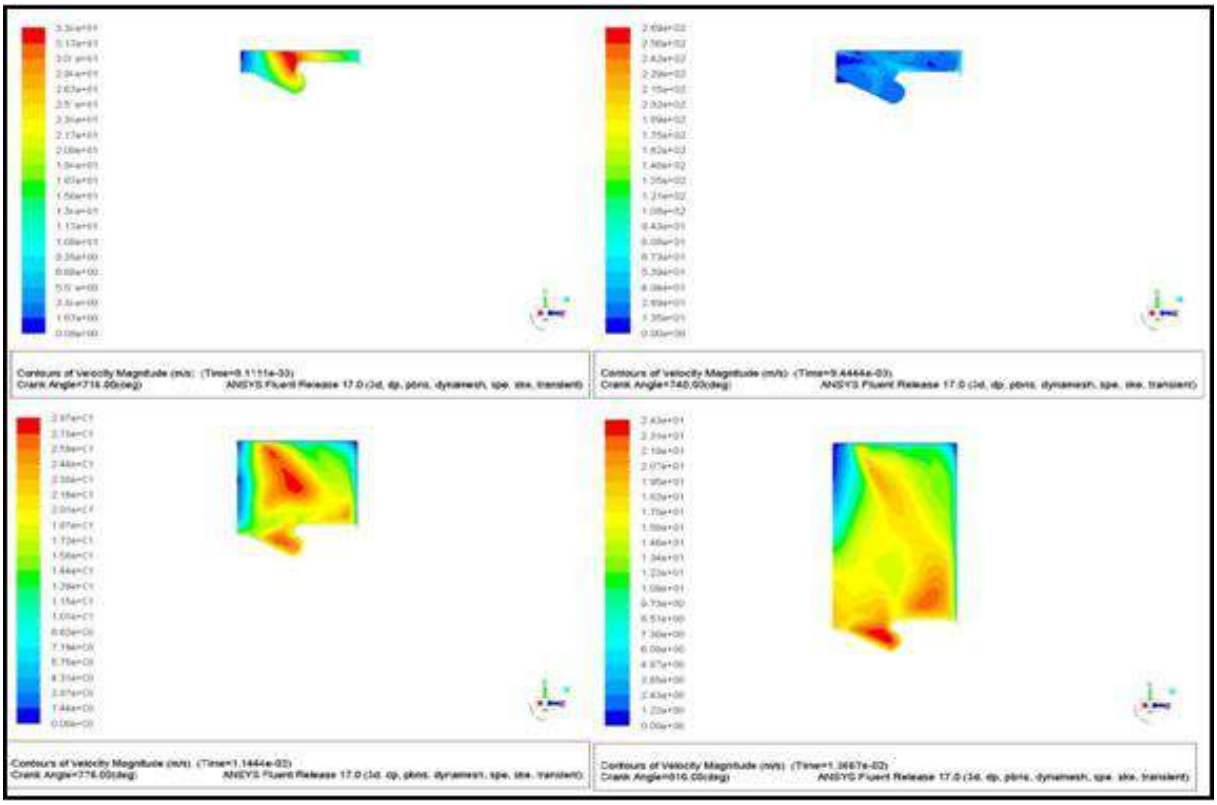


Fig. IV.10 Contours de grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

La figure **IV.11** represent les contours de temperature dans la chambre de combustion.

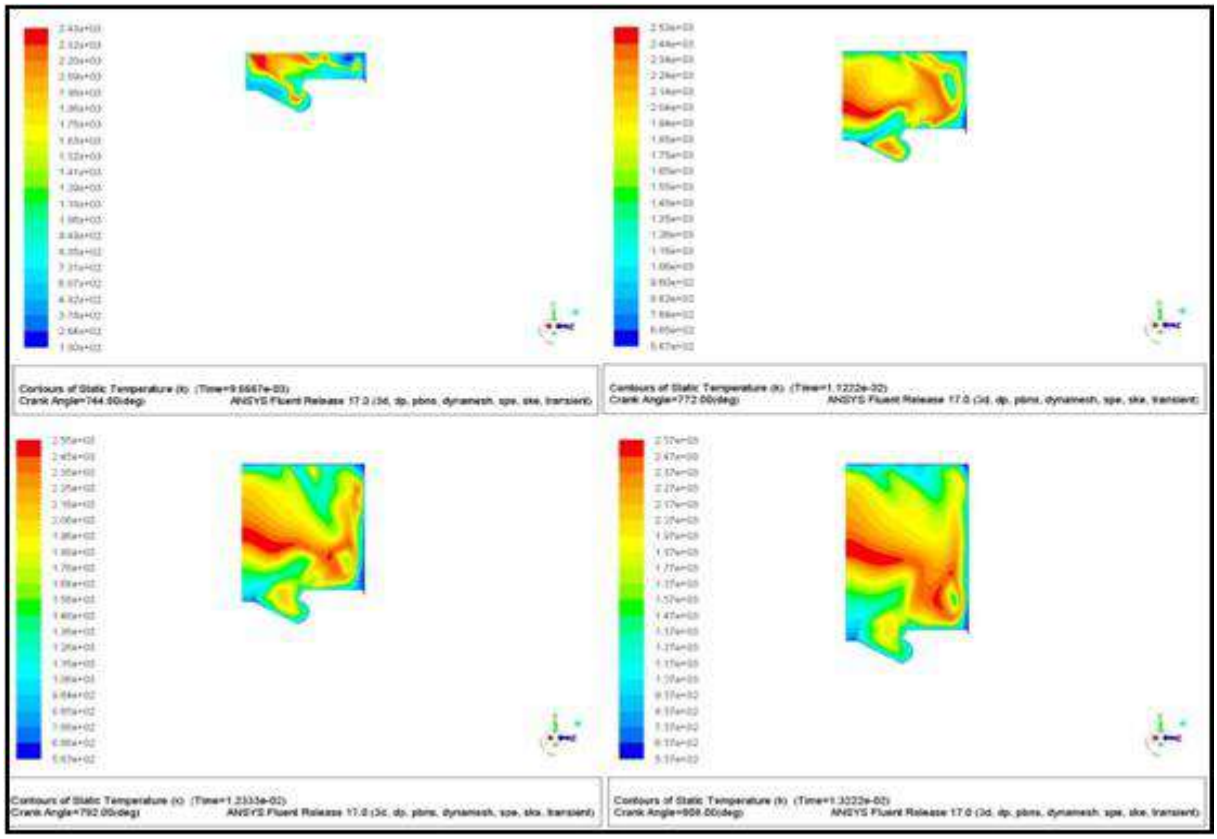


Fig. IV.11 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

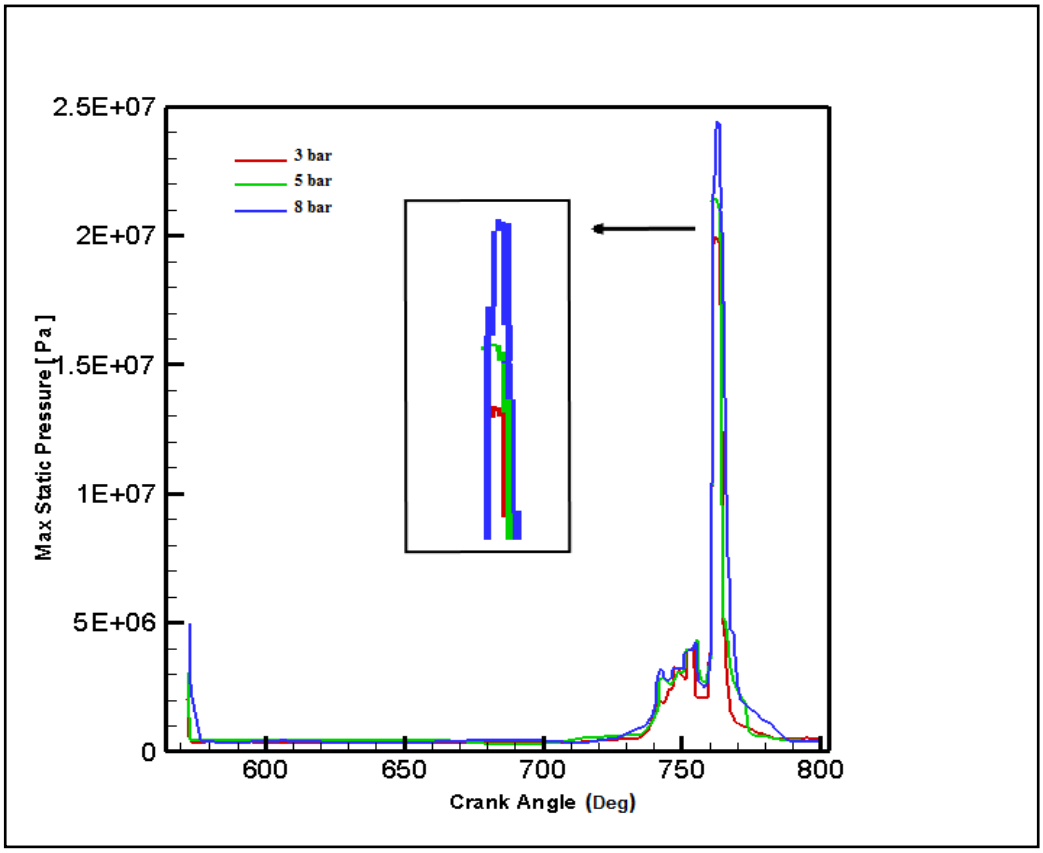


Fig. IV.12 Pression statique maximale en fonction de degree de vilbreuquin

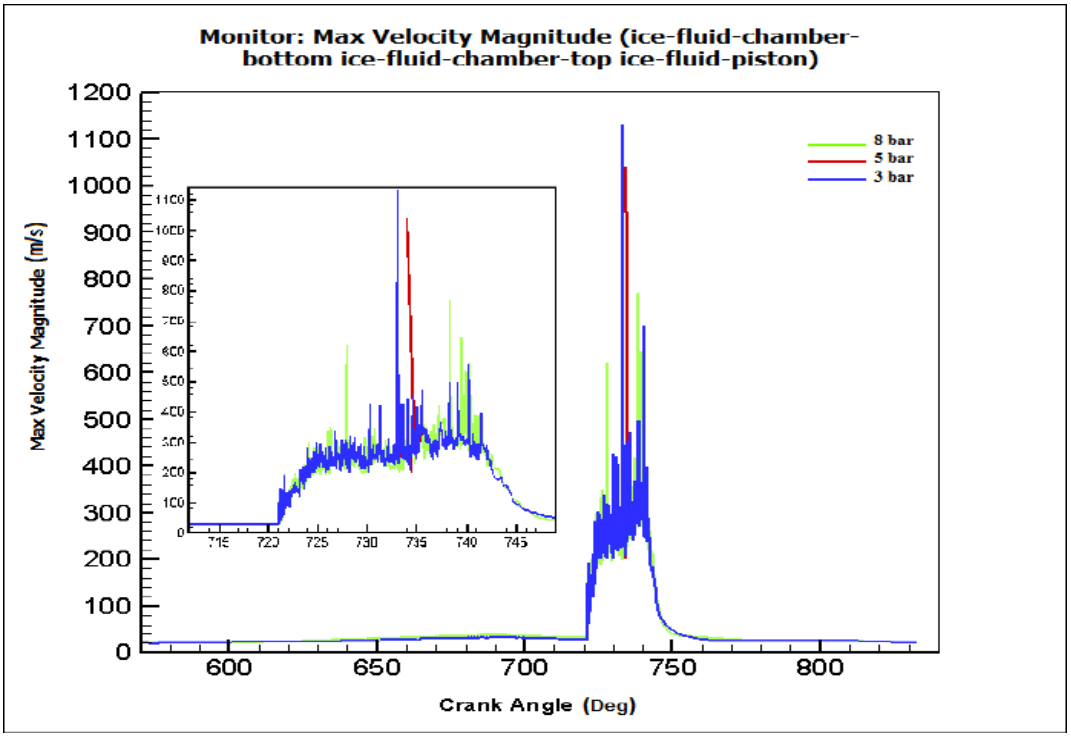


Fig. IV.13 Amplitude de vitesse maximale en fonction de degree de vilbreuquin

La figure **IV.12** représente l'effet de la pression initiale dans différents moments. On remarque que la pression statique augmente progressivement de la minimale vers une valeur maximale.

La figure **IV.13** représente l'effet de la pression initiale dans les différents moments. On remarque que l'amplitude de vitesse maximale diminue si la pression initiale augmente.

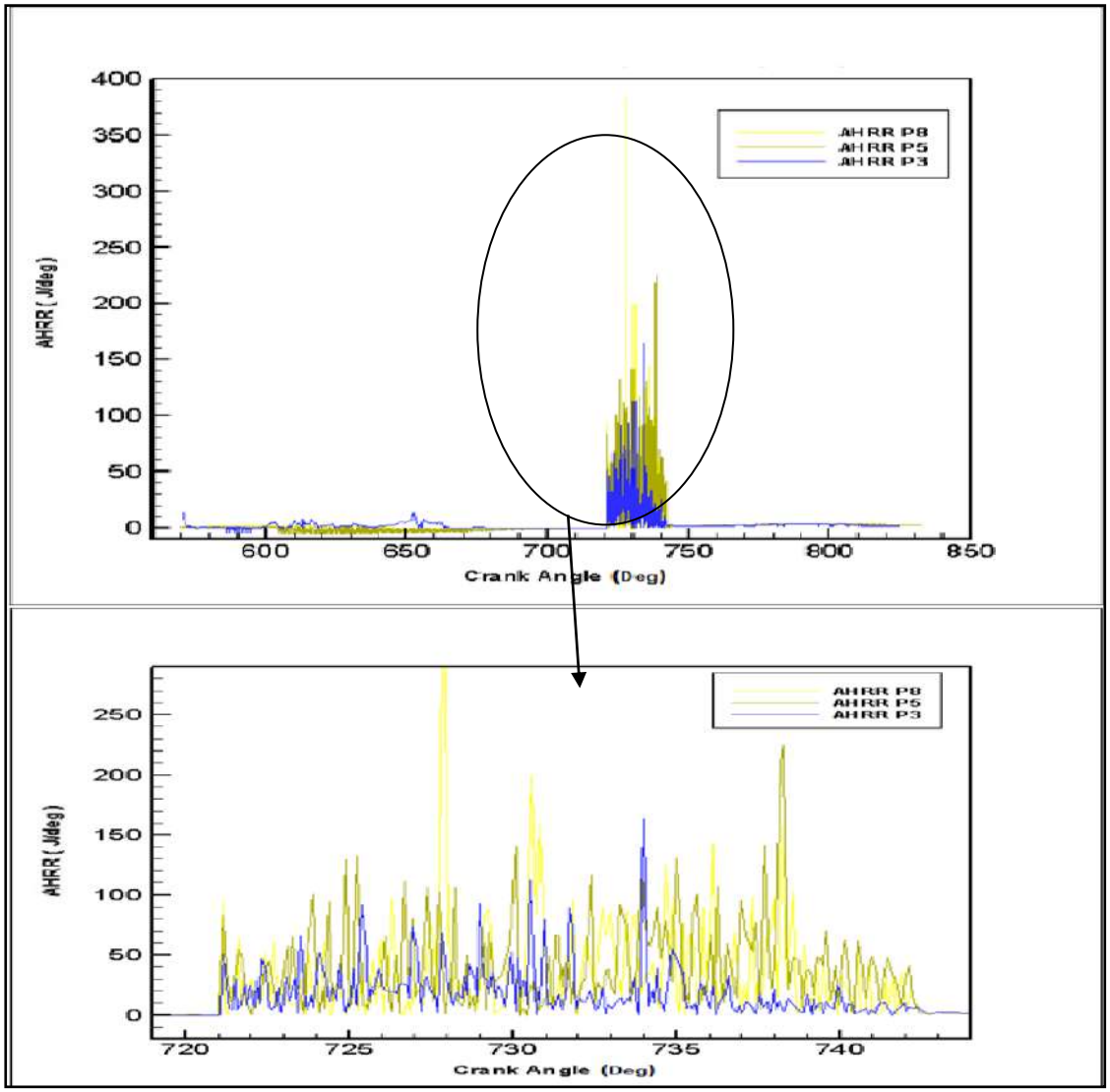


Fig. IV.14 Taux de libération de chaleur apparentsur chambre de fluid en fonction de degree de vilbreuquin

La figure(IV.14) montre de libération de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin on remarque bien que la libération de chaleur prend la valeur maximale pendant l'injection de l'hydrogène. La de libération de chaleur augmente avec augmentation de la pression initiale.

IV.3.2. L'effet de la temperature initiale:

	1ér cas	2éme cas	3éme cas
Vitesse de vilebrequin	3000 tr/min	3000 tr/min	3000 tr/min
température initiale	370 K	404 K	500 K
Pression initiale	3 bar	3 bar	3 bar

Tableau IV.3 : les cas des temperature initiale

1ér cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la temperature initial sur la phenomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous temperature à **370 K**.

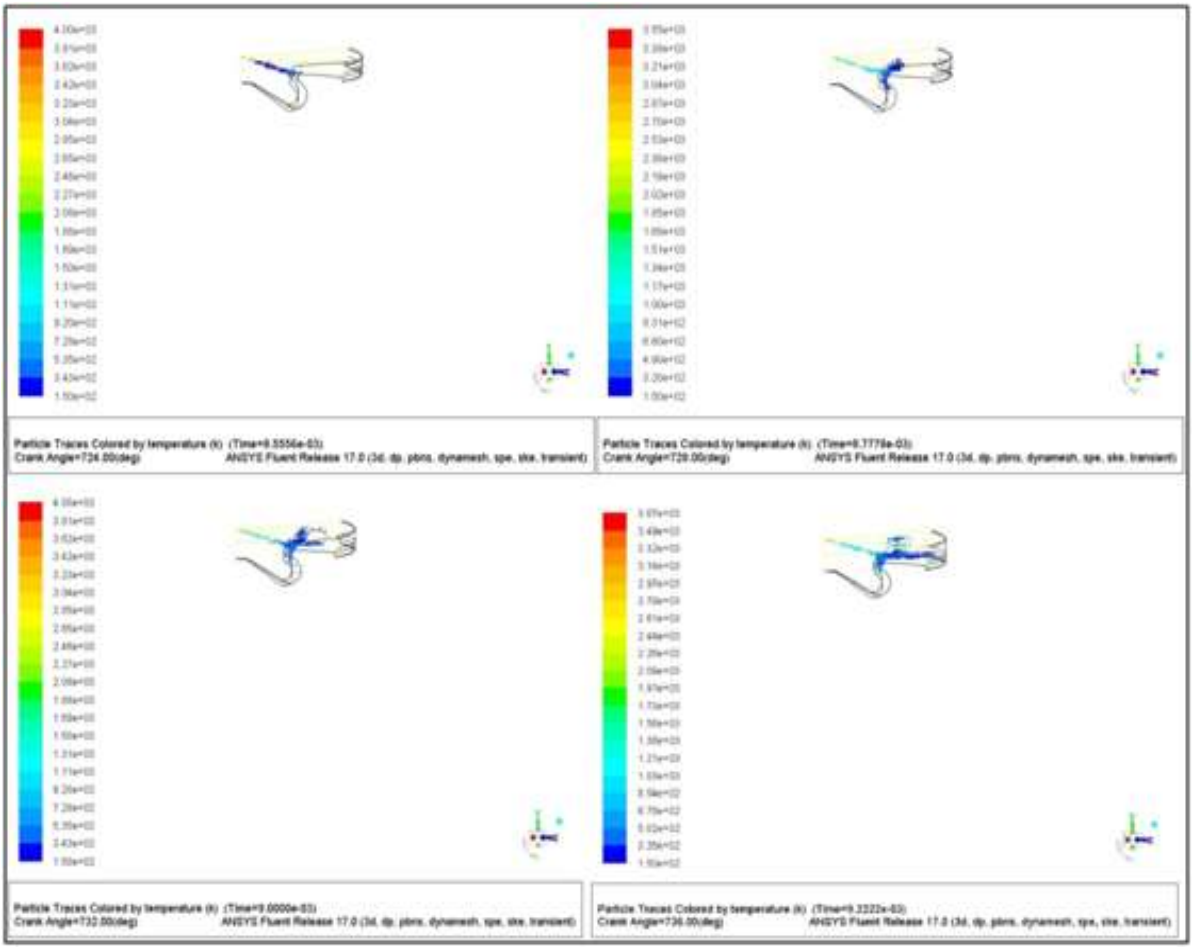


Fig. IV.15 Trace de particules par la grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

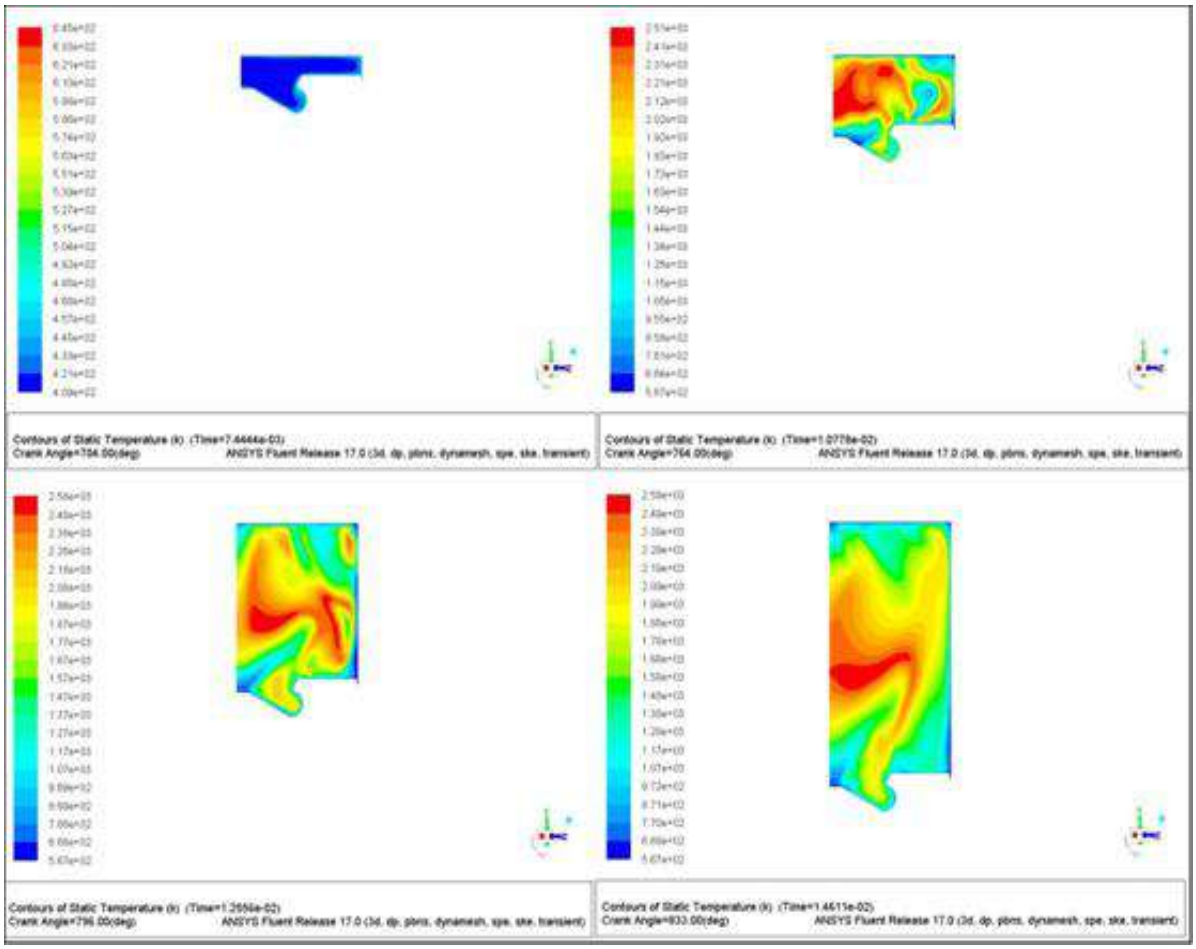


Fig. IV.16 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

2éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la temperature initial sur la phenomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous temperature à **404 K**.

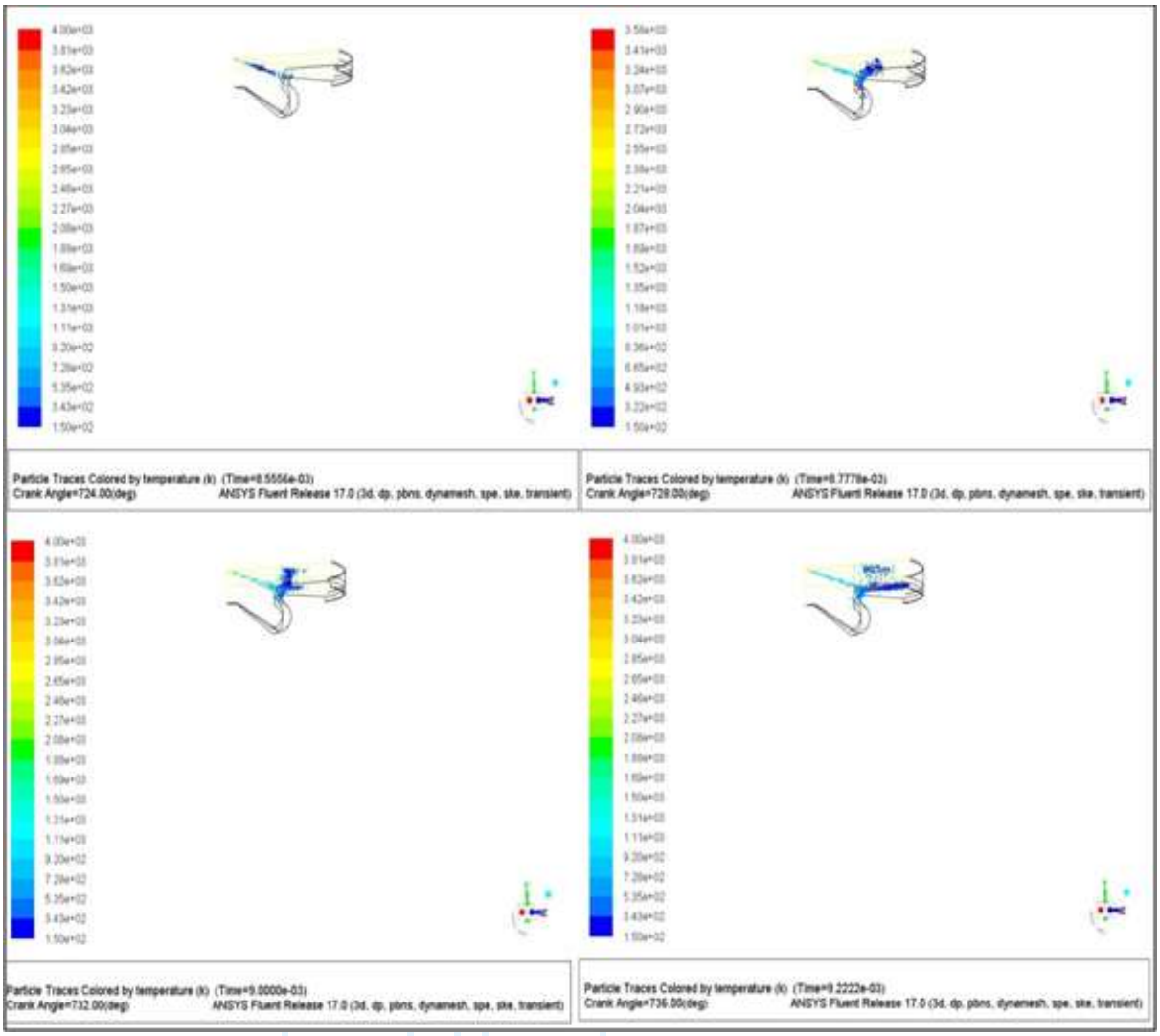


Fig. IV.17 Trace de particules par la grandeur de vitesse en fonction de degree de vilbreuquin

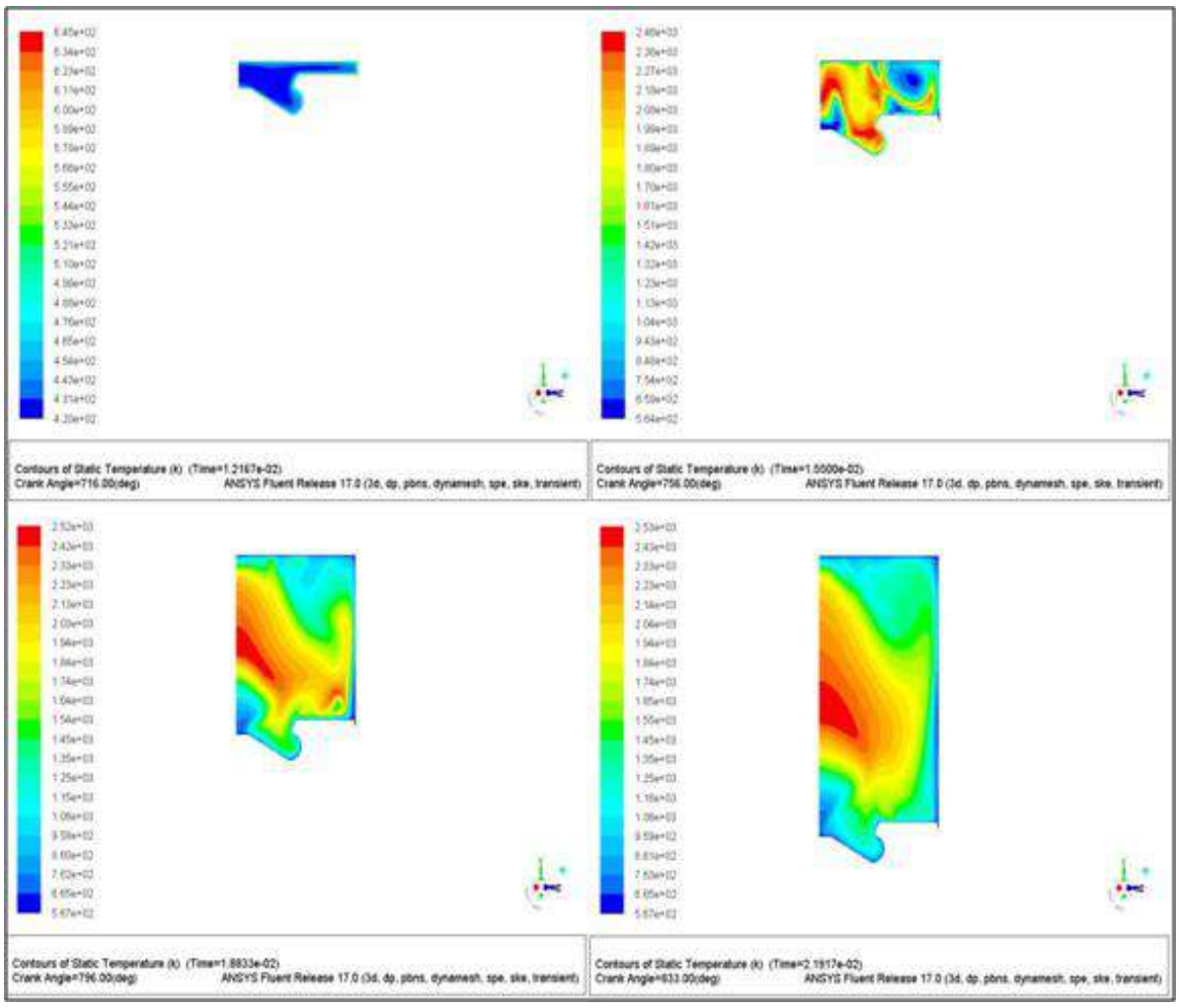


Fig. IV.18 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

3éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la temperature initial sur la phenomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température et la vitesse de combustion. On suppose que la chambre de combustion sous temperature à **500 K**.

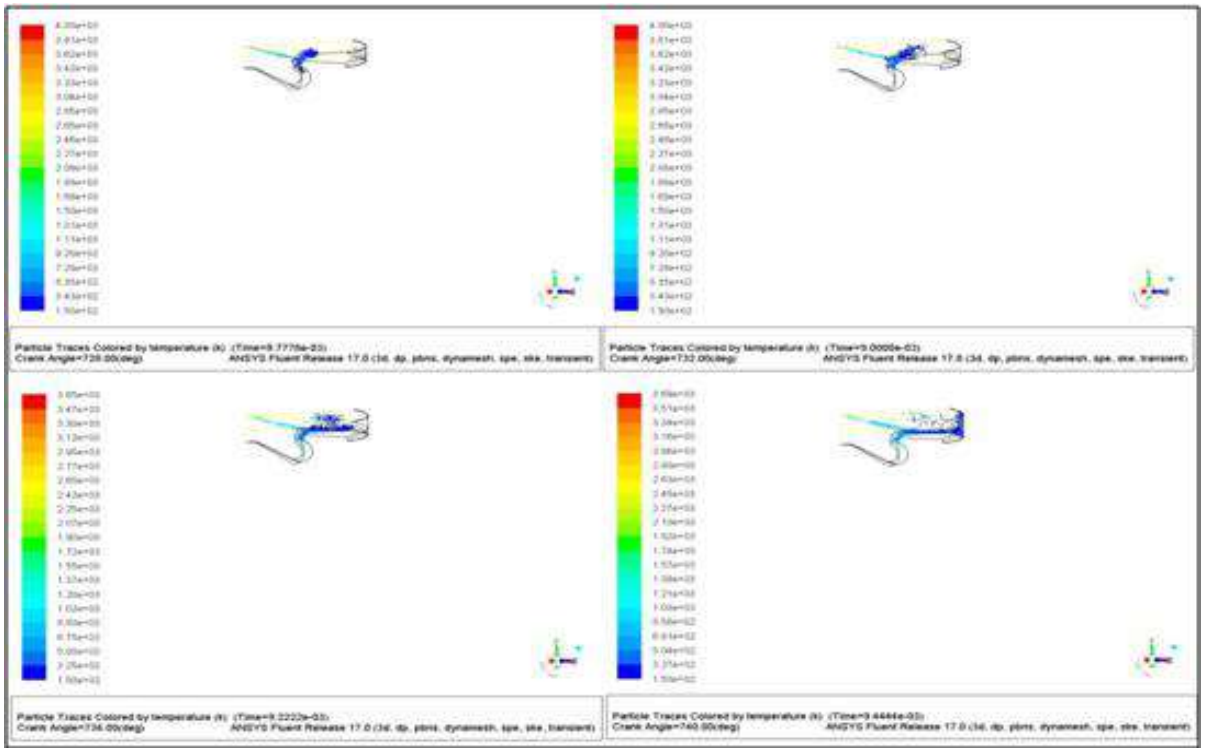


Fig. IV.19 Trace de particules par la grandeur de vitesse

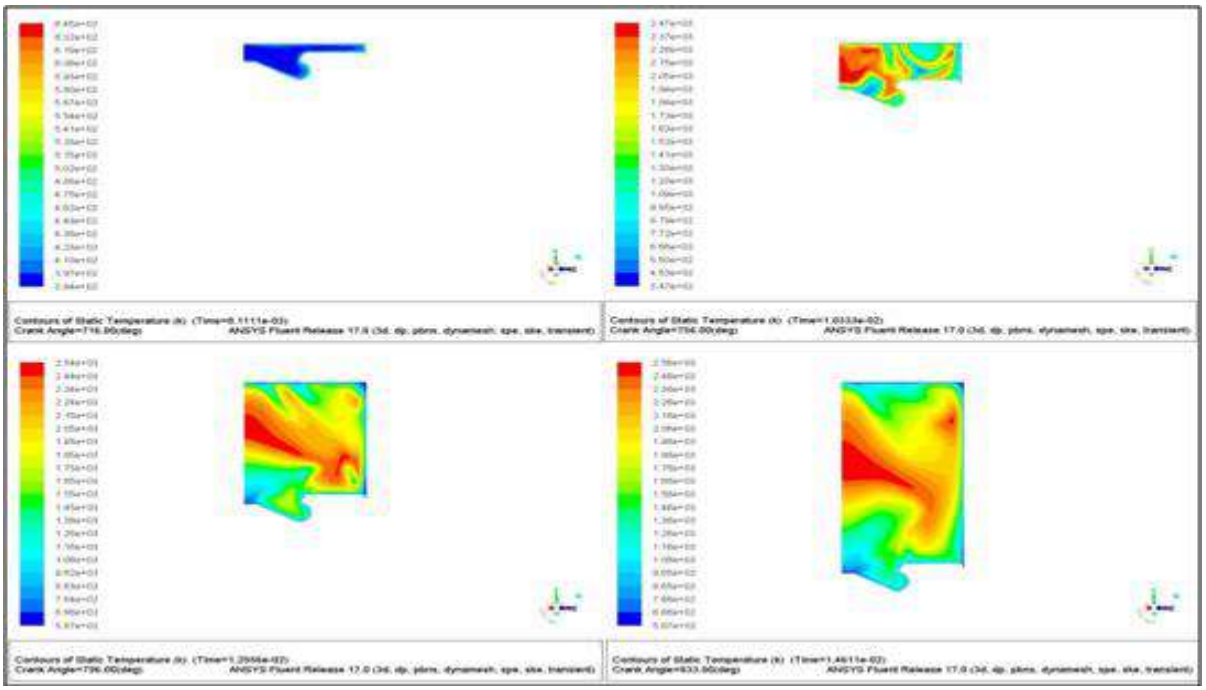


Fig. IV.20 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

La Figure . IV.21 montre la variation de temperature de quatre températures initiale (370,404 et 500 K), la température augmente de façon régulière a partir de 720° de vilbreuquin jusqu' à 830 pour laquelle la température atteint sa valeur maximale et on remarque que l'augmantation de température initiale provoque un augmentation de la température finale.

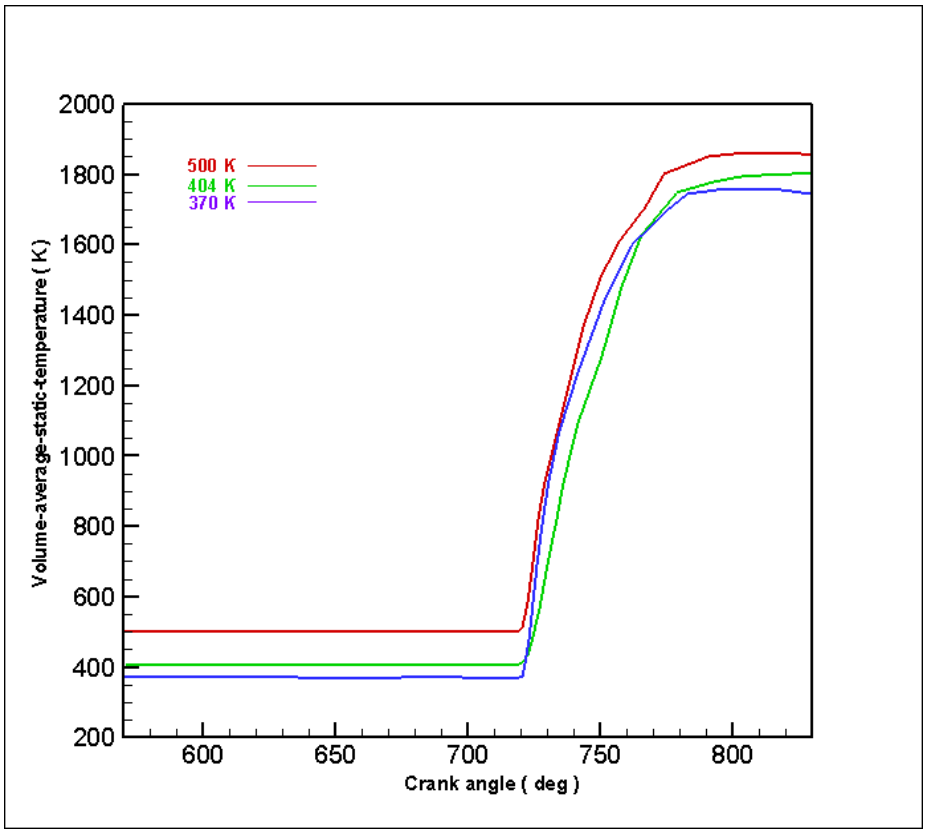


Fig. IV.21 Température statique moyenne en volume en fonction de degree de vilbreuquin

Les profils d'énergie cinétique turbulents pour différentes séries sont présentés à la Fig. IV.22.. Les variations de l'énergie cinétique turbulente ont montré une dépendance avec la température initiale. Ceci est observé dans les essais pour 370 K, 404K et 500 k de temperature initiale, pour un temperature initiale à 500K l'énergie cinétique a été trouvée supérieure quela temperature initiale à 370 et 404 K .

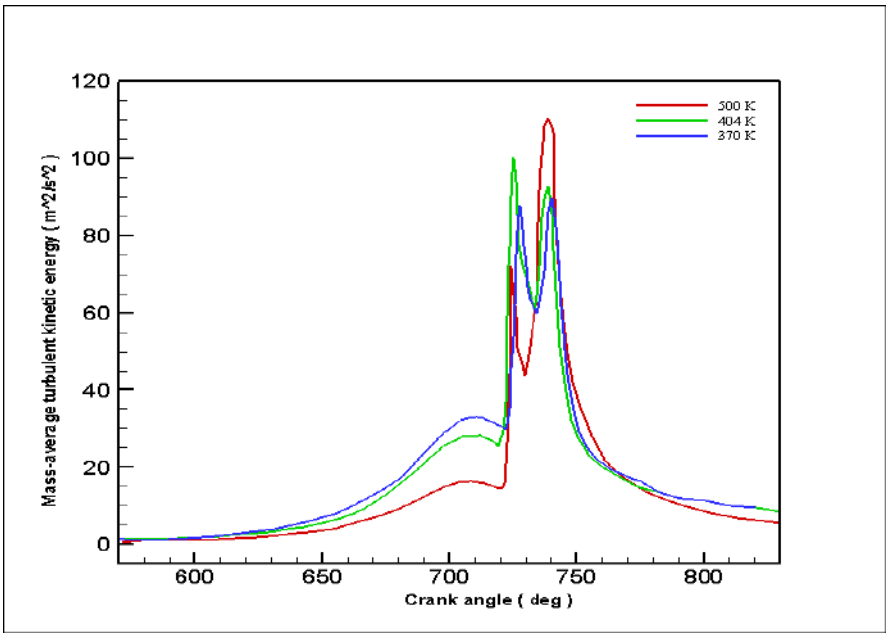


Fig. IV.22 Énergie cinétique turbulente moyenne en masse en fonction de degree de vilbreuquin

La figure(IV.23) montre de libération de chaleur en fonction de l'angle de vilebrequin on remarque bien que la libération de chaleur prend la valeur maximale pendant l'injection de l'hydrogène. La libération de chaleur augmente avec augmentation de la température initiale.

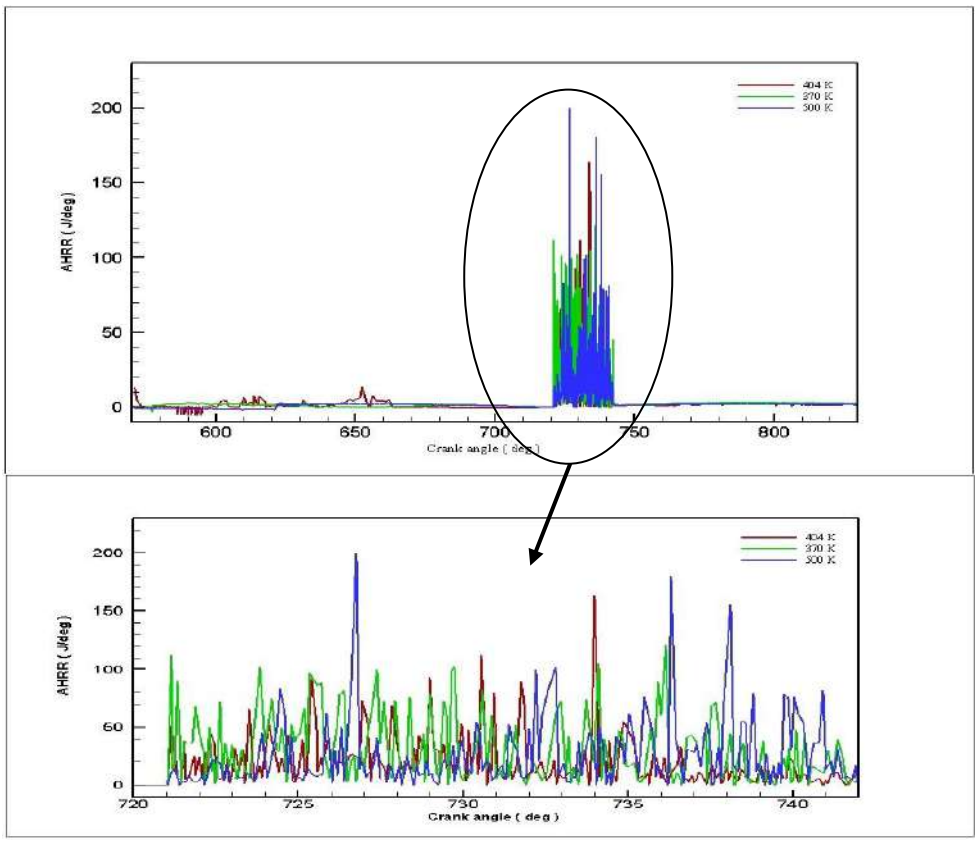


Fig. IV.23 Taux de libération de chaleur apparentsur chambre de fluid en fonction de degree de vilbreuquin

IV.3.3. L'effet de la Vitesse de vilebrequin:

	1ér cas	2éme cas	3éme cas	4éme cas
Vitesse de vilebrequin	1000 tr/min	2000 tr/min	3000 tr/min	4000 tr/min
température initiale	404 K	404 K	404 K	404 K
Pression initiale	3 bar	3 bar	3 bar	3 bar

Tableau IV.4 : les cas des Vitesses de vilebrequin

1ér cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la vitsees de vilebrequin sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température. On suppose que la vitsees de vilebrequin à 1000 tr/min.

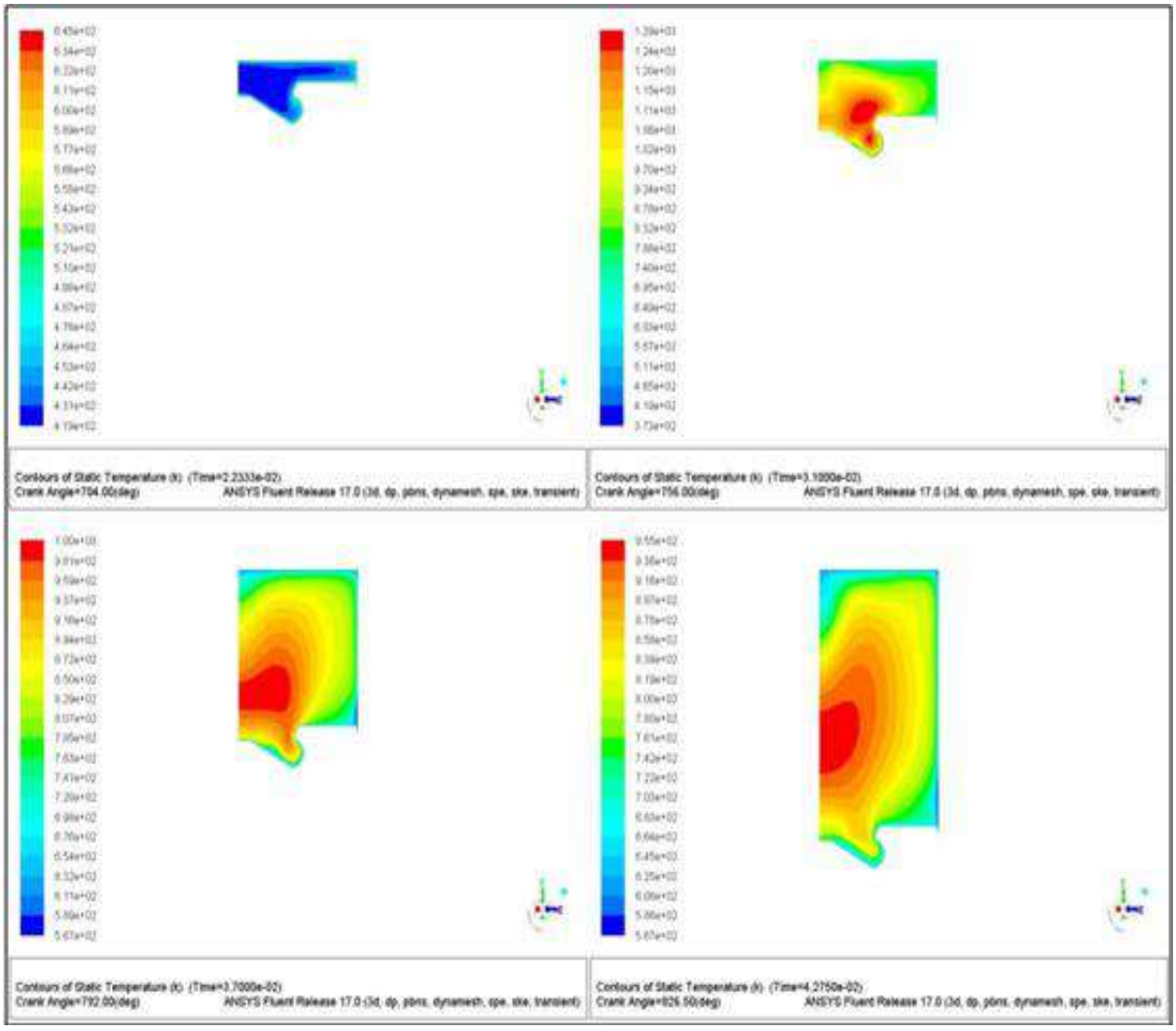


Fig. IV.24 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

2éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la vitsees de vilebrequin sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température. On suppose que la vitsees de vilebrequin à 2000 tr/min.

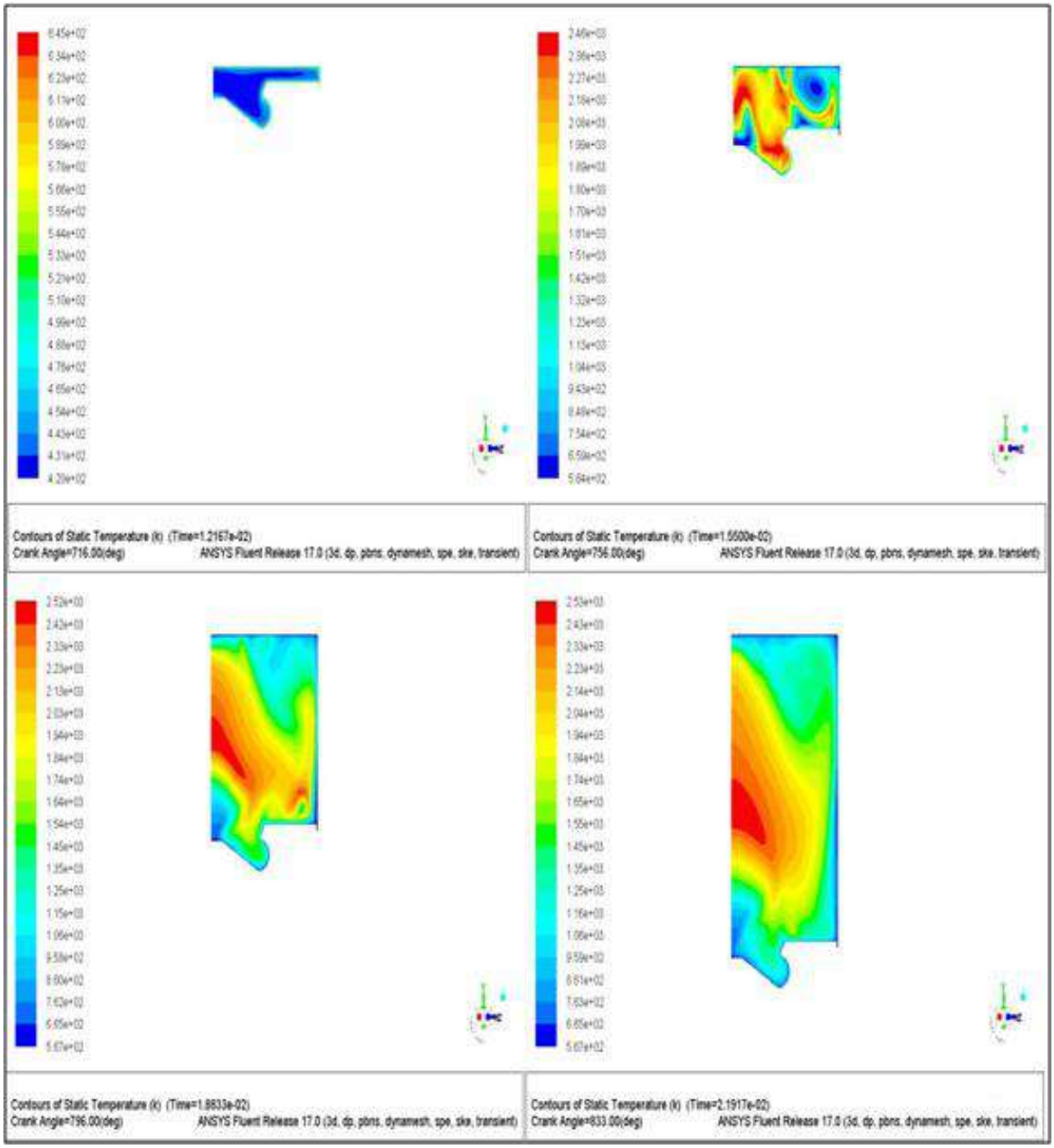


Fig. IV.25 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

3éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la vitsees de vilebrequin sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température. On suppose que la vitsees de vilebrequin à 3000 tr/min.

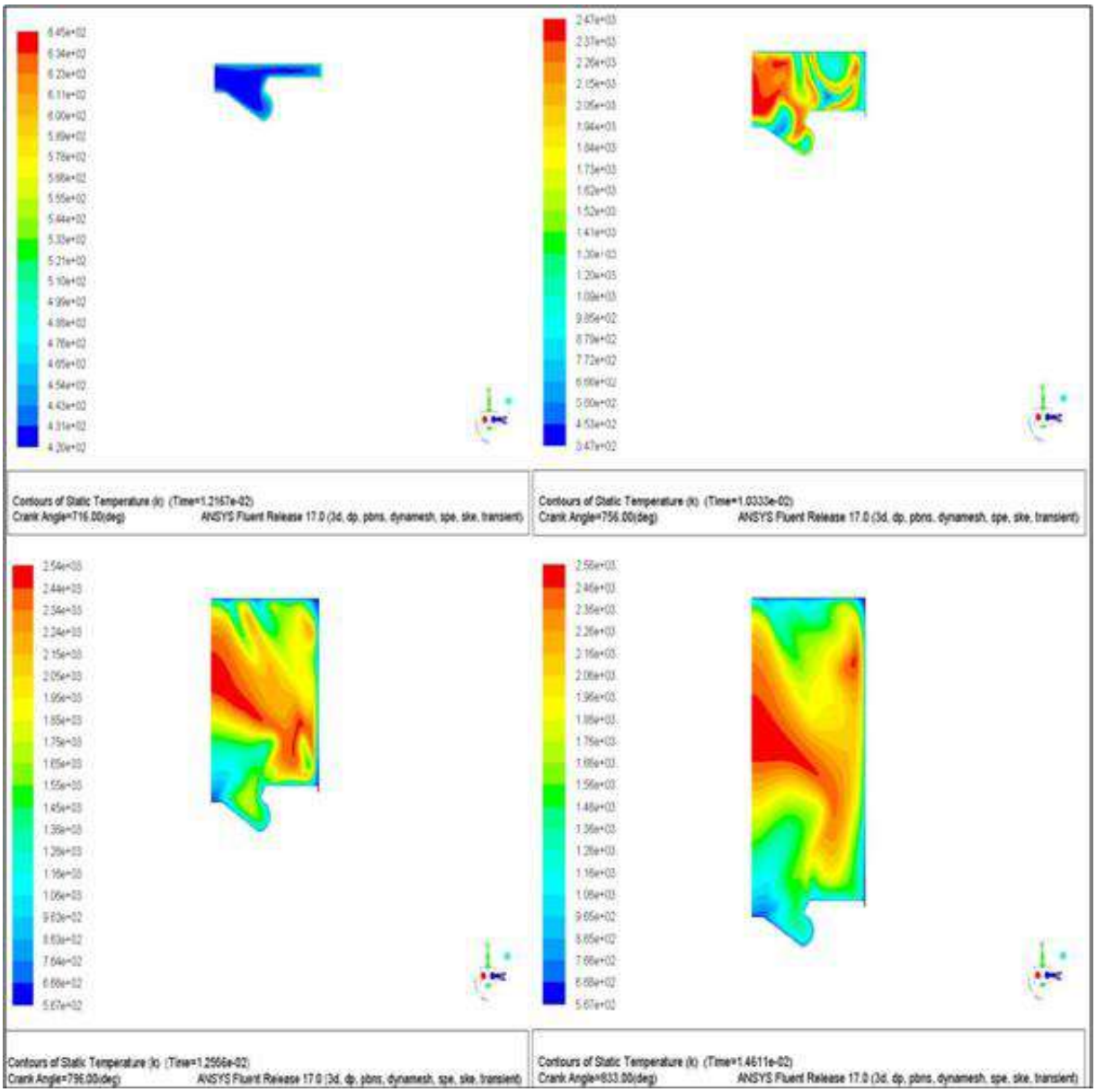


Fig. IV.26 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

4éme cas:

Le but de cette partie est de voir l'effet de variation de la vitsees de vilebrequin sur la phènomene de la combustion, ainsi que son influence sur la température. On suppose que la vitsees de vilebrequin à 4000 tr/min

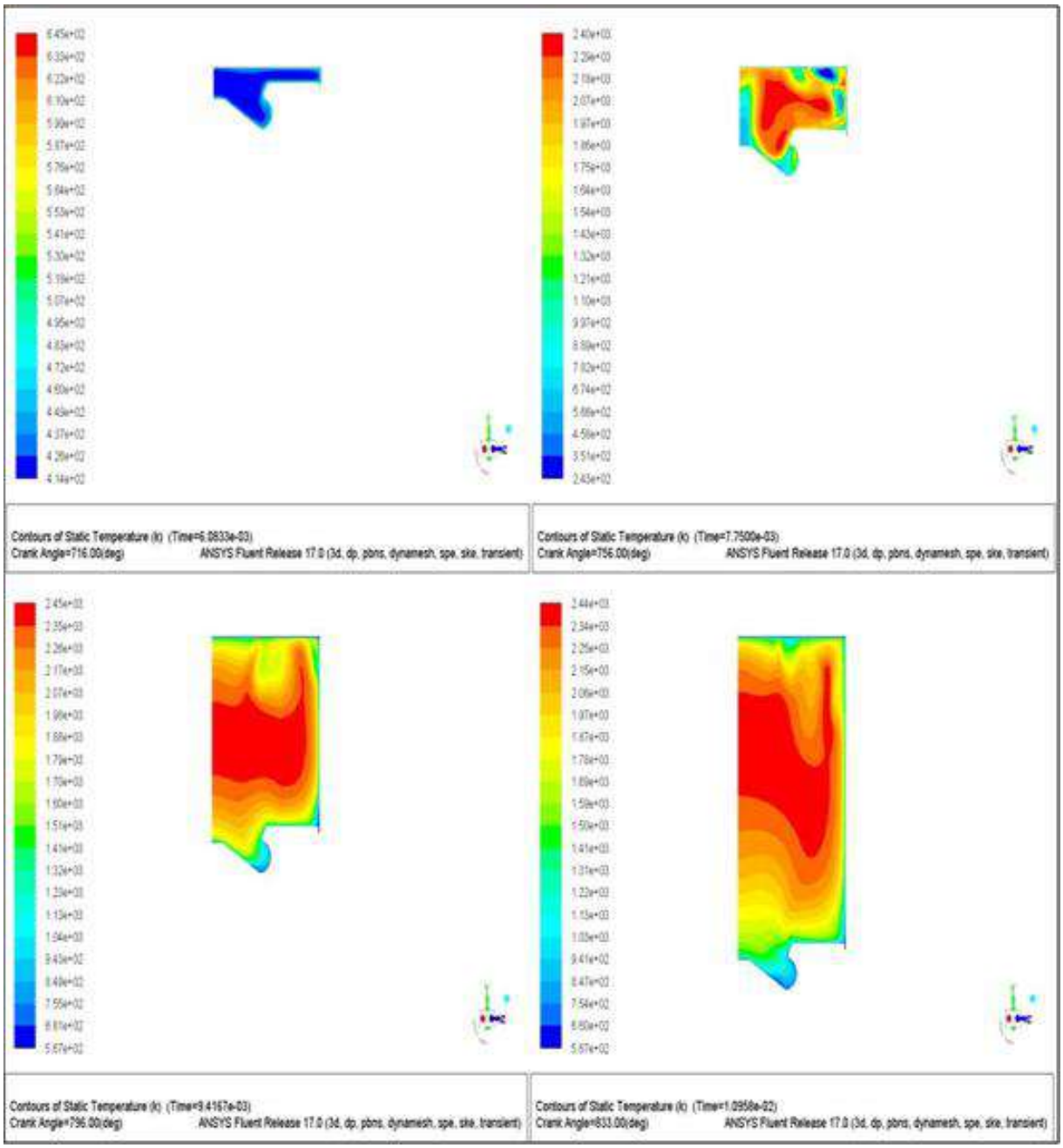


Fig. IV.27 Contour de température statique en fonction de degree de vilbreuquin

On remarque que l'augmentation de la vitesse de vilbreuquin (de 1000 à 4000rpm) provoque un augmentation de temperature moyenne dans la cylindre (Fig. IV.28). La température augmente de façon régulière jusqu'a debut d'injection de l'hydrogéne pour laquelle la température atteint sa valeur maximale.

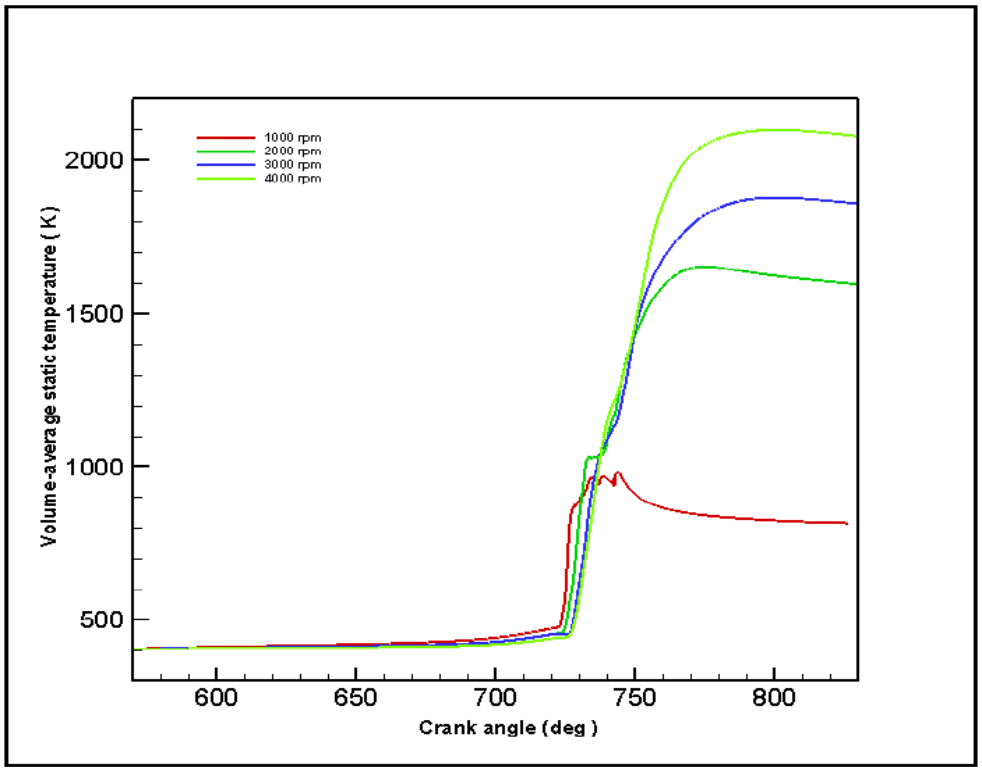


Fig. IV.28 Température statique moyenne en volume en fonction de degree de vilbreuquin

La figure IV.29 montre une petite augmentation de la température jusqu'a debut d'injection de l'hydrogéne, pendant de l'injection la temperature est prend le maximum valeur pour tout les cas des vitesse de vilbreuquin, apres l'injection la temperature descendre de façon régulière jusqu'a la fin de phase de detente.

on remarque que pendant le moment de l'injection de l'hydrogéne et pour la vitesse à 1000 rpm la temperature est diminué au degré de 2500 K le plus petite diminution il était à 4000 rpm (3400 K).

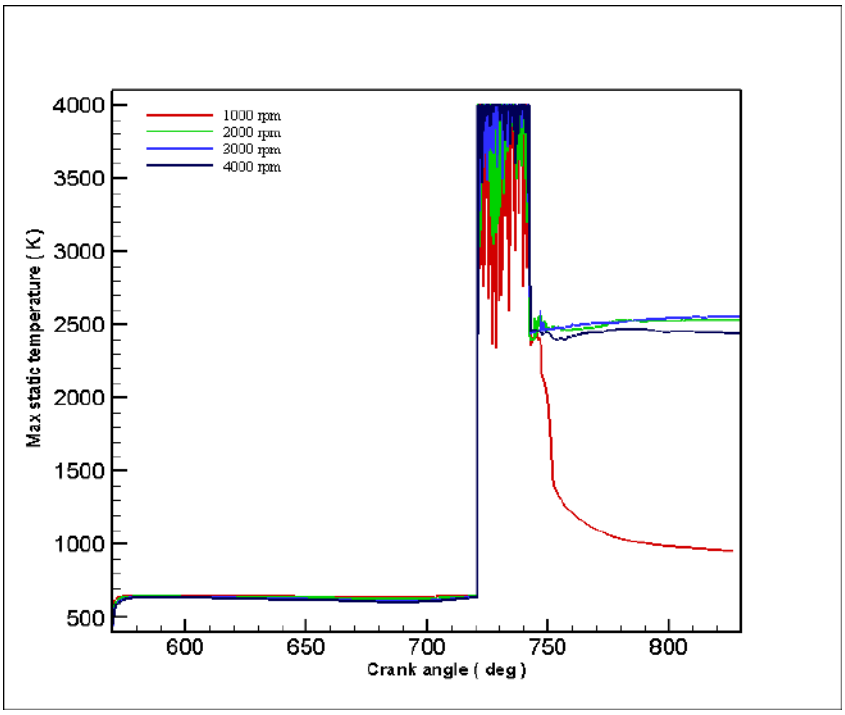


Fig. IV.29 Température statique maximale en fonction de degree de vilbreuquin

La figure IV.30 montre que la variation de l'énergie cinétique de turbulence moyenne pour différentes vitesses de vilbreuquin. Au cours de la phase initiale, la valeur d'energie cinétique est augmenter, au moment de démarage de la phase détente énergie cinétique est plus élevé, on remarque aussi l'augmentation du rpm entraîne une augmentation des valeurs de l'énergie cinétique de turbulence.

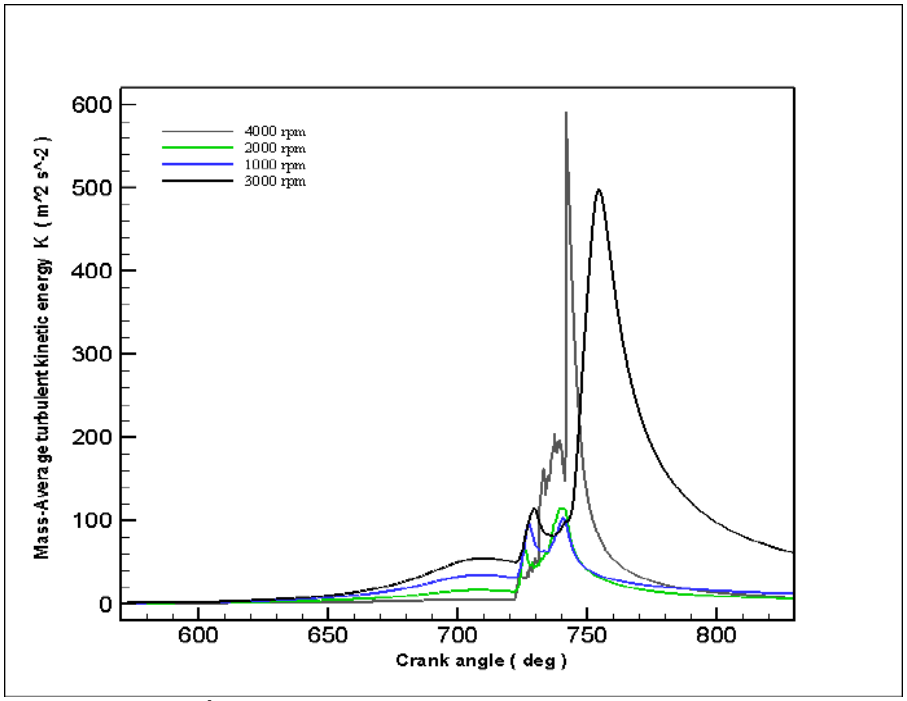


Fig. IV.30 Énergie cinétique turbulente moyenne en masse

La figure IV.31 montre l'effet des variations de la valeur du Taux de libération de chaleur apparent pour quatres vitesses du moteur: 1000, 2000,3000 et 4000 rpm sur chambre pour les opérations de hydrogene, On constate que la valeur la plus élevée est obtenue à 720° à 745° deg pour les quatre cas.

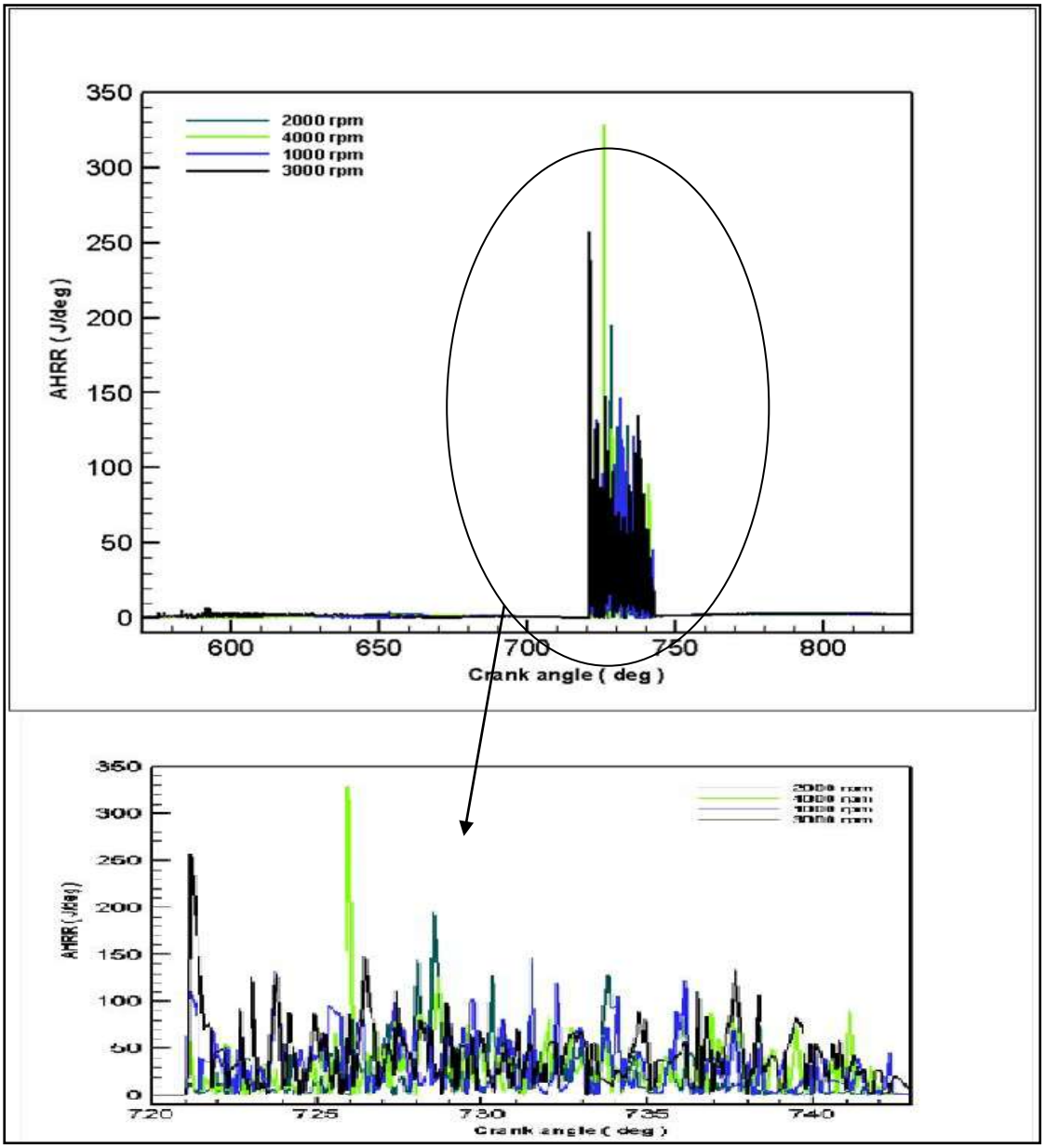


Fig. IV.31 Taux de libération de chaleur apparentsur chambre de fluid en fonction de degree de vilbreuquin

On observe que le tourbillon diminue progressivement a partir de la course de compression. Le taux maximal de remuement est atteint autour de 750° d'angle de vilebrequin en particulier a 4000 tr/min, comme on le voit sur Fig. IV.32.

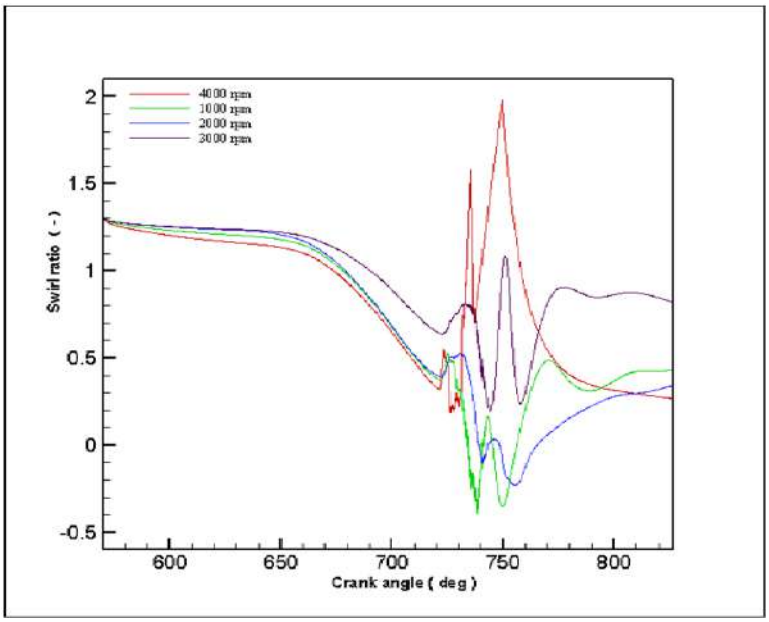


Fig. IV.32 rapport de tourbillon en fonction de degree de vilbreuquin

Le graphique sur la Fig. IV.33 montre le rapport de chute et sa variation dans le cylindre du moteur, les valeurs pour tous les cas est diminue au debut de la course et trés varie au moment d'injection, surtout à 4000 rpm et diminue à basse vitesse.

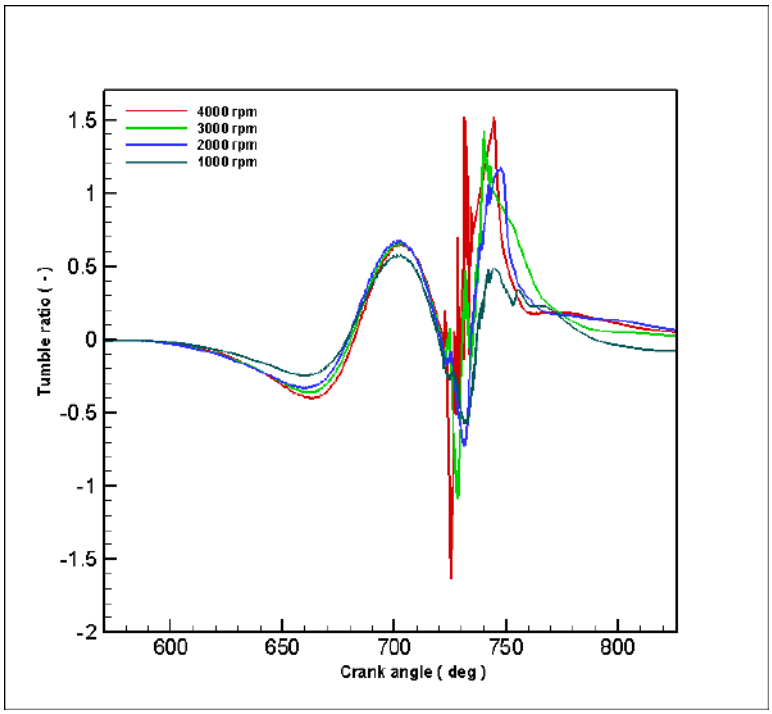


Fig. IV.33 rapport de chute en fonction de degree de vilbreuquin

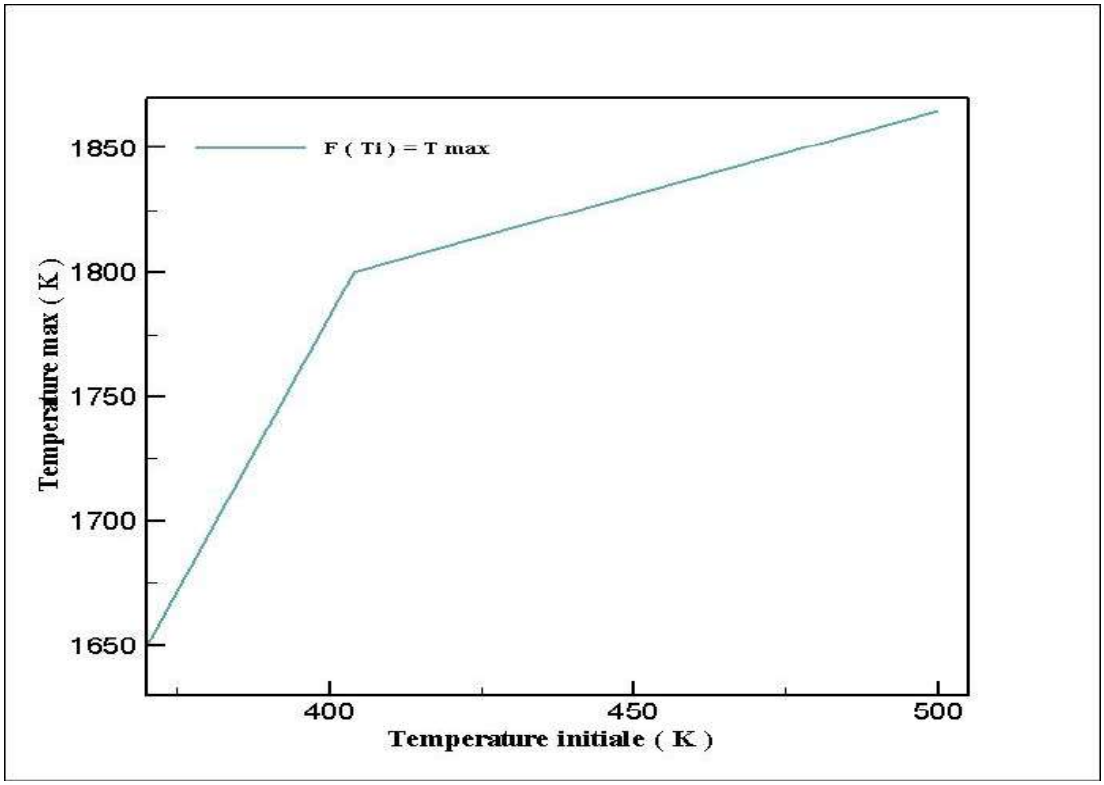


Fig. IV.34 temperature max en fonction de temperature initiale

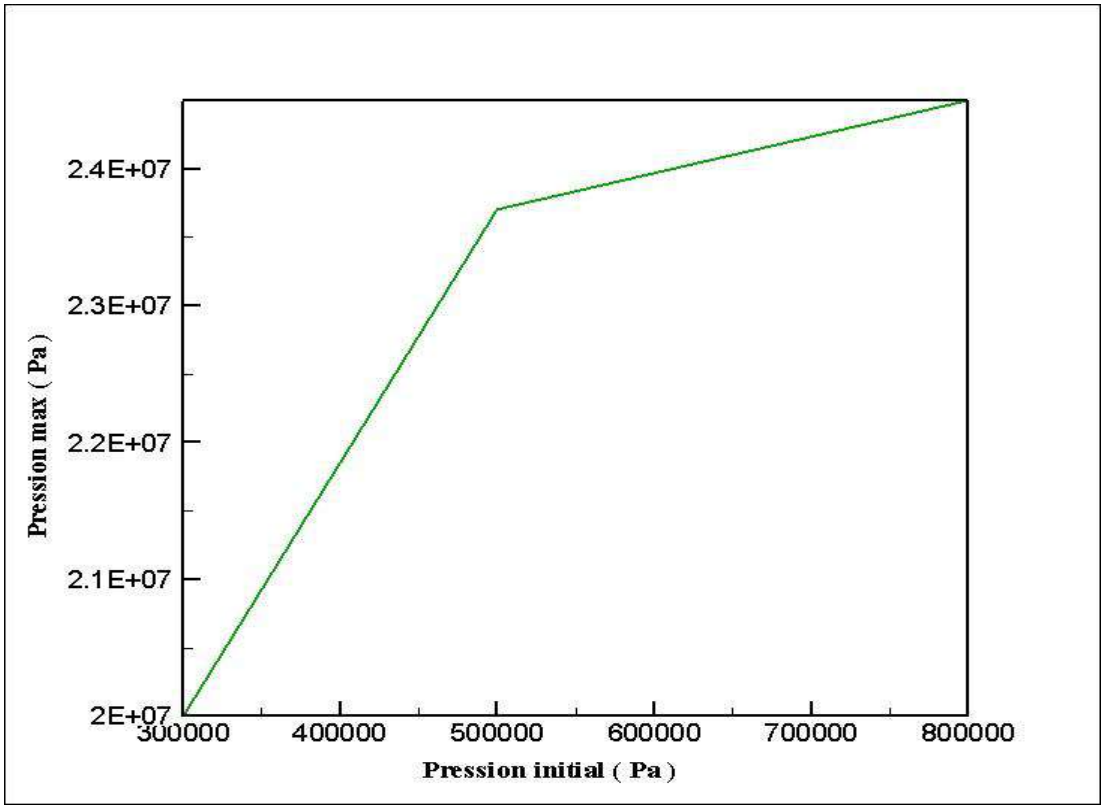


Fig. IV.35 Pression max en fonction de pression initiale

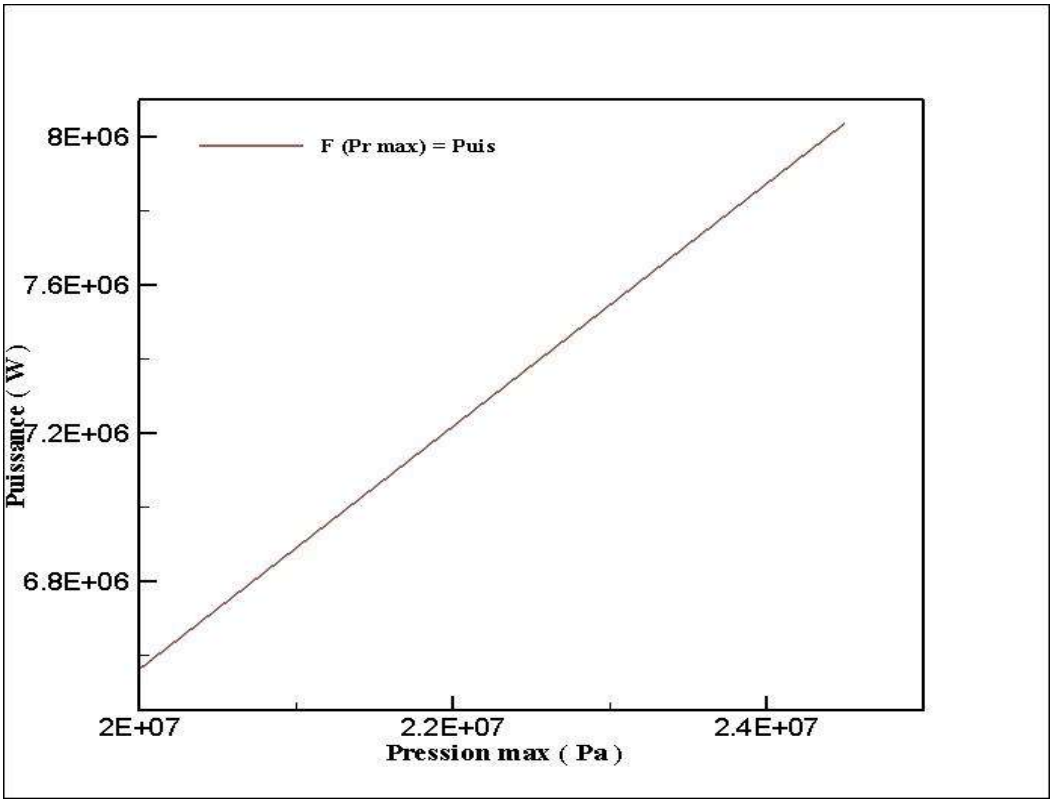


Fig. IV.36 Puissance en fonction de pression max

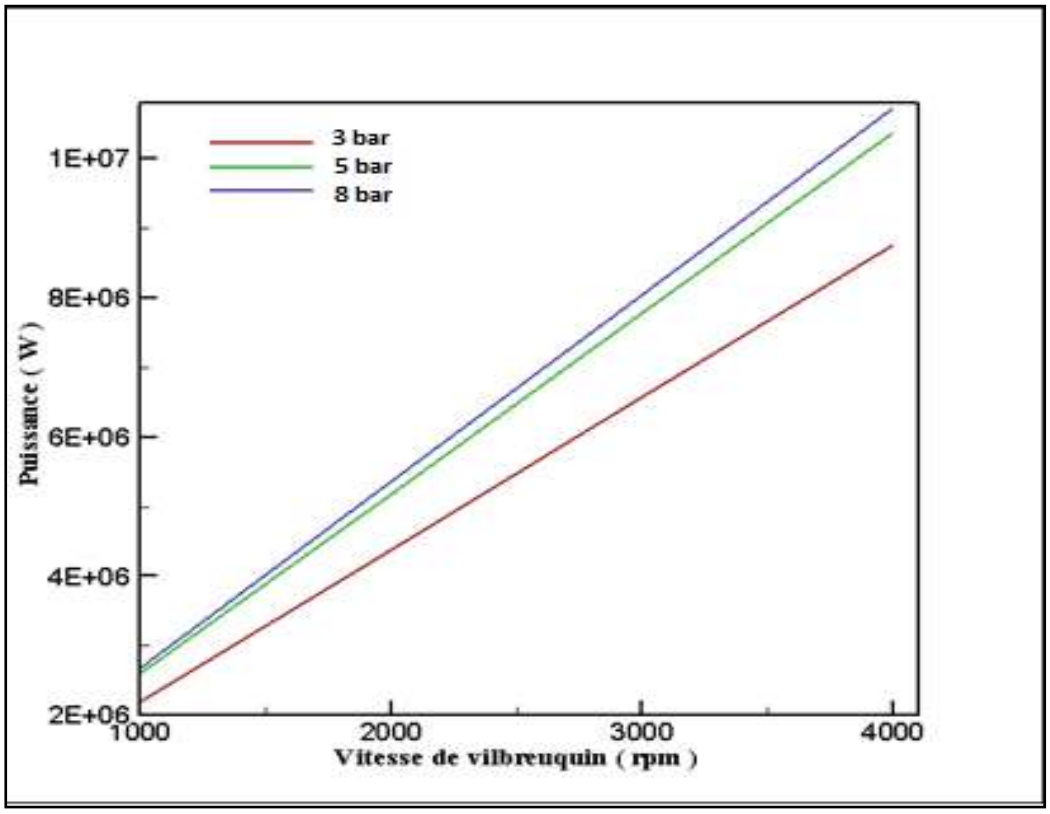
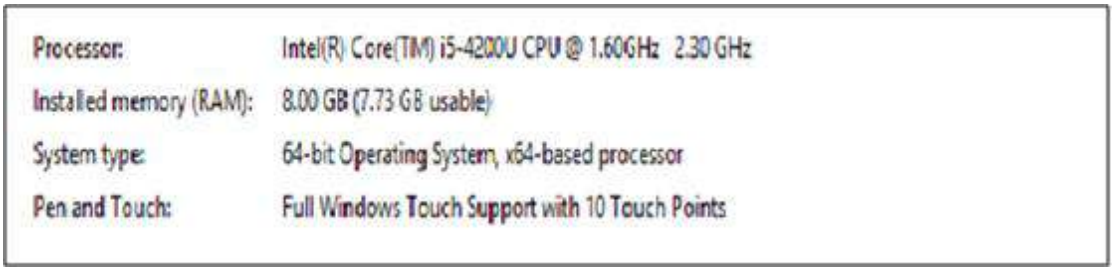


Fig. IV.36 Puissance en fonction de la vitesse de vilebreuquin

Remarque



Pour faire cette simulation, nous avons besoind'un PC au moins 8 GO de RAM et un processur I5.

Fig. IV.34 Properieté d'un PC utilisé pour faire les simulation

- la solution de chaque simulation peut prendre environ 92 heures.
- Volume des fichiers obtenus pour chaque simulationest d'environ 4 GO.

CONCLUSION GENERALE

Le présent travail a comme but d'étudier la faisabilité d'utilisation de l'hydrogène comme carburant dans un moteur à combustion interne. On a utilisé le code ICE **ANSYS Fluent** lors des simulations numériques menées lors de cette étude. Au cours de cette simulation, on a utilisé le modèle k-ε avec un mécanisme de réaction réduit.

Pour cela, on a traité plusieurs cas de combustion de l'hydrogène dans une chambre de combustion (secteur à 60°) avec un grand nombre des nœuds (547573) et un nombre des itérations pouvant atteindre 31000 pour voir les effets d'un certaines variables : température initiale, pression initiale, vitesse de vilebrequin. On a pu déterminer les performances du moteur à combustion interne à hydrogène.

On a constaté que l'augmentation dans la pression d'admission (qui peut aller jusqu'à 8 bar) ou de la température d'admission (allant jusqu'à 500°K) améliore nettement la puissance développée par le moteur et peut donner une puissance d'environ 8 MW. La pression moyenne effective du moteur s'améliore aussi et peut atteindre 24 bars, ce qui peut engendrer une forme de détente suffisante pour provoquer le mécanisme cinématique du moteur et supporter les charges dynamiques imposées. Avec les conditions testées, on a pu atteindre une température maximale moyenne de l'ordre de 1850°K qui est très comparable aux valeurs des moteurs à combustion interne utilisant les fuels conventionnels.

Ceci montre clairement la faisabilité d'utiliser l'hydrogène comme fuel dans un moteur à combustion interne. Toute fois, il faut compléter cette étude par un calcul tenant compte des conditions de stockage de l'hydrogène dans le réservoir de carburant.

D'autre part, on propose de tester les autres modèles de combustion que ICE Ansys propose pour tester la qualité de la simulation et améliorer ainsi les résultats souhaités.

Notation	Signification	Unité
Cp	Chaleur spécifique (pression constante)	$(J.Kg^{-1}.K^{-1})$
Cv	Chaleur spécifique (volume constant)	$(J.Kg^{-1}.K^{-1})$
C	Coefficient de perte massique de Ferguson	(%)
D	Diamètre	(m)
F	Force	(N)
g	Accélération gravitationnelle	$(m.s^{-2})$
h	Enthalpies pécifique	(KJ/Kg)
h	Coefficient de transfert de chaleur	$(W /m^2 \cdot K)$
H	Enthalpie totale	(J)
m	Masse	(kg)
ṁ	Débit massique	(Kg/s)
M	Nombre de Mach	(--)
P	Pression	(Pa)
Q	Quantité de chaleur	(J)
R	Constante des gaz parfaits	$(J\ mol^{-1}K^{-1})$
s	Entropie	(J/K)
T	Température	(°K)
u	Énergie interne spécifique	(J)
U	Énergie interne totale	(J)
V	Vitesse	(m/s)
V	Volume spécifique	(m^3/kg)
V	Volume	(m^3)

ω	Vitesse angulaire	($rad.s^{-1}$)
ρ	Densité	($Kg.m^{-3}$)
μ	Viscosité de l'air	($kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$)
f	Coefficient de frottement	(--)
τ	Contrainte cisaillement	($N.m^{-2}$)
ε	Taux de dissipation de l'énergie cinétique turbulent	($m^2.s^{-3}$)
Z	Fraction de mélange	(--)

Référence

[1] The Gas Engine by Dugald Clerk, Feb 1914 page 69 Published by J. Wiley & sons in New York .

[2] John B. Heywood, 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1st ed. New York: Mc Graw-Hill.

[3] J. Warnatz, Ulrich Maas, Robert W. Dibble, 2006. Combustion. 4th ed. Berlin: Springer.

[4] Günter P. Merker, Christian Schwarz, Gunnar Stiesch, Frank Otto, 2006. Simulating Combustion. 1st ed. Berlin: Springer.

[5]http://www.motoculture-jardin.com/mecanique/fonctionnement-moteur-thermique.php

[6] P. Sovanna. Moteurs thermiques : moteurs à cycle deux temps, 2004

[7] ALLICHE Mounir , Mohamed BOUKHELEF , Abdallah BENAROUS. Etude numerique de l'influence des conditions d'injection sur le comportement d'une flamme de diffusion d'hydrogene(2015).

[8] Ono, Katsutoshi (January 2015). "Fundamental Theories on a Combined Energy Cycle of an Electrostatic Induction Hydrogen Electrolytic Cell and Fuel Cell to Produce Fully Sustainable Hydrogen Energy.". Electrical Engineering in Japan. 190 (2): 1–9. doi:10.1002/eej.22673.

[9] article AMROUCHE Fethia, Les Moteurs à Combustion Interne à l'Hydrogène N° 19 2011; 6 mai 2011.

[10] Fiche 7.1 . Révision février 2015 Source : INERIS AFHYPAC

[11] C.M. White, R.R. Steeper and A.E. Lutz. The hydrogen-fueled internal combustion engine: atechnical review. International Journal of Hydrogen Energy, 2006; Vol. 31(10): pp. 1292-1305.

[12] X. Tang, D.M. Kabat, R.J. Natkin, W.F. Stockhausen and J. Heffel. Ford P2000 hydrogen engine dynamometer development SAE Technical Paper No. 2002-01-0242, 2002.

[13] H. Akagawa, H. Ishida, O. Sinnosuke, E. Hidenor and J. Sugimura. Development of hydrogen injection clean engine, in 15t h World Hydrogen Energy Conference (WHEC). 2004. Yokohama, Japan.

[14] B.R. Guthrie. Hydrogen G-cycle rotary internal combustion engine, in United States Patent No. US2008/0247897 Al , US2008/0247897 Al : 2008.

[15] IFP Energie nouvelle.

[16] Tang, X., et al. Ford P2000 hydrogen engine dynamometer development. SAE Technical Paper No. 2002-01-0242, 2002

[17]Zhou, L., et al. Backfire prediction in a manifold injection hydrogen internal combustion engine. International Journal of Hydrogen Energy, TMS07: Symposium on Materials in Clean Power Systems, 2008; Vol. 33(14): pp. 3847-3855

[18] Theil, W. and K. Hartmann. Equations and methods for testing hydrogen fuel consumption usingexhaust Emissions. SAE Technical Paper No.2008-01-1036, 2008: pp. 1-9.

[19] PRIOR Andrew, Jaaskelainen Hannu, Walsh Janette «NOx emission study:An investigation of water-based emission control technologies». Fleetway inc. October 2005.

[20] Université du Québec à Trois-Rivières "marc lefebvre" "simulation numérique d'un moteur à combustion interne fonctionnant à l'hydrogène et tests expérimentaux" octobre 2007

[21]. FERGUSON C.R. 1986. Internal combustion engine, New York, Wiley.

[22] STONE, Richard. 1999 Introduction to internal combustion engines, third edition,

[23]. FAGELSON J.J., McLean W.J. 1978. «Performance and NOx emissions of spark ignited combustion engines using alternative fuels-quasi one dimensional modeling», Combustion science and technology, vol. 18, p. 47-57.

[24] WINTERBONE D.E. 1997. Advanced thermodynamics for engineers, New York, John Wiley & Sons ine. 378 p.

[25] TURNS Stephen R 2000. An introduction to combustion, McGraw-Hill Boston, Toronto, 676 p.

[26] BENSON RS., Annand W.J.D and Baruah P.e. 1975. «A simulation model including intake and exhaust system for a single cylinder four stroke cycle spark ignition engine», international journal of mechanical sciences, vol. 17, no. 2, p. 97-123.

[27] OLIKARA Cherian and Borman Gary L. «A computer program for calculating properties of equilibrium combustion products with sorne applications to I.e. Engines», SAE, paper 750468.

[28] CAMPBELL Ashley S. 1979. Thermodynamic analysis of combustion engines, Robert E. Krieger publishing company, Florida, 366 p.

[29] HORLOCK and Winter bone. 1982. The thermodynamics and gaz dynamics of internal combustion engine, vol. 1 et 2, Oxford science publication.

[30] AL-JANABI and AI-Baghdadi, 2003. «A prediction study of a spark ignition supercharged hydrogen engine», Energy conversion and management, vol. 44, p. 3143-3150.