

الجمهورية الجزائرية الديمقراطية الشعبية
République Algérienne Démocratique et Populaire
وزارة التعليم العالي و البحث العلمي
Ministère de l'enseignement Supérieur et de la Recherche scientifique



Université Mohamed Kheider Biskra
Faculté des Sciences et de la Technologie
Département de Génie Mécanique
Filière : Génie Mécanique
Option : Conceptions mécanique et productique

Réf :

Mémoire de fin d'Etudes
En vue de l'obtention du diplôme de :

MASTRE

Thème

Etude de la répartition de la température ainsi que son influence sur les organes constituant la chambre de combustion d'un moteur diesel

Présenté par:

AISSAOUI Issam

Proposé et dirigé par :

Mr :BEN ARFAOUI Arfaoui

Promotion : Juin 2017

Remerciement

louange à dieu qui m'a donne la force et le courage d' entreprendre et d'achever ce
modeste travail

je tiens en premier à exprimer ma grande gratitude envers mon encadreur **Mr .Arfaoui Ben Arfaoui** , qui m'a apportés son aide et conseils pour l'accomplissent et le suivit de ce travail

j'ai l' honneur d' exprimer mes remerciement a tout les personnel de génie mécanique en
particulier

je remercie également membres de jury qui m'ont fait l'honneur de bien vouloir examiner
travail

je tiens à remercie tous enseignants de département génie mécanique de Biskra et tous le
corps administratif

je remercie tous ceux qui m'ont aidé de loin ou de prés a la réalisation de mon projet en
particulier **Dr : belgar**

Dédicace

je dédié ce lapidaire travail

A mes très chers parents qui 'ont guide durant les moment les plus pénible de ce long chemin , ma mère qui a été a mes cotés et ma soutenu durant toute ma vie , et mon père qui a sacrifie toute sa vie afin de me voir devenir, ce que je suis merci mes parent , ma fiancée samah

A mes très chers frères et sœurs

A toutes ma famille Aïssaoui sans exception

A tous mes amis et les gens qui je connais se prés et de loin

A tous mes collègues à département de génie mécanique

en fin , je remercie Mr: Arfaoui Ben Arfaoui

Merci à tous

Aïssaoui Issam

Sommaire

Dédicace

Remerciement

Table des figures

Nomenclatures

Introduction générale 1

Chapitre I : la combustions à moteurs diesel

I.1 Introduction 3

I.2 Généralité sur la combustion..... 3

I.2.1) Qu'est-ce une combustion 3

I.2.2) La combustion diesel dans la chambre..... 4

I.2.3) Processus de combustion..... 5

I.2.4) Compression de l'air..... 6

I.2)- Analyse de la combustion..... 6

I.2.1)- Le délai d'inflammation..... 6

I.2.2)-Délai physique..... 6

I.2.3)- Délai chimique..... 6

I.2.4)-Propagation de la flamme..... 6

I.2.5)- Combustion principale..... 7

I.2.6)- Post combustion ou combustion diffusante..... 7

I.3)- Contrôle de la combustion..... 8

I.3.1)- Cycles thermodynamique..... 8

I.3.2)-Les différentes phases de la combustion..... 9

I.3.3)- Principe revendiqué par Rudolf Diesel..... 10

I.4)-Les combustibles.....	13
I.4.1)-Définition.....	13
I.4.2)- indice de cétane.....	13
I.4.3)- indice d’octane.....	13
I.4.4)- le pouvoir calorifique inférieur du combustible.....	14
I.4.5)- La composition élémentaire du combustible liquide.....	14
I.4.6)- La quantité d'air stœchiométrique.....	14
I.4.7)-La quantité et la composition du fluide admis, dans le cylindre.....	15
I.4.8)- La quantité et la composition des produits de combustion.....	16
I.4.9)-Le coefficient des gaz résiduels.....	18
Chapitre II : Etude Thermodynamique	
II .1 Etude Thermodynamique	19
II.1.1 Le choix des valeurs caractérisant du moteur	19.
II.1.2 Données relatives au moteur F4L912.....	19
II.1.3. Établissement du diagramme réel d’un moteur à quatre temps	20
II.1.3.1 Admission	21
II.1.3.2 Compression.....	26
II.1.3.3 Combustion et détente.....	27
II.1.3.4 Echappement.....	33
Chapitre III : Étude les processus et détermine paramètre de transfert thermique	
Dans la chambre de combustion.....	38
III.1) Généralités sur le processus transfert thermique.....	38
III.1.1) Chaleur et transfert.....	38
III.1.2) Les modes de transfert thermique.....	38
III.1.2.1) Phénomène de convection.....	39
III.1.2.2) Conduction.....	39
III.1.2.3) Rayonnement.....	40
III.2) Les charges thermiques (flux de chaleur).....	41

III.3) Situation thermique du piston	42
III.3.1) Flux entrant.....	42
III.3.2) Flux sortant.....	44
III.4) Récapitulation des données	44
III.4.1) Matériau du piston FL 912 (AISI12CuMgNi).....	44
III.4.2) Conductivité des matériaux du piston FL912.....	45
III.4.3) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion	45
III.4.4) température des gaz.....	46
III.4.5) La température résultante.....	46
III.4.6) Coefficient de transfert de chaleur	46
III.5.1) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion.....	50
III.5.2) Caractéristiques du phénomène de turbulence.....	50
III.6) calcul la température a surface de piston.....	51

Chapitre IV: Simulation thermique à piston avec ANSYS FLUENT

IV.1 Introduction	54
IV.1.1 ANSYS FLUENT.....	54
IV.1.2 Les volumes finies.....	54
IV.1.2.3 les Avantages.....	54
IV.2 Simulation avec ANSYS FLUENT.....	55
IV.2.1 choisir système d'analyse.....	55
IV.2.2 Dessinez La Géométrie	56
IV.2.2.1. les paramètre de géométrie.....	56
IV.2.3 Choix du matériau.....	57
IV.2.3.1 Propriétés Du Matériau.....	57
IV.2.4 Information sur le maillage.....	58

IV.2.5	Chargements thermique (les conditions aux limites).....	60
IV.2.6	Présentation de résultats	62
IV.2.6.1	La température au sien du piston	62
IV. 2.6.2	La Flux De Chaleur Totale.....	63
IV.3)	les informations sur les résultats	64
IV.3.1	Informations sur la solution > Température.....	64
IV.3.2	Informations sur la solution > Flux de chaleur total.....	66
IV.3.3	Informations sur la solution >sonde de réaction	67

liste des figures

Chapitre I

Figure1.1 différences sorties de chambre de combustion caractéristique du moteur diesel à injection directe après Heywood.....	2
Figure1.2 dégagement de chaleur en fonction de temps après le débit de l'injection. Effet de la variation de la température initiale de l'air	3
Figure1.3 :Chronologie de la combustion	5
Figure1.4 :diagramme Eichelberg de diverse Types de cycle.....	7
Figure1.5 :diagramme de Clapeyron des divers types de cycle	
Figure 1.6 : Diagrammes de Clapeyron des divers types de cycle	
Figure 1.7 : Diagramme de Clapeyron comparant les cycles théoriques au cycle réel	
Figure1.8 :le diagramme des quantités brulées.....	10

Chapitre II

Figure 2.1 la courbe d'admission	1
Figure 2.2 :la courbe de compression.....	17
Fig.3.3 la courbe de la détente.....	17

Chapitre III

Figure 3.1 Evolution thermique dans la chambre de combustion.....	39
Figure 3.2 : (a, b)représentationdes températures à l'intérieurdu piston	40
Figure 3.3 piston FL 912.....	43
Figure: 3.4 piston de FL912 en coupe.....	44
Figure :3.5 dimension du piston.....	44
Figure :3.6 les charge thermique sur la tête du piston FL912.....	45
Figure 3.8 les charge thermiques sur la tête du piston.....	46

Chapitre IV

figure 4.1 choix de l'étude.....	50
figure 4.2 La géométrie du piston.....	51

Figure 4.3 maillage du piston.....	54
figure 4.4 Détail de Température.....	55
figure 4.5 choisir les surface qui applique la température.....	56
figure 4.6 Détail de convection.....	56
figure 4.7 choisir les surface qui applique la convection.....	57
figure 4.8 Distribution thermique dans la piston.....	57
figure 4.9 les ligne des isothermes thermique au sien du piston en (c°).....	58
Figure 4.10 Distribution de flux de chaleur totale.....	59
figure 4.11 les ligne des isothermes qui représenté flux de chaleur sien du piston.....	59
figure 4.12 diagramme de température max et min a surface de piston.....	60
figure 4.13 diagramme de flux de chaleur ,max et min.....	62
figure 4.14 diagramme de sonde réaction a surface de piston par watt.....	63

Liste des tableaux

Tableau 1 II.1

Tableau 2 II.2

Tableau 3 II.3

Tableau 4 II.4

Tableau 5 les paramètre de géométrie

Tableau 6 Choix du matériau

Tableau 7 Propriétés Du Matériau

Tableau 8 Information sur le maillage

Tableau 9 Chargements thermique

Tableau 10 Informations sur la solution > Température

Tableau 11 tableau de Solution > Température max ; min

Tableau 13 Solution (A6) > Flux de chaleur total ;max et min

Tableau 14 Solution (A6) > Sondes de réaction

Nomenclatures

Lettres latines :

P_0	[MPa]	Pression ambiante
T_0	[°C]	Température ambiante
P_r	[MPa]	Pression des gaz résiduels
T_r	[°C]	Température des gaz résiduels
n_1	[-]	L'exposant poly tropique Phase de compression
n_2	[-]	L'exposant poly tropique Phase de détente
ΔT	[°C]	Augmentation de température du fluide moteur admis par le Contact avec les parois
T_a	[°C]	Température de fin d'admission
T_z	[°C]	La température maximale
P_a	[MPa]	Pression atmosphérique
m	[-]	L'exposant poly tropique de la détente des gaz résiduels pendant la Phase d'admission
M_0	[Mole /Kg]	La quantité théorique de l'air
M_1	[Mole /Kg]	La quantité réelle de l'air admise dans le cylindre
M_2	[Mole /Kg]	La quantité de gaz brûlé
ΔM	[Mole /Kg]	Variation du volume après la combustion
V_0	[L]	Le volume occupé par l'air aspiré
V_h	[L]	La cylindrée unitaire de moteur
C_p	[-]	La chaleur spécifique de la bielle manivelle
C_p'	[-]	La chaleur spécifique du mélange (air +gaz résiduelles)
C_p''	[-]	La chaleur spécifique des gaz résiduels.
Q	[-]	La quantité de chaleur transférée

Q_h [J/K Mole] Le pouvoir calorifique du combustible

U [J/K Mole] L'énergie interne d'un K Mole

R [mm] Rayon de la manivelle

Symboles grecs :

α [-] Coefficient de l'excès d'air

β_0 [-] Coefficient de variation du volume après la combustion

β [-] Coefficient de variation réelle

β_z [-] Coefficient de variation au point Z

ε [-] Taux de compression

η_v [-] Coefficient d'admission (de remplissage)

γ_r [-] Coefficient de gaz résiduels

ξ [-] Rapport volumétrique (compression)

ξ_z [-] Coefficient d'utilisation de la chaleur au point Z

ξ_b [-] Coefficient d'utilisation de la chaleur au point B

λ [-] Coefficient de construction de la bielle

λ_1 [-] Coefficient d'admission supplémentaire

λ_2 [-] Coefficient de balayage de chambre de combustion

λ_t [-] Coefficient de correction de la chaleur spécifique

Pci Pouvoir calorifique inférieure

Acronymes et abréviations

PMH [-] point mort haut

PMB [-] point mort bas

ALSi12cuMgNi alliage d'Aluminium; silicium; cuivre; Magnésium; Nicol

symbole mathématique

Sp	(cm ²)	espace de surface de tête de piston
Ein	(w/m ²)	flux entrant
Eg	(w/m ²)	flux généré par une source interne
Eout	(w/m ²)	Flux sortant
h	(cal/cm ² .c°)	coefficient de convection
Tg	(c°)	température de gaz de combustion
k	(w/k)	conductivité thermique
q	(w/m)	flux de chaleur
Ax	(m ²)	la section de l' élément suivant l'axe (ox)
Ay	(m ²)	la section de l' élément suivant l'axe (oy)
Az	(m ²)	la section de l' élément suivant l'axe (oz)

INTRODUCTION GENERALE

L'énergie dégagé par la combustion dans un cylindre moteur a pour effet de déplacer les pièces mobiles et d'en déformer les structures, qu'elles soient fixes ou mobiles. la plus vulnérable de ces pièces et la plus exposée à cette énergie , c'est le piston, car il est chargé de transmettre les intenses efforts correspondant ,par conséquent , sa structure sera le siège des contraintes mécanique et thermique élevées , les contrainte mécanique sont dues essentiellement à la pression engendrée par la combustion de mélange carburé , par contre les contrainte thermique sont dues au flux thermique dégagé par cette combustion .

En générale , la détermination de la répartition des contraintes thermique au sein des structures reste tributaire à la détermination de la répartition de la température c'est-a-dire les isothermes à l'intérieur de celle-ci . Tenant copte de la complexité des formes géométrique ainsi que l'hétérogénéité du martiaux , les températures internes ne pavent être déterminées que grâce à des méthodes numériques avancées.

Une simulation numérique par logiciel ANSYS FLUENT, offre un outil puissant et souple capable de détermine , tracer et analyser les isothermes quelque soit la forme géométrique de l'élément ou le chargement ainsi que l'hétérogénéité de son martiaux

Il permet grâce à sa souplesse qui est la discrétisation ainsi qu'aux techniques de calcul informatise de procède a des études et des analysées structurales très poussées etc. dans champ d'utilisation très réduit.

Notre travail, consiste en l'application du logiciel ansys fluent pour la détermination des isothermes ausien de la tété de piston du moteur diesel

Chapitre I : Dans ce chapitre nous allons présenter la combustion diesel d'une façon générale et une étude générale sur la combustion et combustible

Chapitre II : Dans lequel on détermine la température maximale de cycle T_z après une étude thermodynamique

Chapitre III : Dans ce chapitre nous allons Étude les processus et détermine paramètre de transfert thermique Dans la chambre de combustion

Chapitre IV : Présentation du programme ansys fluent ,programme qui détermine les température à l'intérieur du piston(les isotherme) dont la forme géométriques thermique , et discussions des résultats .

Chapitre 1 : La combustion à moteurs diesel

Introduction

La combustion est à l'origine de la force motrice d'un moteur, c'est à travers d'elle que l'énergie contenue dans le carburant se libère. Les performances d'un moteur à combustion interne dépendent intrinsèquement de la capacité à générer cette réaction au bon moment et dans les meilleures conditions ; puis de canaliser la puissance qui en dérive. La caractéristique principale de la combustion dans un moteur à allumage par compression, ce qui fait aussi l'originalité du brevet de Rudolf Diesel, réside en l'introduction du carburant à l'état liquide dans le cylindre rempli d'air chaud fortement comprimé. Selon ce mode opératoire, la combustion revêt un caractère assez complexe. Pour extraire les principaux mécanismes qui la contrôlent, la définition phénoménologique proposée selon [1] est un point de départ

On peut définir la combustion comme étant un ensemble de réactions chimiques, Généralement de type bien spécifique, constituant globalement une oxydation et donc (fortement) exothermique pouvant entrer en interaction avec certains phénomènes physiques, se manifestant ainsi comme des phénomènes mixtes ou régimes de combustion.

I.1) Généralité sur la combustion

I.1.1) Qu'est-ce une combustion

La combustion est l'ensemble des phénomènes physique chimique thermodynamique qui accompagnent la combustion d'un carburant avec l'oxygène la combustion d'un mélange carburé n'est jamais instantanée, elle se propage dans toute la masse gazeuse à une vitesse variable, l'étude de la combustion permet de préciser un certain nombre de résultats bien déterminer.[2]

La température d'inflammation du mélange carburé varie avec le carburant donné les proportions du mélange La vitesse d'inflammation peut atteindre, sous certaines pressions une valeur particulièrement élevée, dite «régime de détonation» pour cela certains corps « antidétonants» sont mélangés à l'essence afin de retarder l'apparition du régime de détonation, cette vitesse dépend du carburant utilisé, des proportions du mélange, de la forme de la culasse et de l'allumage.

Pour réaliser une combustion complète d' 1 g de carburant conventionnel (essence ou gazole), il faut, en théorie, environ 14,6 g d'air, ce mélange idéal est appelé mélange stœchiométrique.

Les moteurs Diesel fonctionnent avec un excès d'air, le gazole est injecté sous pression dans une masse d'air préalablement comprimée, la combustion est initiée par auto-inflammation (allumage par compression), la combustion est dite stratifiée ou hétérogène car elle a lieu dans un milieu constitué à la fois de zones très riches en carburant (situées notamment près du nez d'injecteur) et de zones très pauvres, voire sans carburant (près de la paroi du cylindre) [2].

1.1.2) La combustion diesel dans la chambre

La figure (1.1) représente de façon schématique l'intérieur de trois chambres de combustion typiques de moteur diesel à injection directe. Dans ce type de moteurs, l'air est admis à l'intérieur de la chambre de combustion et est ensuite comprimé par un piston. Proche du point mort haut (voir figure (1.1)), le carburant, en générale sous forme liquide, est injecté à grande vitesse dans la chambre où l'air est à haute pression et température. Le carburant s'atomise et s'évapore créant ainsi avec l'air dans la chambre un mélange stratifié inflammable. [2]

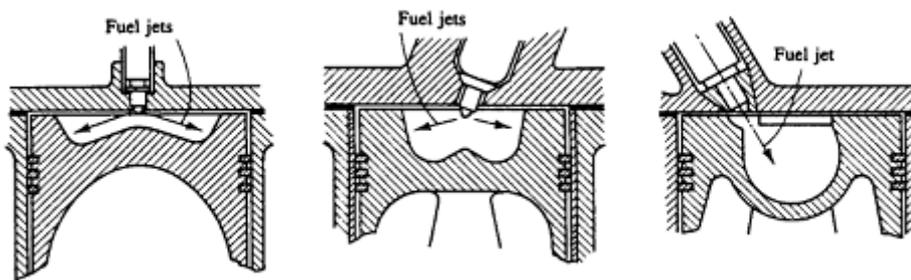


Figure 1.1 différences de chambres de combustion caractéristique du moteur diesel à injection directe après Heywood

Une partie du carburant et de l'air qui ont pu se mélanger, se trouvent dans les conditions idéales pour subir un processus d'auto-inflammation. Les principaux paramètres qui contrôlent le délai d'auto-allumage (temps entre le début de l'injection et le début de la

combustion) sont la température et la pression dans la chambre l'or de l'injection, la pression d'injection et le type de carburent utilisé. Pendant cette phase, le temps caractéristique des réactions chimiques est long par rapport au temps des mélanges entre le carburent et l'air.

Lorsque la température est suffisamment élevée, et la réaction chimique de combustion deviennent très rapide par rapport au temps caractéristique de formation des mélange d'air-carburent. La phase de combustion complètement développée débute à partir de point auto-allumage avec la propagation d'une flamme aux zones inflammable du mélange. Celui-ci est rapidement consommé avec un très fort dégagement d'énergie (figure 1.2.). Une flamme de diffusion turbulence s'établit en suite à l'interface oxydant-carburent

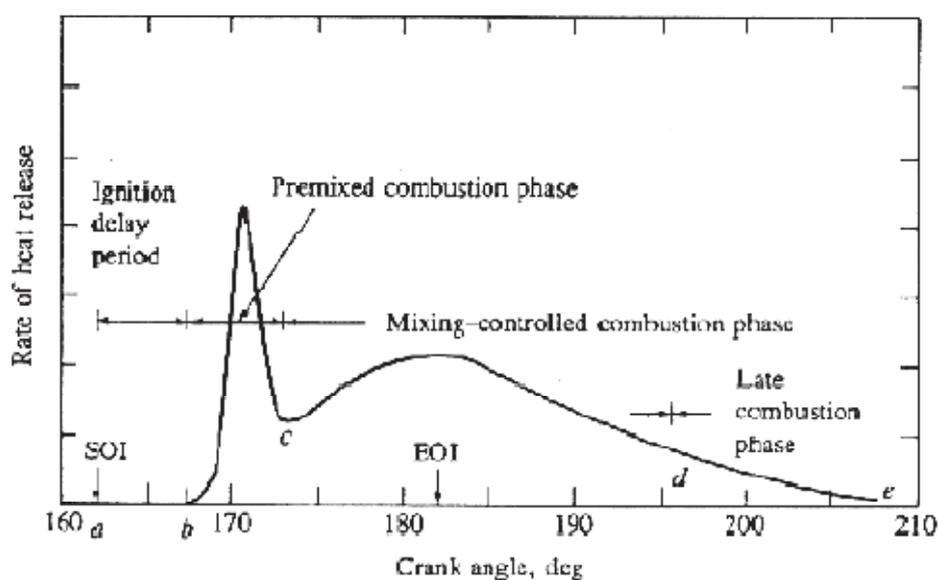


Figure 1.2 dégageant de chaleur en fonction de temps après le débit de l'injection. Effet de la variation de la température initiale de l'air. [2]

I.1.3) Processus de combustion

Dans un moteur diesel, le mélange air-combustible n'est jamais homogène car le combustible n'est injecté que vers la fin du temps de compression.

Le combustible ne peut pas s'enflammer dès que commence son introduction dans le cylindre puisqu'il doit, au préalable, emprunter à l'air comprimé dans la chambre et aux parois la chaleur qui lui est nécessaire pour atteindre sa température d'auto-inflammation.

Théoriquement il faut 20 à 22 g d'air pour brûler 1 g de gazole; en pratique, on utilise 25 à 30 g d'air, en moyenne, pour brûler 1 g de gazole.

Un excès d'air est toujours nécessaire car il permet :

- De mieux brasser l'air et le combustible.
- D'enflammer les gouttelettes non mélangées à l'air au moment de l'injection [3]

1.1.4) Compression de l'air

Le volume d'air présent dans le cylindre après le temps "aspiration" (avec un début de mouvement "tourbillonnant" selon la forme du conduit d'admission ou la présence d'un déflecteur sur la soupape d'admission) est comprimé par la montée du piston vers le PMH, cette compression engendre une montée rapide en température, qui doit atteindre au minimum 500°C pour assurer l'inflammation spontanée du mélange au moment d'injection [3].

I.2)- Analyse de la combustion

À partir du début de l'injection, quatre phases successives se déroulent [3]

I.2.1)- Le délai d'inflammation [Points A-B] (Fig.)

C'est la phase (très courte) préparatoire à la combustion, qui sépare le début de l'injection du début de l'inflammation du combustible, ce délai, lié à la nature du combustible (indice de cétane) et à certains phénomènes physiques et chimiques se décompose en :

I.2.2)-Délai physique : c'est le temps pendant lequel les fines gouttelettes de gazole s'échauffent au contact de l'air jusqu'à leur "vaporisation" (variable selon la température de l'air, la vitesse, la dimension des gouttelettes et la viscosité de combustible,...).

I.2.3)- Délai chimique : Pendant le temps qui précède l'inflammation, se réalise "oxydation" du combustible, la durée est comprise entre 0.001 et 0.002 seconde, une montée constante de la pression de compression à lieu pendant cette phase, proportionnelle à l'angle de rotation du vilebrequin (10 à 20°) [3]

I.2.4)-Propagation de la flamme [points B-C] (Fig. 1.3)

Le mélange carburant c'est formé, et le processus d'inflammation s'amorce en une multitude de points, à une vitesse extrêmement grande (présence d'un excès important d'oxygène et d'une masse de combustible pulvérisé durant le délai d'inflammation).

La vitesse de combustion (1000 à 1200 m/s) définit la montée en pression dans le cylindre et le bruit résultant de cette phase (combustion rapide ou phase incontrôlée).

I.2.5)- Combustion principale [points C-D] (Fig. 1.3)

L'injection se poursuit, le combustible continue à brûler progressivement, la vitesse de combustion diminue, tandis que la pression et la température continuent à s'élever, c'est la phase de combustion "contrôlée" (en fonction du volume de combustible injecté par degré de rotation du vilebrequin).

C'est lors de cette phase, qu'une scission des molécules du combustible (cracking) s'effectue et donne naissance à :

- Des produits gazeux et légers qui brûlent.
- Des produits plus lourds (goudronneux) plus difficiles à brûler [3]

I.2.6)- Post combustion ou combustion diffusante [points D-E] (Fig. 1.3)

La fin d'injection (fermeture de l'injecteur) se produit au point "D", mais le mélange carburant restant continue à brûler.

Les conditions sont de plus en plus défavorables :

- Raréfaction de l'oxygène.
- Volume croissant de la chambre de combustion (pression et température en baisse rapide, descente du piston vers le PMB).
- Hydrocarbures restants difficiles à brûler.

La durée de cette dernière phase est liée aux deux précédentes (une qualité de pulvérisation médiocre ou une mauvaise combustion principale vont augmenter la post combustion), la phase de post combustion doit être la plus courte possible, toute durée supplémentaire se traduit par une augmentation de la température des gaz d'échappement et une baisse de rendement [3]

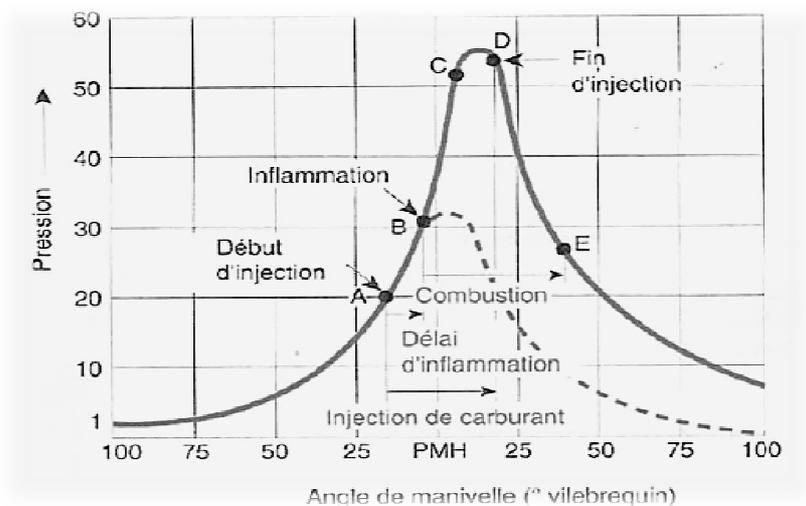


Figure 1.3 chronologie de la combustion

A-B : Délai d'inflammation.

B-C : Combustion rapide (phase incontrôlée).

C-D Combustion : principale (phase contrôlée).

D-E Post : combustion ou phase par diffusion

A : Début d'injection

B : fin d'injection

----- : courbe sans injection

I.3)- Contrôle de la combustion

Le contrôle de la combustion s'effectue selon les processus suivants

I.3.1)- Cycles thermodynamique

Comme dans tout moteur à combustion interne, l'évolution de la pression en fonction du temps, donc du volume du cylindre, dépend principalement de la cinétique de combustion et, accessoirement des pertes de chaleur par les parois du cylindre. Cette énergie de combustion, souvent appelée loi de dégagement de chaleur par les motoristes, qui résulte de l'oxydation du combustible par l'oxygène en fermé dans le cylindre, est donc particulièrement sensible aux caractéristiques du combustible, à sa diffusion dans la charge d'air ainsi qu'à la teneur en oxygène de l'air.[4]

I.3.2)-Les différentes phases de la combustion

La combustion est généralement assimilée à une phase ou à l'enchaînement de phases de :

I.3.2.1)- combustion à volume constant

Qui, si l'on fait abstraction des contraintes thermiques ou mécaniques, offre, pour un même volume de fin de compression, le meilleur rendement. Dans ce cas ,la pression et la température en fin de combustion sont particulièrement élevées ;

I.3.2.2)- combustion à pression constante

Qui, si l'on fait abstraction des contraintes thermiques, offre, pour une même pression maximale de combustion, le meilleur rendement. Pour que le rendement soit bon, il est nécessaire de choisir un rapport volumétrique décompression important ;

I.3.2.3)- combustion à température constante

Qui, si l'on fait abstraction des contraintes mécaniques, offre, pour une même température maximale de combustion, le meilleur rendement. Pour que le rendement soit bon, il est nécessaire de choisir un rapport volumétrique de compression très important qui induit une pression en début de combustion démesurée.

Les graphes présentés figures 5,6, 7, 8, 9 sont établis avec des masses d'air rapportées à la cylindrée et des rapports air/combustible identiques, ce qui entraîne l'égalité des énergies introduites par unité de masse d'air ainsi que par unité de cylindrée.[4]

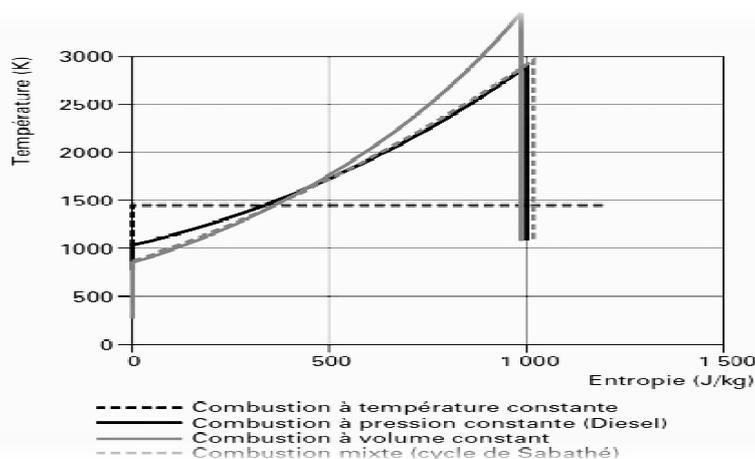


Figure1.4diagramme Eichelberg de diverse Types de cycle

I.3.3)- Principe revendiqué par Rudolf Diesel

Le principe revendiqué par Rudolf Diesel, qui consiste à porter l'air à une température suffisante pour assurer l'inflammation du combustible qui est introduit en fin de compression, conduit aux choix suivants :

I.3.3.1)-Combustion à température constante

Idee originale de Diesel, si l'on souhaite le meilleur allumage, mais le compromis entre sollicitations mécaniques et rendement condamne cette solution. On observe sur le diagramme d'Eichel berg (figure 1.4) que la combustion n'est pas terminée en fin de détente. Cette idée a donc été rapidement abandonnée ;

I.3.3.2)-Combustion à pression constante

Cycle de Diesel : afin d'obtenir le meilleur compromis entre sollicitations mécaniques et rendement. L'application pratique, mise au point par Sabathé, montre l'intérêt d'une représentation combinée de la phase de combustion dans les cycles des moteurs à pistons :

I.3.3.3)-Combustion partiellement à volume constant, puis à pression constante

Cycle de SABATHE : si l'on souhaite obtenir un bon rendement malgré une pression de fin de compression modérée. La pression maximale est alors obtenue par la part de combustion à volume constant (figure 1.6) ;

I.3.3.4)-Combustion partiellement à volume constant, puis à pression constante et ensuite à température constante

Cycle mixte, très voisin du cycle de SABATHE. Une telle représentation permet de couvrir quasiment tous les cas rencontrés en respectant assez bien la forme des cycles réels (cf. figure 7, figure 8, figure 9).

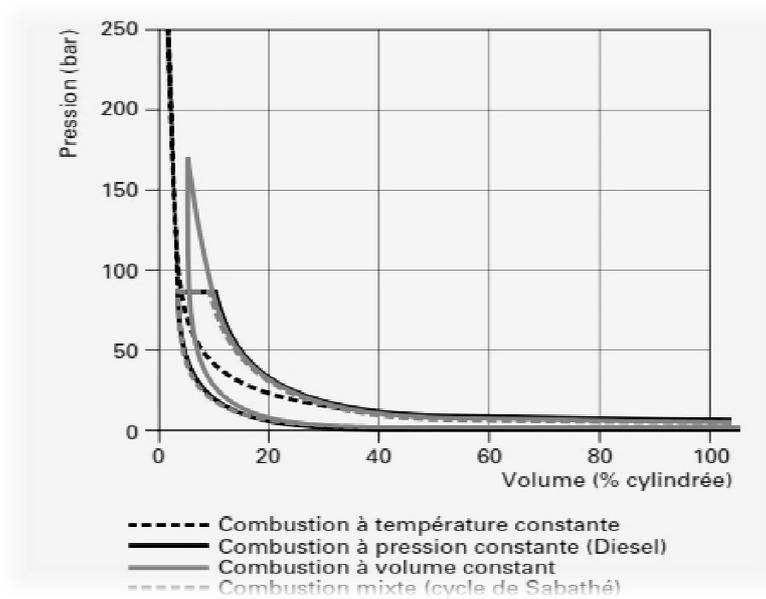


Figure 1.5 diagramme de Clapeyron des divers types de cycle

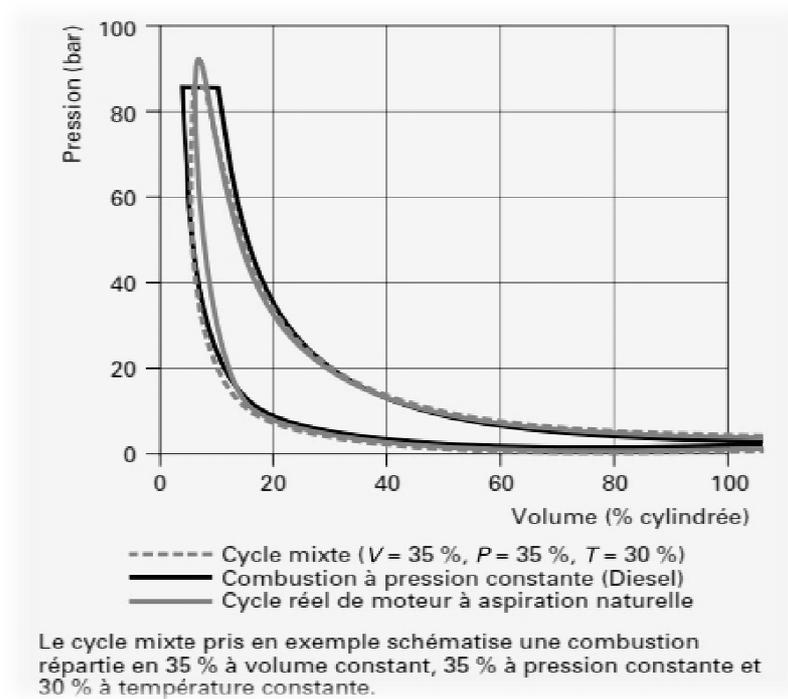


Figure 1.6 – Diagrammes de Clapeyron des divers types de cycle

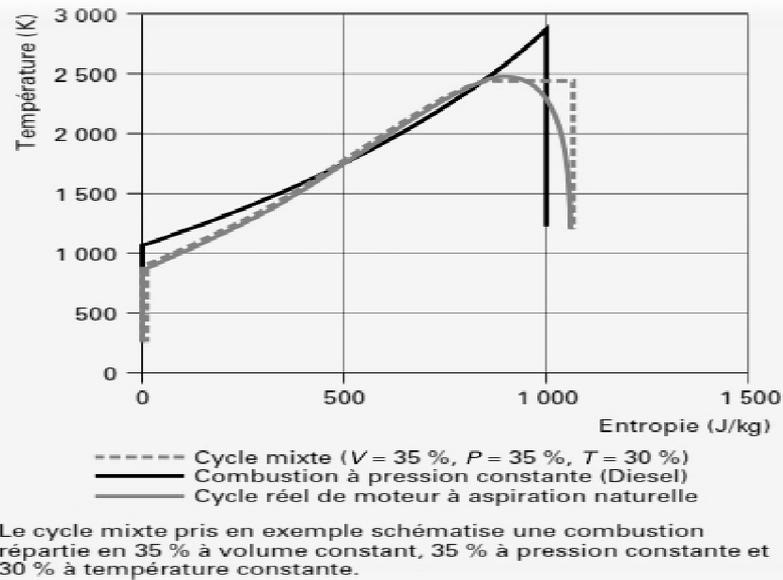


Figure 1.7 – Diagramme de Clapeyron comparant les cycles théoriques au cycle réel

Le rendement du cycle réel est donc respecté par la représentation du type cycle mixte alors que la schématisation par une pression constante oblige à augmenter la compression et donne un résultat optimiste par son meilleur rendement, mais sert d'objectif dans les travaux de développement.

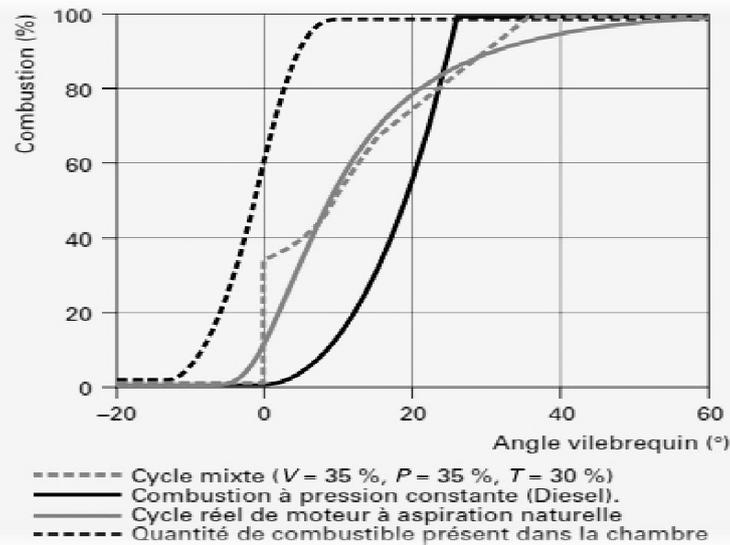


Figure 1.8 le diagramme des quantités brûlées

I.4)-Les combustibles

I.4.1)-Définition

L'énergie thermique nécessaire pour le fonctionnement du moteur, est obtenue par combustion de l'oxygène de l'air atmosphérique et du combustible. Les combustibles utilisés dans les moteurs à combustion interne sont, généralement, d'origine pétrolière. Dans les moteurs diesels, on utilise le gas-oil. Alors que dans les moteurs à essence on utilise de l'essence. Pour le déroulement normal de la combustion, le combustible doit avoir certaines propriétés physiques et chimiques. Les propriétés physiques telles que la densité et la viscosité, ont une influence sur l'introduction du combustible vers le cylindre et sur la formation du mélange. Les propriétés chimiques comme la structure et la liaison moléculaire ainsi que la rapidité d'inflammation, ont une influence sur le processus de déclenchement de la réaction chimique de la combustion.[5]

I.4.2)- indice de cétane

Les combustibles utilisés dans les moteurs diesel, sont caractérisés par l'indice de cétane, qui définit la capacité de l'auto-inflammation du combustible.

Dans les moteurs diesels, le nombre de cétane du combustible est choisi en fonction du taux de compression, de telle façon que le déclenchement de la combustion doit être assuré sur tous les régimes de fonctionnement du moteur à bas régimes, où la température et la pression dans le cylindre en fin de compression ne sont pas assez grandes.[5]

I.4.3)- indice d'octane

Les combustibles employés dans les moteurs à carburateur, sont caractérisés par un autre indice, qui est *l'indice (nombre) d'octane*. L'indice d'octane définit la capacité du combustible à l'anti-détonation.

Dans les moteurs à essence, lorsque le nombre d'octane du combustible n'est pas mis en accord avec le taux de compression du moteur, une auto-inflammation spontanée, du mélange air + combustible, provoquée par le contact de ce mélange avec les parois chaudes de la chambre de combustion, peut avoir lieu. Cette auto-inflammation est appelée *détonation*. Elle est caractérisée par un bruit métallique.

La détonation est un phénomène négatif, elle provoque la diminution de la puissance et l'augmentation de la consommation du combustible. Le fonctionnement prolongé du moteur sous ce phénomène n'est pas admissible. Elle diminue la durée de vie du moteur.

D'autant plus, le taux de compression n'est élevé d'autant plus, le nombre d'octane doit être grand.[5]

I.4.4)- le pouvoir calorifique inférieur du combustible

Le pouvoir calorifique du combustible, est la quantité de chaleur dégagée après la combustion totale d'une unité de masse ou de volume de ce combustible. Il est supérieur, lorsque la chaleur de condensation des produits de combustion est incluse. Dans le cas contraire c'est le pouvoir calorifique inférieur (P_{ci}). Dans la théorie des moteurs à combustion interne, on utilise le pouvoir calorifique inférieur puisque, les produits de combustion quittent le cylindre sans avoir la possibilité de se condenser. Leur température est nettement plus élevée de la température nécessaire pour la condensation.[5]

I.4.5)- La composition élémentaire du combustible liquide

Dans la composition élémentaire des combustibles liquides, rentre le carbone(C) l'hydrogène (H_2), l'oxygène (O_2). le soufre (S) et l'azote (N_2). Pour la commodité, dans ce qui suit, on va, d'une part, mener le raisonnement pour 1 kg de combustible liquide et d'autre part, on va désigner la teneur en masse de chaque élément dans cette quantité par le symbole chimique de cet élément, c'est à dire:

C- va représenter C kg de carbone dans 1 kg de combustible,

H- va représenter H kg d'hydrogène dans 1 kg de combustible.

O- va représenter O kg d'oxygène dans 1 kg de combustible.

Si on néglige la participation de l'azote et du soufre dans la réaction chimique de la combustion, on a donc:

$C+H+ O = 1\text{kg de combustible liquide}(1,1)$

Pour les combustibles gazeux, le raisonnement se mène de la même façon, mais pour une unité de volume de ce gaz.[5]

I.4.6)- La quantité d'air stœchiométrique m_0, M_0

L'air atmosphérique nécessaire pour la combustion, est introduit dans la chambre de combustion durant le temps de l'admission. Les expressions qui permettent de déterminer la

quantité, en kg (m_0) ou en k. mole (M_0). De l'air théoriquement nécessaire pour la combustion complète de 1 kg de combustible (*la quantité stœchiométrique*), peuvent être obtenues sur la base des équations finales, suivantes de la réaction chimique de la combustion. Lors de la combustion complète, on suppose que le carbone et l'hydrogène rentrent en réaction chimique avec l'oxygène en formant le gaz carbonique (CO_2) et les vapeurs d'eau (H_2O) .[5]



Selon la première équation, pour brûler les C kg de carbone se trouvant dans 1kg de combustible, il faut avoir C/12 k mole (8/3 C kg) d'oxygène.

Et selon la deuxième équation, pour brûler les H kg du combustible, il faut disposer de H/4 k mole (8H kg) d'oxygène.

Il faut tenir compte du fait, que dans le 1 kg considéré de combustible, se trouve O/32 k mole (O kg) d'oxygène qui peut participer dans la réaction chimique

La valeur du coefficient de l'excès d'air, dépend du type de la formation du mélange et du régime de fonctionnement du moteur. Dans les moteurs à formation interne du mélange (les diesels) le coefficient de l'excès d'air est toujours supérieur à 1. Selon le régime de fonctionnement, il est dans les limites suivantes: ($\alpha=0,3\dots\dots 6$).

Alors que les moteurs à formation externe du mélange (moteurs à carburateur) fonctionnent avec les trois types de mélange. Selon le régime de fonctionnement, le coefficient de l'excès d'air peut être supérieur, inférieur ou égale à 1. Généralement dans ce type de moteurs (α) varie dans les limites: ($\alpha=0,3\dots 1,3$).

I.4.7)-La quantité et la composition du fluide admis, dans le cylindre

La composition du fluide admis dans le cylindre, dépend du type du moteur. Dans les moteurs à formation interne du mélange (diesels) le fluide introduit dans le cylindre durant l'admission, est composé de l'air seulement. Sa quantité (M_1) en k mole. est déterminé par:

$$M_1 = \alpha M_0 \tag{1.4}$$

Dans les moteurs à formation externe du mélange (moteurs à carburateur) le fluide introduit dans le cylindre, est composé de l'air et du combustible. Pour i kg de combustible, la quantité (M_1) en kmole de ce mélange, est:

$$M_1 = \alpha M_0 + 1/\mu_c \quad (1.5)$$

Ici, le terme ($1/\mu_c$) représente la quantité de combustible en k mole. qui correspond à 1 kg. (μ_c) est la masse molaire du combustible.

I.4.8)- La quantité et la composition des produits de combustion

La composition et la quantité des gaz brûlés, lors de la combustion de 1 kg de combustible, dépendent de la valeur du coefficient de l'excès d'air (α):

1° cas: $\alpha \geq 1$

Dans ce cas. l'air est en excès. Le carbone et l'hydrogène ont suffisamment d'oxygène pour se brûler complètement, en formant le gaz carbonique (CO_2) et les vapeurs d'eau (H_2O). A part ces deux éléments, les produits de combustion dans ce cas. Contiennent l'azote (N_2) qui par supposition ne participe pas à la réaction chimique, ainsi que l'excès d'oxygène (O_2). La quantité de ces gaz (M_2) en k mole est :

$$M_2 = M(CO_2) + M(H_2O) + M(O_2) + M(N_2) \quad (1.6)$$

Pour obtenir les formules nécessaires pour le calcul de la quantité de chaque élément des produits de combustion, ainsi que leur quantité totale, on utilise les équations précédentes de la réaction chimique de la combustion.

Selon l'équation (1.2). $C/12$ k mole de carbone se trouvant dans le combustible, produira $C/12$ k mole de (CO_2). c'est à dire:

$$M(CO_2) = C/12 \quad (1.7)$$

Et selon l'équation (1,3), $H/2$ K mole de l'hydrogène se trouve dans le combustible, produira $H/2$ K Mole de (H_2O), c'est-à-dire :

$$M(H_2O)=H/2 \quad (1.8)$$

L'azote, par supposition, ne participe pas à la réaction chimique. Et donc sa quantité, en K mole, dans les produits de combustion, représente 79% de la quantité de l'air admis dans le cylindre, c'est-à-dire:

$$M(N_2) = 0,79. \lambda M_0 \quad (1.9)$$

La différence entre la quantité λM_0 de l'air admis dans le cylindre et celle utilisée (M_0) dans la réaction chimique pour la combustion complète, représente la quantité de l'air en excès, la part de l'oxygène en volume dans l'air, est 21%.

Donc la quantité de l'oxygène, en K mole, dans les produits de de combustion, est :

$$M(O_2) = 0,21(\lambda.M_0 - M_0) \quad (1.10)$$

La quantité totale (M_2) des produits de combustion, est la somme des quantités des composants, c'est-à-dire:

$$M_2 = C/12 + H/2 + \lambda M_0 - 0,21M_0 \quad (1.11)$$

Dans ce cas, à cause du manque de l'air, la combustion complète du combustible ne peut pas avoir lieu. Une partie du carbone et une partie de l'hydrogène, vont se brûler complètement pour former (CO_2) et (H_2O). L'autre partie de ces éléments, n'aura pas assez d'oxygène pour se brûler complètement. Et par conséquent, le reste du carbone se transforme en (CO) et le reste de l'hydrogène - en (H_2). A part ces composants, les gaz brûlés (M_2) contiennent l'azote, qui par supposition ne participe pas à la réaction chimique. Au total, dans ce cas (M_2) est composée de :

$$M_2 = M(CO_2) + M(H_2O) + M(CO) + M(H_2) + M(N_2) \quad (1.12)$$

Pour développer les formulés de calcul de la quantité totale et la quantité de chaque composant des produits de combustion, on suit le même raisonnement que dans le cas précédent.

I.4.9)-Le coefficient des gaz résiduels (γ_r)

Au début de chaque cycle, le cylindre contient une certaine quantité des produits de combustion, qui n'a pas arrivé à s'échapper. Ces gaz sont appelés *gaz résiduels*. Pour estimer la quantité (M_r) de ces gaz par rapport à la quantité du fluide admis(M_1) on introduit un coefficient, appelé *coefficient des gaz résiduels* (γ_r),il représente rapport de ces deux quantités:

$$\gamma_r = M_r / M_1 \quad (1.13)$$

La présence des gaz résiduels dans la chambre de combustion n'est pas favorable, parce qu'elle diminue le remplissage du cylindre en charge fraîche (le mélange avant la combustion est appelé *charge fraîche*). Pour diminuer la quantité de ces gaz. on utilise différents procédés. Par exemple:

- En effectuant un bon choix des moments de l'ouverture et de la fermeture des soupapes.
- En avançant l'ouverture et en retardant la fermeture des soupapes.
- Dans les moteurs suralimentés, à la fin de l'échappement et au début de l'admission, on maintient les deux soupapes ouvertes pour un certain temps, en créant ainsi *un balayage* du cylindre.

Chapitre II : Etude thermodynamique

II.1. Etude thermodynamique

II.1.1. Le choix des valeurs caractérisant du moteur :

Les paramètres thermodynamiques caractérisant les moteurs diesel sont données dans des intervalles, les valeurs choisies doivent correspondre aux dimensions caractéristiques du moteur en question (la course et l'alésage), c'est-à-dire quelles sont déterminées par le calcul.

II.1.2. Données relatives au moteur F4L912 :

Pression atmosphérique	$P_0=0.1 \text{ Mpa}$	
Température	$T_0=290 \text{ K}, t_0=17 \text{ °C}$	
Pression des gaz résiduels	$P_r=0.11 \text{ Mpa}$	
Température des gaz résiduels	$T_r=800 \text{ K}, t_r = 527\text{°C}$	
L'exposant poly tropique	Phase de compression	$n_1=1.37$
	Phase de détente	$n_2=1.19$
Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les parois	$\Delta T = 30\text{°C}$	
Coefficient d'admission supplémentaire	$\lambda_1=1.05$	
Coefficient de balayage de la chambre de combustion	$\lambda_1=1$	
Coefficient de correction de la chaleur spécifique	$\lambda_t=1.1$	
Exposant poly tropique	$m=1.5$	
Coefficient d'utilisation de la chaleur au point Z	$\xi_z=0.81$	
Coefficient d'utilisation au point B	$\xi_b=0.88$	

a-Pression et température ambiante :

$$P_0 = 0.1 \text{ MP}_a \quad \rightarrow \quad T_0 = 290\text{°K}$$

b-Pression et température des gaz résiduels :

$$P_r = 1.1 P_0 \quad \rightarrow \quad P_r = 0.11 \text{ MP}_a$$

$$T_r = 700 \text{ à } 900 \text{ °K} \quad \rightarrow \quad T_r = 800 \text{ °K}$$

c- L'exposant poly tropique :

$$\text{c-1 / Phase de compression: } n_1 = 1.34 \text{ à } 1.39 \rightarrow n_1 = 1.34$$

$$\text{c-2/Phase de détente : } n_2 = 1.14 \text{ à } 1.23 \rightarrow n_2 = 1.23$$

d- Augmentation de température du fluide moteur admis par le contact avec les parois

$$\Delta T = 20 \text{ à } 40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \rightarrow \Delta T = 31 \text{ } ^\circ\text{C}$$

e- Coefficient d'admission supplémentaire :

$$\lambda_1 = 1.02 \text{ à } 1.07 \quad \rightarrow \lambda_1 = 1.05$$

f-Coefficient de balayage de la de la chambre de combustion

$$\lambda_2 = 0 \text{ à } 1 \quad \rightarrow \lambda_2 = 1$$

g-Coefficient de balayage de la de la chaleur spécifique λ_t en fonction de α :

$$\alpha = 1.7 \quad \lambda_t = 1.1$$

h-Exposant poly-tropique m :

$$m=1.5$$

i-Coefficient d'utilisation de la chaleur au point z :

$$\xi_z = 0.65 \text{ à } 0.85 \quad \rightarrow \xi_z = 0.81$$

j-Coefficient d'utilisation de la chaleur au point B:

$$\xi_b = 0.85 \text{ à } 0.90 \quad \rightarrow \xi_b = 0.81$$

II.1.3. Établissement du diagramme réel d'un moteur à quatre temps

Tous les moteurs thermiques font appel aux transformations thermodynamiques d'une masse gazeuse pour passer de l'énergie chimique contenue dans le combustible à l'énergie mécanique directement exploitable sur l'arbre moteur, En portant les valeurs de pression du gaz à chaque instant sur l'axe des ordonnées, et les volumes qu'ils ont causés ces pressions, sur l'axe des abscisses, qui se compose de quatre pendant un cycle en peut obtenir le

diagramme théorique d'un moteur qui se compose de quatre parties qui se succèdent dans l'ordre ci-après

1-Admission: le premier temps

2-compression: le deuxième temps

3-combustion-détente: le troisième temps

4-Echappement: le quatrième temps [7]

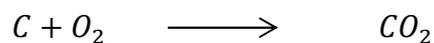
II.1.3.1. Admission

Le piston décrit une course descendant du **PMH** au **PMB**, le soupape d'admission est ouverte, le mélange air +carburant préalablement dosé pénètre dans le cylindre, l'énergie nécessaire pour effectuer ce temps est fournie au piston par le vilebrequin par l'intermédiaire de la bielle.

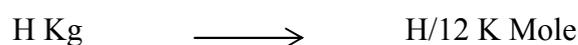
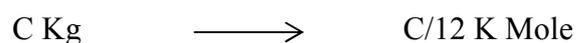
Dans cette phase on cherche à remplir au maximum le cylindre dans le minimum de temps pour augmenter la puissance du moteur.[8]

a)-Détermination de la quantité théorique de l'air nécessaire pour une combustion complète d'un Kg de combustible :

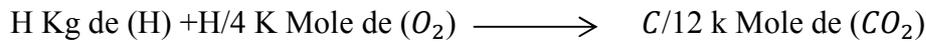
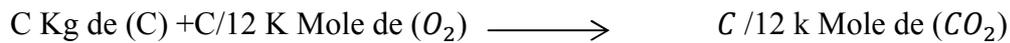
C'est la quantité théorique d'oxygène O_{th} , minimale qui peut être importé pour l'oxydation complète d'1 Kg de combustible liquide composé essentiellement du C Kg de carbone, H Kg d'hydrocarbure et d'O Kg d'oxygène, elle est décrite par les réactions chimiques suivant :



Nous avons que le combustible renferme par Kg



On peut dire:



Alors pour la combustion complète d'un Kg de combustible il faut :

$(C/12 + H/4)K$ Mole de (O_2) mais comme une partie de (O_2) existe déjà dans le combustible soit $(O/32)K$ Mole donc l'oxygène demandé sera :

$(C/12 + H/4 - O/32)K$ Mole et comme l'air contient 21% de (O_2) c'est-à-dire $1m^3$ de (O_2) correspond à $4.76 m^3$ d'air donc la quantité théorique d'air nécessaire est:

Les composants	Carbone (C)	Hydrogène (H)	Oxygène(O)
Les valeurs massiques en %	0,870	0,126	0,004

$$\begin{aligned} M_0 &= 4.76(C/12 + H/4 - O/32) \text{ K Mole} \\ &= 4.76(0.87/12 + 0.126/4 - 0.004/32) \end{aligned}$$

Donc $M_0 = 0.494445 \text{ K Mole/Kg}$

b) la quantité réelle d'air admise dans le cylindre :

Dans la combustion la quantité d'air réellement utile (M_1) est un peu supérieure à la quantité théorique pour une combustion complète; c'est-à-dire avec un excès d'air symbolisé par un coefficient ($\alpha > 1$).

On a: $M_1 = \alpha \cdot M_0 \quad \text{et} \quad \alpha = 1.44 \quad (2.1)$

$$M_0 = 0.494445 \text{ KMole/Kg}$$

A. N $M_1 = 0.7122 \text{ KMole/Kg}$

Remarque :

Selon la valeur de ce coefficient, le mélange air+ combustible peut être pauvre, stœchiométrique ou riche :

$\alpha > e$ mélange est dit pauvre

$\alpha = 1$ mélange est dit stœchiométrique

$\alpha < e$ mélange est dit riche [9]

c) Détermination des paramètres d'admission:**Détermination de P_a :**

Avec : $P_a = 0.8 \cdot P_0$ [6]

A.N: $P_a = 0.08 \text{ MPa}$

Détermination de T_a :**d) Détermination des coefficients d'admission et des gaz résiduels : (η_V, γ_r)**

On a : $\gamma_r = \gamma_r / M_1$ (2.3)

Et $M_r = (P_r \cdot V_c) / (8314 \cdot T_r) = (P_r \cdot V_h) / (8314 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_r)$ (2.4)

Donc $M_1 = P_0 \cdot V_0 / 8314 \cdot T_0$ (2.5)

V_0 = Le volume occupé par l'air aspiré $V_0 = \eta_V \cdot V_h$

Tel que : η_V = coefficient d'admission (de remplissage).

Donc $\gamma_r = M_r / M_1 = (P_r \cdot T_c) / P_0 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_r \eta_V$ (2.6)

Coefficient d'admission (de remplissage) η_V

On a : $\eta_V = V_0 / V_h$ (2.7)

Tel que : V_h est le volume d'écrit par la course du piston.[7]

$$V_h = \pi \cdot D^2 \cdot S / 4 = 0.9425 \text{ l}$$

D : Diamètre de l'alésage

S : Cours de piston

Au point à du cycle on a : $P_a \cdot V_a = R \cdot (M_{1a} + M_r) \cdot T_a$ (2.8)

Et pour la quantité totale d'air M_1 : $P_0 V_0 = R M_1 T_0$ (2.9)

Dans le cas général, la valeur de M_1 est grande par rapport à M_{1a}

Soit : $\lambda = (M_1 + M_r) / (M_{1a} + M_r)$ (2.10)

Et on a : le coefficient supplémentaire $\lambda_1 = 1.02$ à 1.07 on a choisi 1.05

Alors : $M_{1a} + M_r / (M_1 + M_r) / \lambda_1 = (P_a \cdot V_a) / (R \cdot T_a)$ (2.11)

Ou : $M_{1a} + M_r = \lambda_1 P_a \cdot V_a / (R \cdot T_a)$ (2.12)

Et : $M_1 = (P_0 \cdot V_h) \cdot \eta_V / (R \cdot T_a)$ (2.13)

Donc $(M_{1a} + M_r) / M_1 = (\lambda_1 \cdot P_a \cdot V_a \cdot T_0) / (T_a \cdot P_0 \cdot V_h \cdot \eta_V) = 1 + \gamma_r$ (2.14)

Avec : $V_a / V_h = \varepsilon \cdot V_c / ((\varepsilon - 1) \cdot V_c) = \varepsilon / (\varepsilon - 1)$ et $\varepsilon = V_a / V_c$ (2.15)

Donc $\eta_V = (\lambda_1 \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_0) / ((\varepsilon - 1) \cdot P_0 \cdot T_a (1 + \gamma_r))$ (2.16)

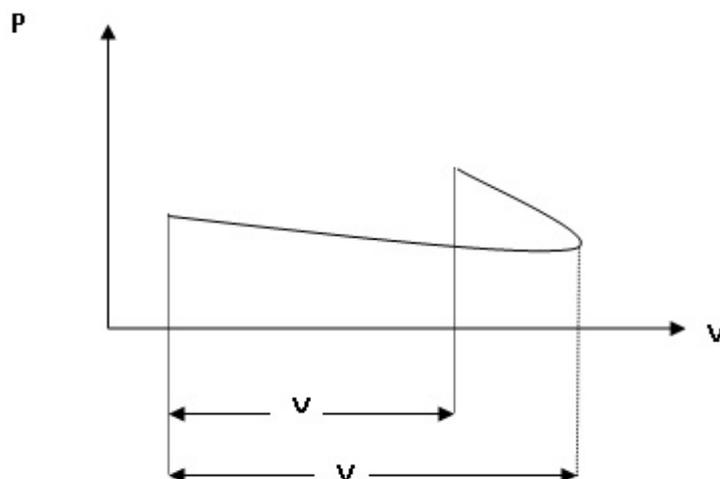


Figure 2.1 la courbe d'admission

Calcul de T_a :

La température de fin d'admission T_a peut-être déterminée en écrivant l'équation d'équilibre d'énergie entre l'air admis et le mélange air +gaz résiduels :

On définit : C_p :La chaleur spécifique de l'air frais.

C_p' : La chaleur spécifique du mélange (air +gaz résiduelles)

C_p'' :la chaleur spécifique des gaz résiduelles.[6]

On pose : $C_p'' = \lambda_t \cdot C_p$ (2.17)

Donc l'équation d'équilibre devient :

$$M_t \cdot C_p \cdot (T_k + \Delta T) + \lambda_2 \cdot M_r \cdot C_p'' \cdot T_r' = (M_1 + M_r) C_p \cdot T_a \quad (2.18)$$

Avec λ_2 est le coefficient du balayage choisi: $\lambda_2=1$

Et : $(M_1 + M_r) = M_1(1 + M_1/M_r)$ (2.19)

Donc : $T_a = [M_t \cdot C_p \cdot (T_0 + \Delta T) + M_r \cdot T_r' \cdot \lambda_t \cdot C_p] / [C_p \cdot (M_1 + M_r)]$ (2.21)

m : est l'exposant poly tropique de la détente des gaz résiduels pendant la phase d'admission.

Alors : $T_a = C_p [M_1 \cdot (T_0 + \Delta T) + M_r \cdot T_r \cdot \lambda_t \cdot (P_a/P_r)^{(m-1)/m}] / [C_p \cdot (M_1 + M_r)]$ (2.22)

Et comme $\gamma_r = M_r/M_1$ (2.23)

T_a Exprime de γ_r : $T_a = [\Delta T + T_0 + \gamma_r \cdot T_r \cdot \lambda_t \cdot (P_a/P_r)^{(m-1)/m}] / (\gamma_r + 1)$ (2.24)

En remplaçant γ_r par : $(P_r \cdot T_0) / P_0 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot T_r \cdot \eta_V$ (2.25)

Et η_V par : $(\lambda_1 \cdot \varepsilon \cdot P_a \cdot T_0) / (\varepsilon - 1) \cdot P_0 \cdot T_a \cdot (1 + \gamma_r)$ (2.26)

On obtient une équation à partir de laquelle on peut déterminer η_V :

$$\eta_V = (1/(\varepsilon - 1)) \cdot [T_0/(T_0 + \Delta T)(P_a/P_0) \cdot [\varepsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r/P_a)^{1/m}]] \quad (2.27)$$

$$\text{Et } \gamma_r = (P_r/P_a) \cdot (T_0 + \Delta T)/T_r \cdot [\varepsilon \cdot \lambda_1 - \lambda_t \cdot (P_r/P_a)^{(1/m)}] \quad (2.28)$$

Avec : $P_a = 0.08 \text{ M Pa}$ et $P_0 = 0.1 \text{ MP}_a$

$$\text{A.N : } \eta_V = 0.7224$$

$$\gamma_r = 0.0367$$

$$\text{Et : } T_a = 337 \text{ K} \quad \text{ou} \quad t_a = 64 \text{ }^\circ\text{C}$$

II.1.3.2) Compression :

Après son arrivé au **PMB**, le piston revient en comprimant l'air dans le cylindre, les soupapes d'admission et d'échappement étant fermées, dans cette phase la température et la pression doivent s'augmenter d'une manière à permettre à la fin la combustion du mélange.

En réalité la phase de compression n'est pas une transformation adiabatique, car il existe un échange de chaleur entre le gaz et les parois du cylindre, au début de la compression et la température de l'air admis était inférieure à celle des parois ce qui favorise le transfert de chaleur des parois vers les gaz admis. ($Q > 0, n_1 > \gamma$) [8]

Avec : Q : quantité de chaleur transférée.

n_1 : Coefficient poly tropique de compression.

A la fin de compression, la température des gaz sera plus élevés (pour qu'elle permette la combustion des gaz), alors dans ce cas il y a un transfert de chaleur des gaz vers les parois.

$$(Q > 0, n_1 > \gamma)$$

Entre les deux étapes où la température des gaz passe d'une valeur élevée, il existe un moment où celle-ci sera égale à la température des parois, à ce moment-là on n'a pas de transfert de chaleur (instant adiabatique).

$$(Q = 0, n_1 = \gamma). [8]$$

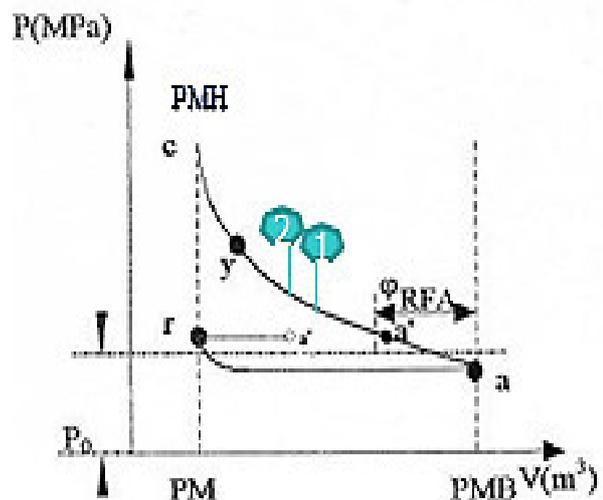


Figure2. 2 :la courbe de compression

Pour simplifier le calcul on fixe un exposant poly tropique moyen calculé à partir de la conservation de l'énergie avant et après que la température des gaz soit égale à celle des gaz soit égale à celle des parois.

La valeur du coefficient déterminée pratiquement est :

$$n_1 = (1.34 \text{ à } 1.39) \longrightarrow n_1 = 1.37$$

a) -Calcul des paramètre de la compression (P_c et T_c)

$$\text{On a : } P_a \cdot V_a = 8314 \cdot M_a \cdot T_a \quad \text{et} \quad P_c \cdot V_c = 8314 \cdot M_a \cdot T_c \quad (2.29)$$

$$\text{Donc : } T_c = T_a \cdot (V_a/V_c)(P_c/P_a)^{n_1} \quad (2.30)$$

$$\text{Avec : } P_c/P_a = \varepsilon^{n_1} \quad \text{et} \quad V_c/V_a = 1/\varepsilon \quad (\varepsilon=17)$$

$$\text{Donc : } T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1} \quad \text{et} \quad P_c = P_a \cdot \varepsilon^{n_1}$$

A.N :

$$P_c = 3.285570 \text{ M Pa}$$

$$T_c = 865 \text{ °K} \longrightarrow t_c = 592 \text{ °C}$$

II.1.3.3) combustion et détente:

1) Combustion : c'est la phase essentielle du cycle puisque c'est pendant que l'énergie contenue dans le combustible est libérée par la combustion, elle transforme dans les meilleurs conditions l'énergie calorifique libérée par la combustion, en travail cette transformation se fait dans un temps très court avec des conditions thermique très dures.

Lorsque le piston atteint le **PMH** on injecte dans l'air comprimé le combustible à une pression supérieur à celle de ce dernier et sous forme de très fins gouttelettes, ce contact provoque la combustion qui tend à augmenter la pression, ce qui pousse le piston du **PMH** au **PMB**

Pratiquement le combustible est injecté avant le **PMH** et se termine après ce point, pour donner au combustible le temps de se bruler, le décalage entre le début d'injection et le **PMH** s'appelle l'avance d'injection correspondant à un angle qui varie entre 14° et 18° [8]

a) Les contraintes influence sur la combustion

- Le rapport de compression (ϵ)
- L'angle d'avance d'injection (AI)
- La forme de la chambre de combustion
- La vitesse de rotation du moteur.
- La méthode d'alimentation
- La combustion dépend de la forme et la vitesse de la réaction chimique

b) Le processus thermodynamique de la combustion

Dans le moteur diesel la combustion est la conséquence directe du phénomène d'auto-inflammation du combustible injecté sous forme d'un brouillard dans la masse d'air portée à température élevée par la compression. L'obtention d'une température suffisante pour créer l'auto-inflammation ($\approx 600^\circ\text{C}$) nécessite un rapport volumétrique plus grand.

Lorsque le mélange gazole air se brûle dans le cylindre moteur, une partie de la chaleur dégagée est transmise aux parois pendant la détente et une autre partie de cette chaleur est utilisée pour la dissociation des molécules par la combustion à une haute température. Le processus de dissociation consiste essentiellement de détruire les liaisons des molécules de CO_2 et H_2O à des simples molécules en formant simultanément O et H atome et OH , NO , aussi c'est une cause qui s'oppose à la transformation intégrale du pouvoir calorifique du combustible en travail.

Le calcul et l'expérience montrent qu'en réalité l'influence de la dissociation est négligeable pour les moteurs Diesel, ainsi que pour les moteurs à explosion.

Les pertes totales de la chaleur de combustion (dues à l'incomplète combustion et aussi à la dissociation et au transfert de la chaleur aux parois du cylindre) , sont caractérisées par un coefficient d'utilisation de chaleur de combustion ξ déterminé expérimentalement, la combustion se déroule à volume constant, puis à une pression constante.

b-1) Calcul des paramètres de combustion

Quantité de gaz brûlé (M_2) on a :

$$M_2 = M(CO_2) + M(H_2O) + M(O_2) + M(N_2) \text{ K Mole}$$

$$M_2 = C/12 + H/2 + 0.21. (\alpha - 1). M_0 + 0.79. \alpha. M_0 \quad (2.31)$$

AN : $M_2 = 0.7438 \text{ K Mole/Kg}$

b-2) Variation du volume après la combustion (ΔM) :

$$\Delta M = M_2 - M_1 \quad (2.32)$$

AN : $\Delta M = 0.0318 \text{ K Mole/Kg}$

b-3) Coefficient de variation du volume après la combustion (β_0):

$$\beta_0 = M_2/M_1 = (1 + \Delta M)/M_1 = 1 + (H/4 + O/32)/(\alpha. M_0) \quad (2.33)$$

AN : $\beta_0 = 1.0446629$

b-4) Coefficient de variation réelle (β)

$$\beta = (M_2 + M_r)/(M_1 + M_r) = (\beta_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r) \quad (2.34)$$

AN : $\beta = 1.0365278$

b-5) Coefficient de variation au point Z (β_z) :

$$\beta_z = (M_c + M_r)/M_c$$

$$\beta_z = [(1 + \gamma_r). M_1 + X. \Delta M]/[(1 + \gamma_r) + M_r] = 1 + X. (\beta_0 - 1)/(1 + \gamma_r) \quad (2.35)$$

Avec : $X = \xi_z/\xi_b = 0.72/0.83$

$$\beta_z = 1 + 0.72/0.83. (1.044 - 1)/(1 + 0.0367)$$

A.N : $\beta_z = 1.0$

b-6) Détermination de la température maximale du cycle (T_z)

D'après la premier loi de la thermodynamique (loi de la conservation de l'énergie) on a :

$$\xi_z \cdot Q_h = U_z - U_c + W_{zz}' \quad (2.36)$$

$$\xi_z \cdot Q_h = (M_z - M_r) \cdot U_z'' - M_1 \cdot U_c - M_r \cdot U_c'' + W_z'' \quad (2.37)$$

Tel que U_z'' et U_c'' les énergies interne d'1 K mole des gaz brulés aux température des points z et c

U_c : est l'énergie interne d'1 k mole de l'air au point c

W_{zz}' : le travail fournie de point z ' au point z

Q_h : est le pouvoir calorifique du combustible. ($Q_h = 42.5$ MJ/KMole)

$$W_{zz}' = P_z \cdot (V_z - V_c) \quad (2.38)$$

$$P_z = \lambda \cdot P_c \quad (2.39)$$

$$W_{zz}' = P_z \cdot V_z - \lambda \cdot P_c \cdot V_c = 8314 \cdot [(M_1 - M_r) \cdot T_z - \lambda(M_1 + M_r) \cdot T_c] \quad (2.40)$$

Donc on aura (2.41) :

$$\xi_z \cdot Q_h + M_1 \cdot U_c + M_r \cdot U_c'' + 8314 \cdot (M_1 + M_r) \cdot \lambda \cdot T_c = (M_z + M_r) \cdot U_c'' + 8314 \cdot [(M_z + M_r) \cdot T_z$$

Finalement on obtient l'équation qui nous permet de déterminer T_z (2.42):

L'équation de (2.42) peut s'écrire

$$(\xi_z \cdot Q_h / M_1 (1 + \gamma_r)) + (U_c + \gamma_r U_c'') / (1 + \gamma_r) + 8314 \cdot \lambda T_c = \beta_z \cdot (U_z'' + 8314 \cdot T_z)$$

C'est l'équation de combustion et à partir de laquelle on détermine la température maximale du cycle

b-6-1) Détermination de T_z :

b-6-2) calcul de U_c et U_c'' : voir les tableaux II-1 et II-2

$$\text{On a : } T_c = 865 \text{ } ^\circ\text{K} \quad t_c = 572 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{On remarque que : } 700 > T_c > 600 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Donc on doit faire une approximation pour calculer U_c et U_c'' .

$$U_{VC} = C_{VC} \cdot T_c \quad (2.43)$$

On a :
$$C_{VC} = (C_{VC2} - C_{VC1}) \cdot (T_c - T_1) / (T_c - T_1) + C_{CV1}$$
 (2.44)

A.N :
$$C_{VC} = 22.065 \text{ MJ/K Mole}$$

$$U_c = (\alpha = 1) = 22,065.592 = 13,062 \text{ J/K Mole}$$

$$U_c = (\text{air}) = 13,069 \text{ MJ/K Mole}$$

L'énergie interne à T_c 1'K mole du produits de la combustion comprend l'énergie interne des produits de combustion pour $\alpha = 1$ et l'énergie interne de l'air r en excès

$$U_c'' = U_c''_{\alpha=1} \cdot r M_2 + U_c \cdot r_{\text{ex air}}$$

La chaleur spécifique des produits de combustion pour $\alpha = 1$

$$\mu_{c(\alpha=1)}'' = 24.584 \text{ MJ/K mole (Tableau II.2)}$$

$$U_c''(\alpha = 1) = \mu_{c(\alpha=1)}'' \cdot T_c = 14,553 \text{ MJ/K Mole}$$

$$r M_2 = (M_2(\alpha=1)) / M_2 = (C/12 + H/2 + 0,79 \cdot \alpha \cdot M_0) / M_2 = 0.706$$

$$R_{\text{ex air}} = (\alpha - 1) M_0 / M_1 = 0.29$$

Alors

$$U_c'' = 14,553 \cdot 0,706 + 13,062 \cdot 0,29 = 14,062$$

$$\text{La valeur de } U_c + \gamma_r U_c'' / 1 + \gamma_r = 13,097 \text{ MJ/K mole}$$

On aura donc l'équation finale de la combustion comme suit :

$$(\xi_z \cdot Q_h) / (M_1 \cdot (1 + \gamma_r)) = 41.44 \text{ MJ/K mole}$$

$$8314 \cdot \lambda \cdot T_z = 11.503$$

$$\beta_z \cdot (U_z'' + 8314 \cdot T_z) = 66,04 \text{ MJ/K Mole}$$

Ou :
$$(U_z'' + 8314 \cdot T_z) = 63,74 \text{ MJ/K Mole}$$

Cette équation peut être résoudre par une méthode de comparaison en choisissant une température T_z convenable, à partir de laquelle on déterminer la valeur de U_z'' puis on compare de telle façon que ces valeurs choisies vérifient l'équation précédente. [6]

Si $T_z = 1999 \text{ K}$ ($t_z = 1726 \text{ °C}$)

Pour $U''_z = U''_z(\alpha = 1).rM2 + U_z.r_{exair}$ (2.45)

$U''_z(\alpha = 1)$ et U_z Sont choisis d'après le tableau (II.3 II.4)

On trouve après une interpolation des tableaux

$U''_z(\alpha = 1) = 49.205 \text{ MJ/K mole}$ (tableau I-3)

$U_z(\alpha = 1) = 42,960 \text{ MJ/K mole}$ (tableau I-4)

Alors $U''_z = 49,205.0,706 + 8314.1999. = 47,2 \text{ MJ/K mole}$

$U''_z + 8314.T_z = 47,2 + 8314.1999.10^{-6} = 63,739 \text{ MJ/K mole}$

On remarque qu'on a une petite erreur de l'ordre 0.0015 alors la température T_z est bien choisie T_z

$T_z = 1999^\circ\text{K}$ C'est-à-dire $t_z = 1726^\circ\text{C}$

b-6-3) Calcule l'erreur relative ε :

$$\varepsilon = (65.5659603 - 65.5660147). 100 / 65.5659603 = 0.000082965 \%$$

Donc la valeur de T_z que nous avons choisi est acceptable ; finalement la valeur de T_z qui vérifie tous les conditions est :

$T_z = 1999 \text{ °K}$

détermination de P_z : On a : $P_z = \lambda. P_c$

Avec : $\lambda = 1.8$

A.N: $P_z = 7.42 \text{ M Pa}$ $P_z = 74 \text{ Bar}$

b-6-4) Rapport d'augmentation de volume pendant la combustion ρ :

$$\rho = (\beta z.Tz) / (\lambda.Tc) \quad A.N : \rho = 1.3$$

II -2-3)Détente :

En ce qui concerne la détente, elle devra être la plus longue que possible, puisque elle conditionne le rendement du cycle, c'est durant laquelle la chaleur dégagée par la combustion est convertie au travail mécanique.

Dans le cycle réel, la course motrice commence avec la combustion (point C) et se termine au **PMB**.

La phase de détente est une évolution poly tropique, on peut déterminer les paramètres à la fin de cette phrase en choisissant une valeur moyenne de l'exposant poly tropique n_2 , puisque pratiquement il est impossible de déterminer n_2 d'après le diagramme indiqué à cause de sa variation pendant la détente, elle commence par une valeur négative au début de la détente jusqu'au P_{max} , où sa valeur devient nulle, et positive à partir de P_{max} jusqu'à T_{max} .

Au début on a : $Q < 0$; $n_2 > \gamma$

A un certain temps on a : $Q = 0$; $n_2 = \gamma$

A la fin on a : $Q > 0$; $n_2 < \gamma$

Donc pour une évolution poly tropique et de même que n_1 ; on utilise un coefficient n_2 poly tropique moyen, soit $n_2 = 1.14$ on prend $n_2 = 1.19$.

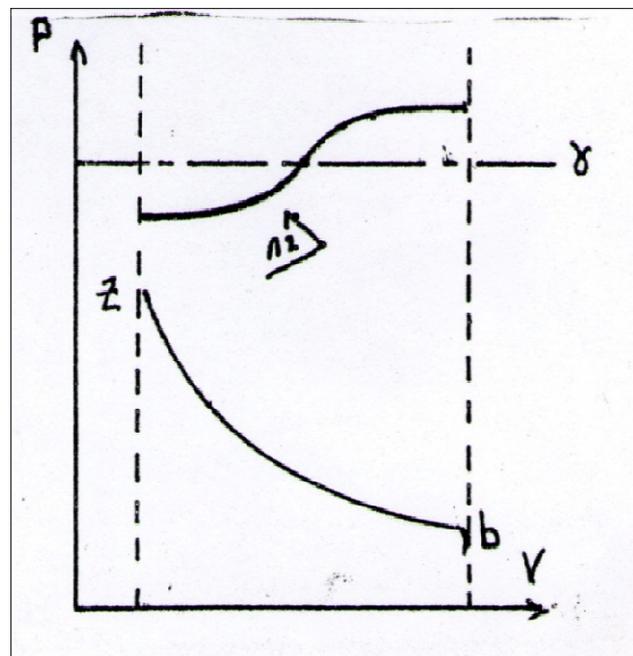


Fig.II.3- la courbe de la détente

II -2-3-1) Détermination des paramètres de la détente (Pb ;Tb) :**a) Calcul du Pb :**

Nous avons : $P_b \cdot V_b^{n2} = P_z \cdot V_z^{n2} \longrightarrow P_b = P_z \cdot (V_z/V_b)^{n2}$

Et on a : $V_a = V_b$ et $V_b/V_z = V_a/V_z = (V_a/V_c) / (V_z/V_c) = \varepsilon / \rho = \delta$

Donc : $P_b = P_z / \delta^{n2}$

A.N : $\delta = 22,1$ et $P_b = 0,186 \text{ Mpa}$

Pb=1,86 Bar b) Calcul du Tb :

Nous pouvons écrire les trois équations suivantes à condition qu'il n'y a pas de fuite des gaz : $P_b \cdot V_b = 8314 \cdot T_b \cdot M_b$ (1)

$P_z \cdot V_z = 8314 \cdot T_z \cdot M_z$ (2) $M_b = M_z$ (3)

De 1 ; 2 et 3 nous obtenons : $T_b = T_z \cdot (P_b \cdot V_b) / (P_z \cdot V_z)$ et $T_b = T_z / \delta^{n2-1}$

AN : $T_b = 1142,35 \text{ °k}$ $T_b = 869$

II -2-4)ECHAPPEMENT :

Au commencement de l'échappement, le piston est au **PMB** et le volume occupé par le gaz

est égal au volume total du cylindre. La courbe commence du point **e**, à ce moment la soupape d'échappement s'ouvre, la pression diminue instantanément jusqu'à la valeur P_a voisine de la pression atmosphérique P_0 .

Cette évacuation est supposée s'effectuée à volume constant ; Le piston remonte en évacuant

les gaz à l'extérieur jusqu'au **PMH** ; la courbe représentant cette transformation est une droite parallèle à l'axe de volumes. Les paramètres qui caractérisent cette transformation sont P_r et T_r déterminés expérimentalement :

$$P_r = 1,12 \cdot P_0 = 0,112 \text{ MPa} \quad \text{et} \quad T_r = 850 \text{ °K}$$

Tableau I.1

Mean Molar Heat Capacity of Gases μc_v at Constant Volume [in kJ/(kmole·°C)]							
Temperature t , °C	Air	Oxygen O_2	Nitrogen (at atmospheric) N_2	Carbon dioxide CO_2	Water vapour H_2O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H_2
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426	20.863	20.620
200	20.984	21.616	20.800	31.744	25.803	20.958	20.758
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.290	21.302	20.838
400	21.474	22.593	21.185	34.936	26.775	21.474	20.871
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315	21.781	20.934
600	22.090	23.445	21.729	37.438	27.880	22.110	21.001
700	22.408	23.834	22.027	38.498	28.474	22.437	21.083
800	22.713	24.187	22.330	39.448	29.077	22.755	21.202
900	23.006	24.510	22.640	40.302	29.693	23.061	21.332
1000	23.283	24.803	22.881	41.077	30.304	23.359	21.474
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.901	23.649	21.629
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510	23.927	21.792
1300	24.018	25.548	23.626	43.007	32.092	24.112	21.972
1400	24.230	25.761	23.848	43.543	32.661	24.308	22.152
1500	24.439	25.967	24.067	44.033	33.210	24.543	22.332
1600	24.632	26.159	24.250	44.485	33.741	24.736	22.517
1700	24.803	26.341	24.434	44.903	34.261	24.916	22.697
1800	25.003	26.519	24.602	45.290	34.755	25.087	22.877
1900	25.167	26.691	24.765	45.644	35.224	25.246	23.057
2000	25.326	26.854	24.916	45.975	35.680	25.393	23.233
2100	25.474	27.013	25.062	46.281	36.120	25.535	23.409
2200	25.611	27.168	25.200	46.566	36.538	25.665	23.586
2300	25.745	27.319	25.325	46.829	36.940	25.791	23.743
2400	25.870	27.470	25.447	47.076	37.330	25.908	23.907
2500	25.992	27.612	25.560	47.302	37.702	26.021	24.070

Tableau I.2

Heat Capacity of Combustion Products [in kJ/(kmole·°C)]					
Temperature t , °C	Water H_2O				Diesel fuel $\alpha=1$
	$\alpha=1.0$	$\alpha=1.9$	$\alpha=0.8$	$\alpha=1.7$	
0	22.1849	22.1451	21.8610	21.6345	21.150
100	22.5304	22.3536	22.1502	21.9040	21.515
200	22.8830	22.6762	22.4334	22.1450	21.912
300	23.2699	23.0652	22.7790	22.4480	23.330
400	23.7203	23.4606	23.1459	22.7807	23.719
500	24.1478	23.8772	23.5406	23.1436	24.200
600	24.5628	24.3011	23.9316	23.5295	24.618
700	25.0191	24.7126	24.3315	23.8879	25.079
800	25.4762	25.1173	24.7191	24.2530	25.498
900	25.8439	25.5098	25.0917	24.6192	25.874
1000	26.2561	25.8816	25.4548	24.9534	26.293
1100	26.6899	26.2355	25.7948	25.2608	26.693
1200	27.0370	26.5726	26.1230	25.5660	27.066
1300	27.2636	26.8896	26.4306	25.8612	27.298
1400	27.5722	27.1808	26.7236	26.1738	27.613
1500	27.7840	27.4646	26.9993	26.4402	27.884
1600	28.1149	27.7360	27.2578	26.6905	28.177
1700	28.3828	27.9833	27.5047	26.9395	28.423
1800	28.6314	28.2189	27.7337	27.1818	28.638
1900	28.8694	28.4420	27.9527	27.3647	28.829
2000	29.0732	28.6526	28.1587	27.5649	29.093
2100	29.2812	28.8516	28.3564	27.7518	29.318
2200	29.4735	29.0435	28.5432	27.9286	29.517
2300	29.6535	29.2299	28.7173	28.1009	29.681
2400	29.8284	29.3200	28.8845	28.2732	29.822
2500	29.9935	29.5528	29.0415	28.4371	30.019

Tableau I.3

Internal Energy of Combustion Products U (in MJ/kmol)					
Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Percent α				Oxidant air
	$\alpha=0$	$\alpha=0.3$	$\alpha=0.6$	$\alpha=0.7$	
U	U	U	U	U	U
100	2.2530	2.2045	2.1681	2.1655	2.252
200	4.5306	4.5302	4.4867	4.4285	4.563
300	6.8080	6.9105	6.8307	6.7344	6.942
400	9.0851	9.3842	9.2584	9.1123	9.451
500	11.3540	11.9386	11.7058	11.5713	12.100
600	14.7580	14.5709	14.3599	14.1167	14.779
700	17.5133	17.2989	17.0422	16.7202	17.585
800	20.3099	20.0938	19.7753	19.4024	20.360
900	23.2969	22.9638	22.5870	22.1510	23.237
1000	26.2302	25.8876	25.4548	24.9334	26.293
1100	29.2490	28.8569	28.3743	27.7968	29.308
1200	32.3250	31.8871	31.3476	30.7140	32.406
1300	35.4400	34.9565	34.3598	33.6886	35.504
1400	38.6010	38.0531	37.4129	36.6433	38.656
1500	41.6750	41.1909	40.4990	39.6003	41.853
1600	45.0140	44.3680	43.6125	42.7046	45.038
1700	48.2550	47.5716	46.7580	45.7802	48.358
1800	51.5370	50.7924	49.9307	48.8732	51.499
1900	54.8350	55.0058	53.1101	51.9929	54.911
2000	58.1590	57.3052	56.3174	55.1258	58.197
2100	61.4910	60.5947	59.5484	58.2851	61.546
2200	64.8400	63.9001	62.7965	61.4671	64.979
2300	68.2050	67.2127	66.0498	64.6826	68.287
2400	71.5830	70.5432	69.3228	67.8557	71.594
2500	74.9760	73.8820	72.6038	71.0678	75.027

Tableau I.4

Internal Energy of Gases U (in MJ/kmole)							
Temperature $T, ^\circ\text{C}$	Al	Oxygen O_2	Nitrogen (atmospheric) N_2	Carbon dioxide CO_2	Water vapor H_2O	Carbon monoxide CO	Hydrogen H_2
U	U	U	U	U	U	U	U
100	2.015	2.123	2.072	2.501	2.541	2.065	2.051
200	4.196	4.325	4.162	6.347	5.162	4.199	4.151
300	6.394	6.628	6.291	10.021	7.479	6.309	6.242
400	8.591	9.027	8.474	13.975	10.110	8.501	8.348
500	10.890	11.509	10.726	18.129	13.657	10.791	10.467
600	13.255	14.068	13.038	22.462	16.726	13.204	12.092
700	15.684	16.684	15.420	26.950	19.903	15.700	14.707
800	18.171	19.347	17.857	31.591	23.262	18.204	16.905
900	20.708	22.060	20.348	36.270	26.724	20.754	19.201
1000	23.293	24.803	22.881	41.077	30.304	23.350	21.474
1100	25.899	27.578	25.456	45.971	34.001	25.983	23.710
1200	28.554	30.379	28.068	50.911	37.811	28.654	26.152
1300	31.238	33.241	30.714	55.894	41.721	31.346	28.622
1400	33.951	36.065	33.385	60.959	45.720	34.072	31.011
1500	36.689	38.950	36.096	66.086	49.823	36.814	33.494
1600	39.444	41.855	38.799	71.175	53.758	38.578	36.021
1700	42.203	44.799	41.537	76.325	58.208	42.370	38.585
1800	45.008	47.729	44.296	81.517	62.551	45.175	41.177
1900	47.813	50.702	47.059	86.708	66.947	47.961	43.794
2000	50.600	53.716	49.823	90.942	71.343	50.786	46.473
2100	53.507	56.731	52.628	97.175	75.865	53.633	49.153
2200	56.354	59.787	55.431	102.541	80.386	56.489	51.879
2300	59.201	62.844	58.199	107.726	84.950	59.327	54.566
2400	62.093	65.942	61.065	113.002	89.507	62.174	57.359
2500	64.979	69.040	63.809	118.277	94.245	65.067	60.164

III.1) Généralités sur le processus transfert thermique

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Il y a transfert de chaleur entre deux points où règnent des températures différentes, le transfert s'effectue toujours de la température la plus faible, la différence de température est la force motrice du transfert de chaleur, on distingue trois types de transfert de chaleur.[3]

III.1.1) Chaleur et transfert

L'expérience démontre que lorsqu'un objet chaud entre en contact avec un objet froid l'objet chaud se refroidit tandis que l'objet froid se réchauffe. Cette énergie en transit qui résulte d'un écart de température est appelée 'chaleur' le fait que la chaleur passe toujours d'une température plus élevée à une température plus basse nous amène au principe que la température est l'élément conducteur dans la transmission d'une énergie comme la chaleur.

La transmission thermique traite du mécanisme par lequel la chaleur passe d'un endroit à un autre, lorsqu'il existe un écart de température entre deux objets. La chaleur se mesure en kilojoules (KJ) d'énergie et la chaleur transmise s'exprime habituellement avec une unité de temps, par exemple, KJ/s ou KJ/h.

III.1.2) Les modes de transfert thermique

Il y a transfert de chaleur entre deux points où régent des températures différentes, le transfert s'effectue toujours de la température la plus faible, la différence de température est la force motrice du transfert de la chaleur, on distingue trois types de transfert de chaleur. [3]

III.1.2.1) Phénomène de convection

Les surfaces du piston sont en contact, avec des gaz chauds elles sont le siège d'un échange thermique entre les fluide et les surface dont l'intensité et proportionnelle à un coefficient de transfert thermique $h[\text{cal}/\text{cm} \cdot ^\circ\text{C}]$ c'est la quantité de chaleur traversant, par unité de temps, l'unité de surface de paroi, ce coefficient croit avec la pression et la vitesse du fluide, il varie avec un nombre considerable d'autre paramètres (forme, nature et rugosité de la paroi, chaleur et masse spécifiques du fluide, ect...).[

La densité du flux thermique est aussi proportionnelle à la différence des températures entre le fluide et la surface de la paroi:

$$Q_h = h \cdot s(T_g - T_p) \quad (3.1)$$

(Loi de transmission de chaleur de NEWTON).

Avec : T_g = température résultante des gaz.

T_p = température de la paroi du piston.

III.1.2.2) Conduction

Ce mode de transmission tend à une distribution homogène, au sein du piston, de l'énergie cinétique des divers particules par diffusion des zones ou la valeur moyenne de cette énergie c'est-à-dire la température est élevée (tête du piston), vers les zones où elle est faible (jupe)

- La loi correspondant à ce processeur particulier de diffusion de la chaleur est telle que la chaleur est telle que la densité du flux est une fonction linéaire du gradient de température. [11]

Appelée aussi loi de **FOURIER**

$$Q_c = k \cdot \text{grad}(T) \quad (3.2)$$

L'opérateur A ($w/m \cdot c^\circ$) définit la conductivité thermique du matériau Quantité de chaleur qui laisse passe par unité de surface et par unité de tempe une paroi ayant pour épaisseur l'unité sous une différence de température de $1^\circ C$.

III.1.2.3) Rayonnement

Lore de la combustion dans la chambre, il se forme une flamme, puis une flux de produit de combustion incandescent (le gaz carbonique et la valeur d'eau), qui transmettent par rayonnement une quantité importante de chaleur aux parois plus froides de la chambre (chemise et face supérieure du piston), dans une telle flamme, en plus des gaz triatomique, l'émission est due aux particules des suite formées par la décomposition thermique à l'étape initiale de combustion. La flamme est un milieu émetteur et absorbant, ses caractéristiques radiatives dépendent fortement de la concentration, de la dimension et des propriétés physiques particules solides, ainsi que la température.

Les calculs techniques de l'échange de chaleur radiatifs dans la chambre de combustion se font ordinairement, d'après deux méthodes principales, la première est fondée sur l'application de l'équation de STEFAN-BOLTZMANN, la deuxième, Sur l'application de la théorie de la similitude thermique, et l'utilisation des équations Semi-empiriques de similitude.

Dans notre cas on applique la loi de STEFEN-BOLTZMANN pour calculer la densité de flux thermique par rayonnement [w/m^2]

$$Q_r = \alpha_0 \varepsilon_c \cdot (T_g^4 - T_p^4) \quad (3.3)$$

Avec:

$\alpha_0 = 5.67 \cdot 10^{-8} w/m^5 k^4$ constante de STEFAN BOLZMANN

$\varepsilon_0 = 0.9$ (Pour le gas-oil) degré de noirceur (pouvoir absorbant) de la chambre.

Le degré de noirceur ϵ d'un volume d'un gaz est défini comme étant le rapport de la densité superficielle du rayonnement produit par le volume de gaz à une certaine température à la densité du rayonnement noir à la même température. Remarque: la température T_p est très inférieure à celle du gaz T_g .

Alors :
$$T_g^4 - T_p^4 \approx T_g^4$$

Et la densité du flux thermique deviendra:

$$Q_r = \alpha_c \cdot \epsilon_0 \cdot (T_g)^4$$

Où
$$Q_r = 5.67 \cdot \epsilon_c \cdot (T_g/100)^4$$

On note ici que Q_r représente la densité de flux émis par la source (combustion des gaz), mais il n'est pas totalement absorbé par la surface réceptrice, et cela dépend de l'état de cette dernière de genre du revêtement s'il existe, donc pour calculer. [7]

III.2) Les charges thermiques (flux de chaleur)

Les apports d'énergie calorifique dégagés par la combustion se situent essentiellement dans la surface de tête du piston, la structure de ce dernier est, en conséquence sera le siège une propagation de cette énergie dont nous ne pouvons avoir une notion concertée que grâce à la température, laquelle est une qualité accessible à la mesure, soit en relevant ces valeurs dans la chambre de combustion en utilisant des thermocouples, ou par la méthode théorique en étudiant le cycle thermodynamique $T(\theta)$ du moteur.[3]

III.3) Situation thermique du piston

Le piston constitue l'une des parois de la chambre de combustion, les apports d'énergie calorifique dont ce dernier est l'objet se situent, pour l'essentiel, dans la surface de la tête du piston, l'origine du flux thermique étant la compression pour le diesel et la combustion pour les moteurs à allumage commandé, la structure du piston est donc le siège d'une propagation d'énergie calorifique.

III.3.1) Flux entrant

La valeur de tout coefficient de transfert thermique entre fluide et solide croît avec la pression et la turbulence du fluide. En l'occurrence, le coefficient de transfert h , entre gaz de combustion et surface de tête de piston va donc diminuer au fur et à mesure que la détente se produite.

On a aussi :

$$h = 0.0114 \text{ cal } I \text{ cm } .h \text{ C}^\circ \text{ durant la combustion.}$$

Durant le même temps, la température T des gaz diminue d'une façon considérable (Fig. n° 3.1)

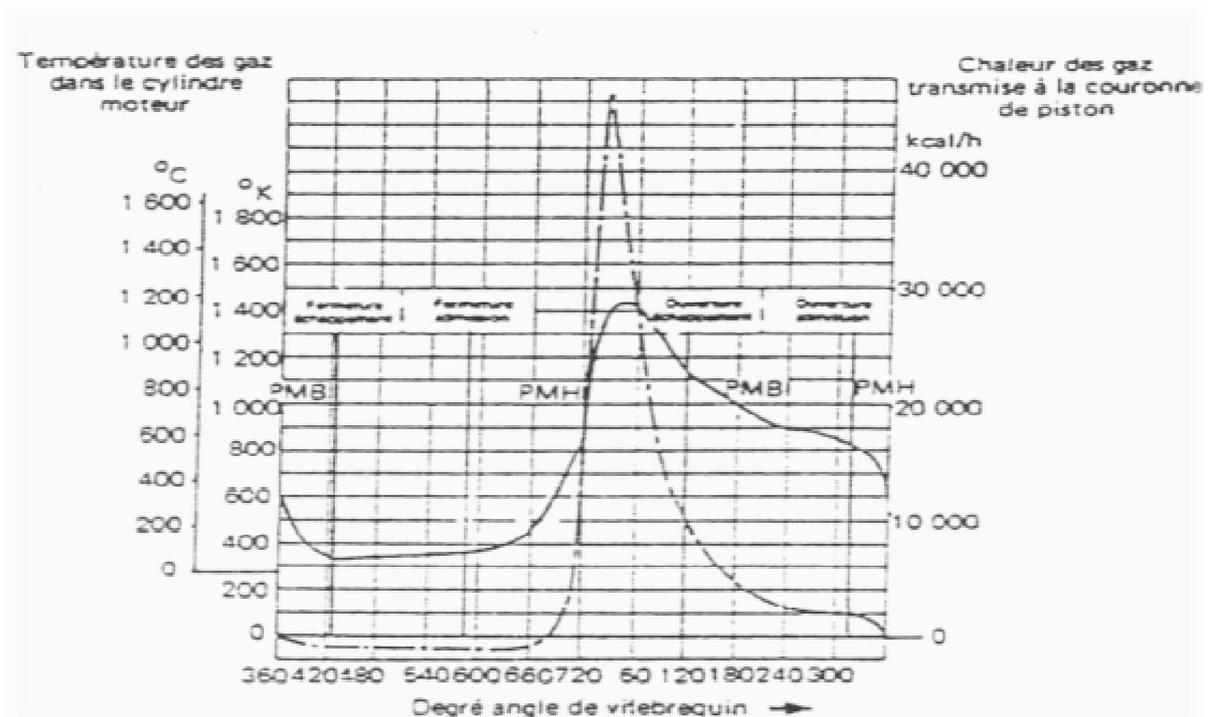


Figure 3.1 Evolution thermique dans la chambre de combustion.

Au total, l'énergie thermique transférée dans la tête du piston varie d'une façon considérable dans le temps entre le PMH combustion et le PMB détente, par ailleurs elle varie aussi d'une façon considérable dans l'espace du fait que la température de la surface de tête de piston n'est pas uniforme la température maximale d'une surface de tête de piston (supposée plane) se situe donc en son Centre, la température T_g des gaz et le coefficient h de transfert thermique étant supposés constante.

La température de ce centre est d'autant plus élevé que :

- La conductivité λ du matériau est plus faible.
- L'épaisseur e est plus faible, mais si l'on augmente λ ou e , la température

De la périphérie de la tête de piston et en particulier celle de la gorge du segment de tête risque de devenir trop élevée (l'expérience prouve qu'elle ne doit pas dépasser **220 °C**).

En fait la répartition des isothermes dans la tête d'un piston et en conséquence dans tout le corps d'un piston est tributaire :

- De l'emplacement des soupapes (action sur T_{gaz} et sur h).
- De l'emplacement et du type d'injecteur (ou de chambre de combustion).
- De la forme de la tête (fig.3.2)

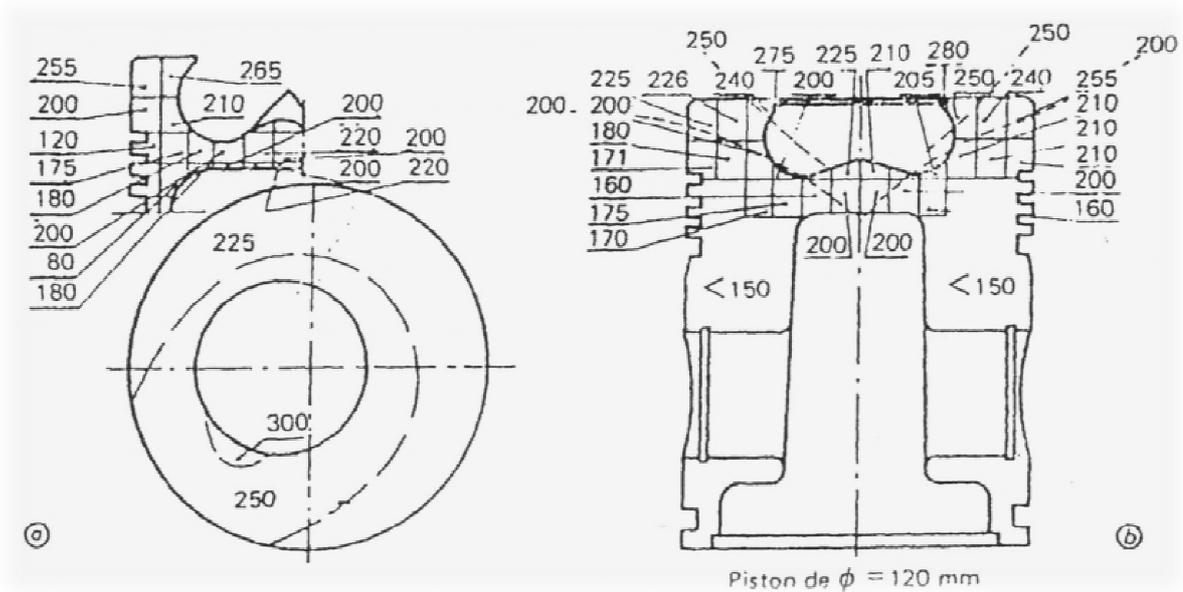


Figure 3.2: (a, b) représentation des températures à l'intérieur du piston.

Au total la quantité d'énergie évacuée sous forme calorifique par des pistons en alliage d'aluminium s'avère être.

- De 8 à 10 % de l'énergie Utile développée en moteur à essence.
- De 15 à 20 % de l'énergie utile développée en moteur Diesel.

On perçoit l'intérêt capital d'augmenter la température T_{paroi} de la tête des pistons Diesel et pour cela d'adopter des têtes de piston en acier (fig. 1.13).

III.3.2) Flux sortant

Les surfaces par lesquelles les calories entrées s'évacuent naturellement sont celles de :

- La face latérale externe du piston en contact avec la chemise (jupe).
- La face interne du piston en contact avec la vapeur d'huile du carter.
- La face de la tête du piston durant la partie du cycle où $(T_{gaz} - T_{paroi})$ est < 0 .

Il faut, le cas échéant, tenir en compte de l'évacuation forcée par le refroidissement interne du piston.

Les températures T_{aval} sont diverses puisque, suivant les surfaces de piston considérées, elles sont :

- Soit la température de la chemise refroidie par le circuit d'eau donc décroissante du haut en bas.
- Soit la température de l'huile de réfrigération du carter.
- Soit la température moyenne de l'air durant la phase de compression.

III.4) Récapitulation des données

III.4.1) Matériau du piston FL 912 (AlSi12CuMgNi)

C'est l'alliage d'aluminium à 12% de silicium, ses principaux avantages sont :
Sa légèreté, une masse plus faible se traduit par une réduction des forces d'inertie, une diminution des charges sur les coussinets et de la poussée latérale sur les parois du cylindre.

Il a un coefficient de dissipation de chaleur élevé, donc le piston fonctionne à de plus basse températures ce qui permet l'utilisation d'un taux de compression plus élevé.

L'augmentation du taux de compression s'accompagne d'une élévation de températures de la structure de piston, cependant, la résistance mécanique de l'aluminium diminue rapidement à mesure que la température s'élève et devient mou et malléable lorsqu'il est surchauffé.

III.4.2) Conductivité des matériaux du piston FL912

$$\lambda = 226\text{W/m.}$$

III.4.3) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion

Dans cet étude type de phénomène (chambre de combustion) la convection est convection forcée ; type de écoulement la turbulence ; et il va expliqué cet type de écoulement:

La turbulence induite pendant l'admission exerce une influence particulière sur les processus de formation et de combustion du mélange de carburant surtout pour les moteurs à allumage commandé. Un fort mouvement tourbillonnaire aide à la réalisation d'un mélange air-combustible homogène, ce qui conduit à une combustion optimale. La vitesse de

propagation de la flamme est proportionnelle au régime par l'intermédiaire de la turbulence, ce qui favorise

la réalisation des moteurs à régimes élevés. La turbulence dans le cylindre influence également sur la formation de la couche limite aux parois de la chambre de combustion. Cela a des répercussions sur la concentration des émissions polluantes, en particulier des hydrocarbures imbrûlés.

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

III.4.3.1) Caractéristiques du phénomène de turbulence

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

- 1) une composante à valeur moyenne W constante (pour un régime d'écoulement permanent) ou variable (pour un régime fluctuant.);
- 2) une composante fluctuante W_e qui décrit le mouvement irrégulier des particules de fluide.

III.4.4) température des gaz

La température maximale de combustion est de l'ordre de 1999°C , d'après chapitre II, cette température physiquement est extrêmement fugitive, et n'exerce qu'une influence relativement mineure sur la température des structures.

Alors il a été ainsi amené à caractériser la température résultante T_g , la moyenne entre la température initiale des gaz en combustion et leur température finale en fin de détente ; cette

température T_g est celle qui, pour un coefficient d'échange thermique globale moyen, provoquerait un flux de chaleur égale au flux effectivement mesuré [3].

III.4.5) La température résultante

Considérée comme un paramètre constant durant la course motrice du moteur :

$$T_g = 1297,5^\circ\text{C}$$

III.4.6) Coefficient de transfert de chaleur h

A l'entrée : entre gaz de combustion et surface de tête de piston dépend de la pression et la turbulence, sa valeur dans la cavité du piston (lieu de turbulence) sera plus grande que sur sa surface plane (figure. 3.3).

A la sortie : deux valeurs à prendre en compte pour ce coefficient, les surfaces intéressées sont alors :

- Entre piston et chemise, la surface concernée est très importante, mais le coefficient est faible du fait de la présence d'un film d'huile inter facial relativement épais, on peut tabler sur $h=0.0114 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{c}^\circ$
- Entre paroi interne du piston et vapeurs d'huile de refroidissement ; il est de l'ordre de 0,1

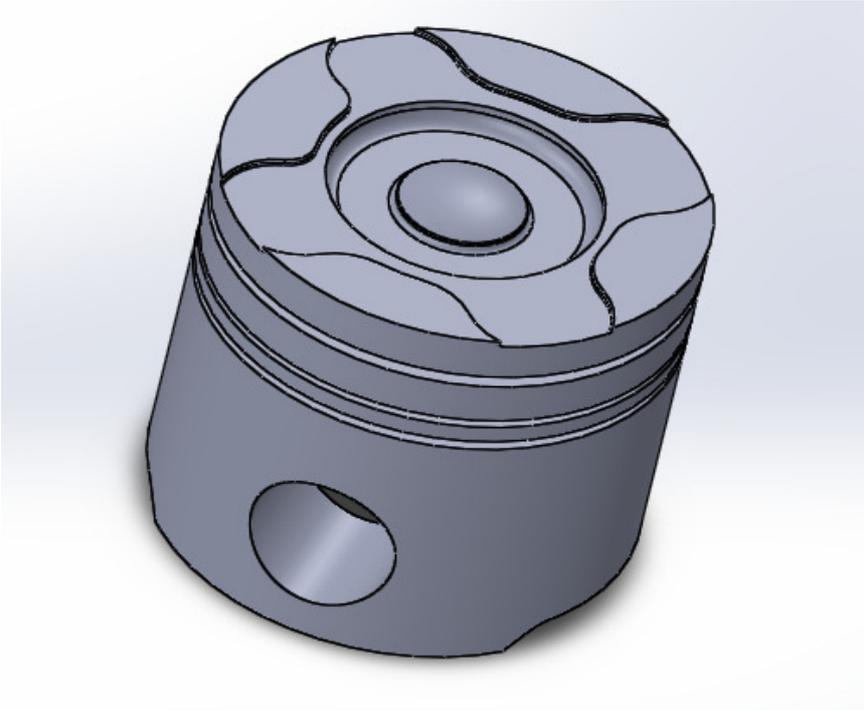


Figure 3.3 piston FL 912

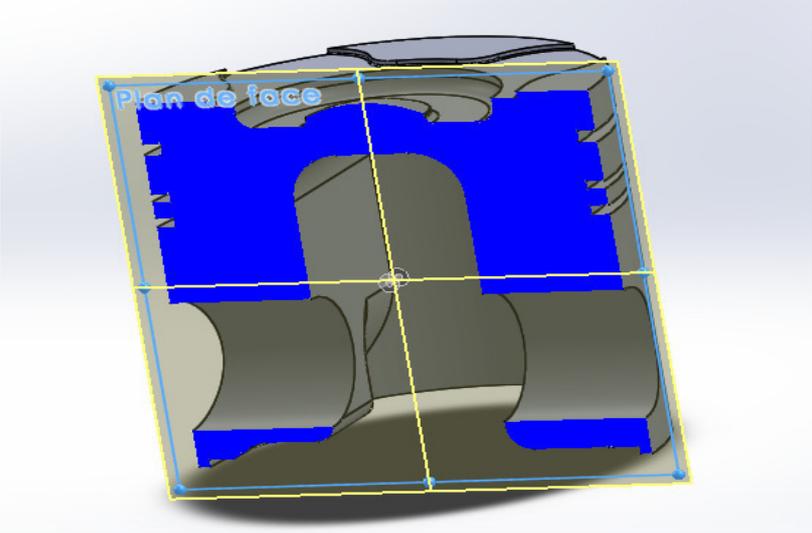


Figure: 3.4 piston de FL912 en coupe

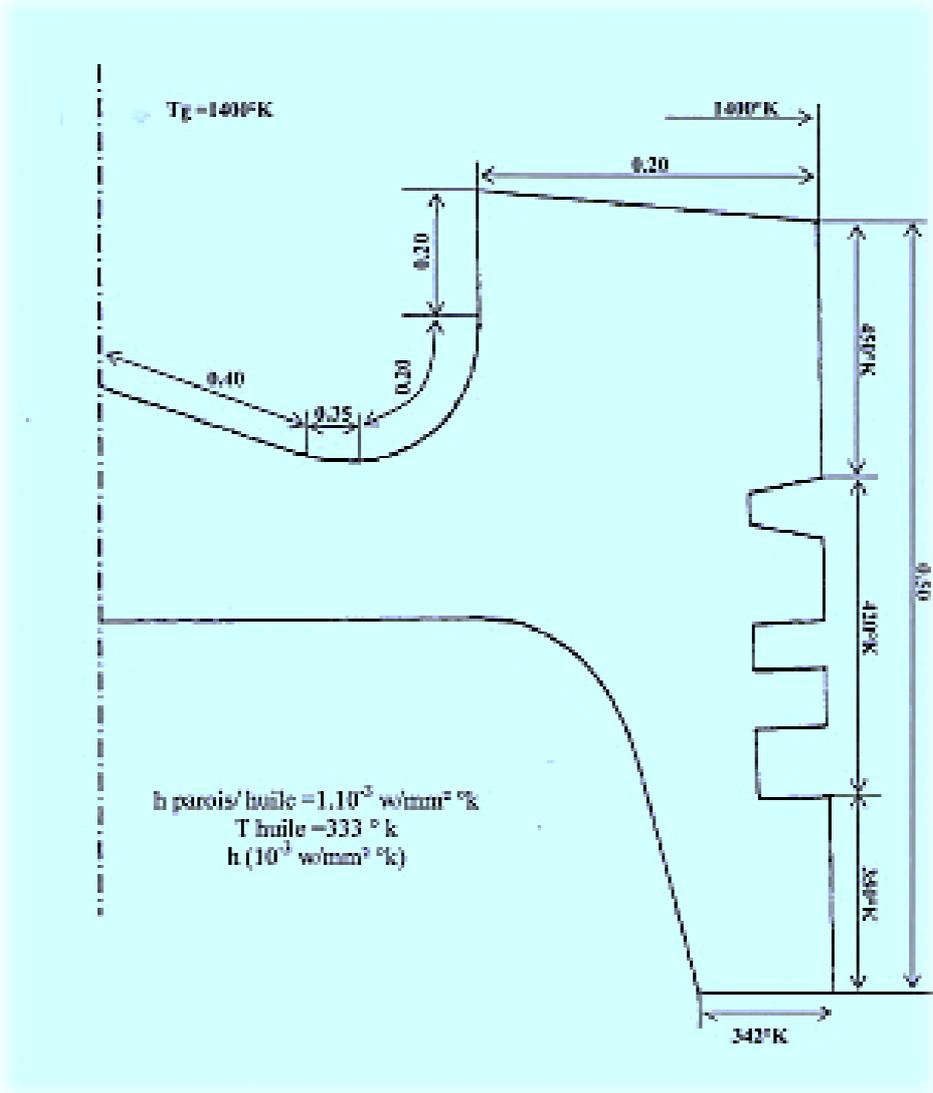


Figure :3.6 les charge thermique sur la tête du piston FL912

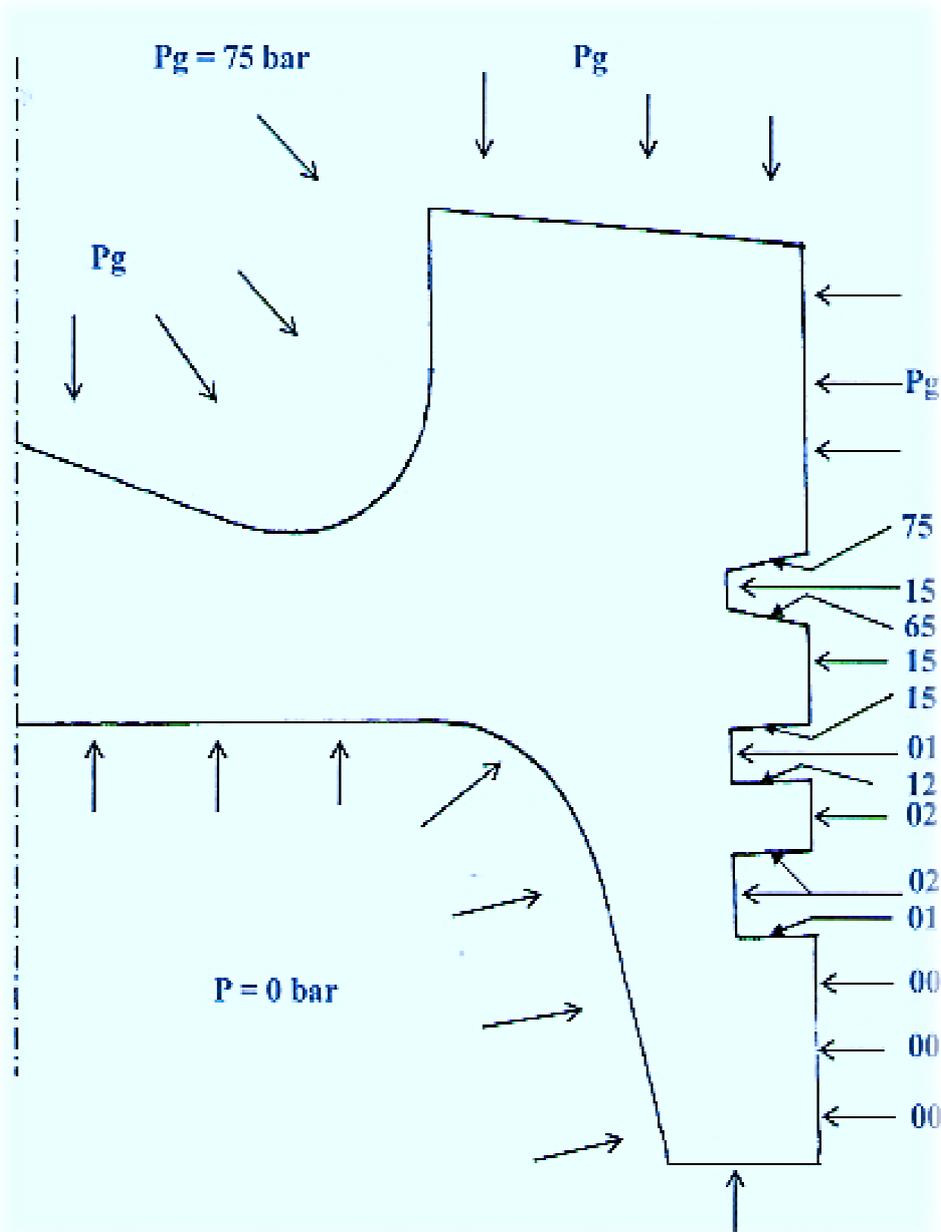


Figure : 3.7 la pression des gaz de combustion sur la tête du piston FL912 en (bar)

III.5.1) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion

Dans cet étude type de phénomène (chambre de combustion) la convection est convection forcée ; type de écoulement la turbulence ; et il va expliqué cet type de écoulement:

La turbulence induite pendant l'admission exerce une influence particulière sur les processus de formation et de combustion du mélange de carburant surtout pour les moteurs à allumage commandé. Un fort mouvement tourbillonnaire aide à la réalisation d'un mélange air-combustible homogène, ce qui conduit à une combustion optimale. La vitesse de propagation de la flamme est proportionnelle au régime par l'intermédiaire de la turbulence, ce qui favorise

la réalisation des moteurs à régimes élevés. La turbulence dans le cylindre influence également sur la formation de la couche limite aux parois de la chambre de combustion. Cela a cela a des répercussions sur la concentration des émissions polluantes, en particulier des hydrocarbures imbrûlés.

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

III.5.2) Caractéristiques du phénomène de turbulence

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

- 1) une composante à valeur moyenne W constante (pour un régime d'écoulement permanent) ou variable (pour un régime fluctuant.);
- 2) une composante fluctuante W_e qui décrit le mouvement irrégulier des particules de fluide.

III.6) calcul la température a surface de piston

pour déterminé la température de surface de piston

la formule de convection $Q = h.S_p.(T_g-T_s).....(1)$

$$Q = m.PCI$$

$$m = R_i.D_s.M(\text{air})$$

on don : $S_p = 42,75 \text{ cm}^2$ espace de la tété de piston

$$h = 0,0114 \text{ cal/cm}^2.\text{c}^\circ \text{ durant la combustion}$$

m : la masse de combustible ; Q : la quantité de chaleur

III.1.a calcul les paramètre :

1.a) la quantité de chaleur .

$$Q = m.Pci$$

1.b) la masse de combustible :

$$m = R_i.D_s.M(\text{air}) = 0,7.(1/15).1 = 0,0467 \text{ g}$$

$R_i = 0,7$ la richesse

$D_s = 1/15$ la dosage stœchiométrique

$M(\text{air}) = 1 \text{ g}$ masse de l'aire

on don $PCI = 10,27.10^6$ pouvoir calorifique inferieur

alors : $Q = 479,60 \text{ cal}$

Chapitre III. Étude les processus et détermine paramètre de transfert thermique Dans la chambre de combustion

on (1) calcul (T_s) la température de surface de tété a piston:

$$T_s = T_g - (Q/h.S_p) \quad T_g : \text{moyen de température la combustion et détente}$$

$$T_g = 1297.5 \text{ c}^\circ$$

$$T_s = 1297,5 - (479,60 / (0,0114.42,75)) \quad \mathbf{T_s = 313 \text{ c}^\circ}$$

Alors cet température $T_s = 313 \text{ c}^\circ$ cet température max de surface de tété de piston Ce qui est considéré comme condition limite .

III.1) Généralités sur le processus transfert thermique

La thermodynamique permet de prévoir la quantité totale d'énergie qu'un système doit échanger avec l'extérieur pour passer d'un état d'équilibre à un autre.

La thermique (ou thermocinétique) se propose de décrire quantitativement (dans l'espace et dans le temps) l'évolution des grandeurs caractéristiques du système, en particulier la température, entre l'état d'équilibre initial et l'état d'équilibre final.

Il y a transfert de chaleur entre deux points où règnent des températures différentes, le transfert s'effectue toujours de la température la plus faible, la différence de température est la force motrice du transfert de chaleur, on distingue trois types de transfert de chaleur.[3]

III.1.1) Chaleur et transfert

L'expérience démontre que lorsqu'un objet chaud entre en contact avec un objet froid l'objet chaud se refroidit tandis que l'objet froid se réchauffe. Cette énergie en transit qui résulte d'un écart de température est appelée 'chaleur' le fait que la chaleur passe toujours d'une température plus élevée à une température plus basse nous amène au principe que la température est l'élément conducteur dans la transmission d'une énergie comme la chaleur.

La "transmission thermique" traite du mécanisme par lequel la chaleur passe d'un endroit à un autre, lorsqu'il existe un écart de température entre deux objets. La chaleur se mesure en kilojoules (KJ) d'énergie et la chaleur transmise s'exprime habituellement avec une unité de temps, par exemple, KJ/s ou KJ/h.

III.1.2) Les modes de transfert thermique

Il y a transfert de chaleur entre deux points où régent des températures différentes, le transfert s'effectue toujours de la température la plus faible, la différence de température est la force motrice du transfert de la chaleur, on distingue trois types de transfert de chaleur. [3]

III.1.2.1) Phénomène de convection

Les surfaces du piston sont en contact, avec des gaz chauds elles sont le siège d'un échange thermique entre les fluide et les surface dont l'intensité et proportionnelle à un coefficient de transfert thermique $h[\text{cal}/\text{cm} \cdot ^\circ\text{C}]$ c'est la quantité de chaleur traversant, par unité de temps, l'unité de surface de paroi, ce coefficient croit avec la pression et la vitesse du fluide, il varie avec un nombre considérable d'autre paramètres (forme, nature et rugosité de la paroi, chaleur et masse spécifiques du fluide, ect...).[

La densité du flux thermique est aussi proportionnelle à la différence des températures entre le fluide et la surface de la paroi:

$$Q_h = h \cdot s(T_g - T_p) \quad (3.1)$$

(Loi de transmission de chaleur de NEWTON).

Avec : T_g = température résultante des gaz.

T_p = température de la paroi du piston.

III.1.2.2) Conduction

Ce mode de transmission tend à une distribution homogène, au sein du piston, de l'énergie cinétique des divers particules par diffusion des zones ou la valeur moyenne de cette énergie c'est-à-dire la température est élevée (tête du piston), vers les zones où elle est faible (jupe)

- La loi correspondant à ce processeur particulier de diffusion de la chaleur est telle que la chaleur est telle que la densité du flux est une fonction linéaire du gradient de température. [11]

Appelée aussi loi de **FOURIER**

$$Q_c = k \cdot \text{grad}(T) \quad (3.2)$$

L'opérateur A ($w/m \cdot c^\circ$) définit la conductivité thermique du matériau Quantité de chaleur qui laisse passe par unité de surface et par unité de tempe une paroi ayant pour épaisseur l'unité sous une différence de température de $1^\circ C$.

III.1.2.3) Rayonnement

Lore de la combustion dans la chambre, il se forme une flamme, puis une flux de produit de combustion incandescent (le gaz carbonique et la valeur d'eau), qui transmettent par rayonnement une quantité importante de chaleur aux parois plus froides de la chambre (chemise et face supérieure du piston), dans une telle flamme, en plus des gaz triatomique, l'émission est due aux particules des suite formées par la décomposition thermique à l'étape initiale de combustion. La flamme est un milieu émetteur et absorbant, ses caractéristiques radiatives dépendent fortement de la concentration, de la dimension et des propriétés physiques particules solides, ainsi que la température.

Les calculs techniques de l'échange de chaleur radiatifs dans la chambre de combustion se font ordinairement, d'après deux méthodes principales, la première est fondée sur l'application de l'équation de STEFAN-BOLTZMANN, la deuxième, Sur l'application de la théorie de la similitude thermique, et l'utilisation des équations Semi-empiriques de similitude.

Dans notre cas on applique la loi de STEFEN-BOLTZMANN pour calculer la densité de flux thermique par rayonnement [w/m^2]

$$Q_r = \alpha_0 \varepsilon_c \cdot (T_g^4 - T_p^4) \quad (3.3)$$

Avec:

$\alpha_0 = 5.67 \cdot 10^{-8} w/m^5 k^4$ constante de STEFAN BOLZMANN

$\varepsilon_0 = 0.9$ (Pour le gas-oil) degré de noirceur (pouvoir absorbant) de la chambre.

Le degré de noirceur ϵ d'un volume d'un gaz est défini comme étant le rapport de la densité superficielle du rayonnement produit par le volume de gaz à une certaine température à la densité du rayonnement noir à la même température. Remarque: la température T_p est très inférieure à celle du gaz T_g .

Alors :
$$T_g^4 - T_p^4 \approx T_g^4$$

Et la densité du flux thermique deviendra:

$$Q_r = \alpha_c \cdot \epsilon_0 \cdot (T_g)^4$$

Où
$$Q_r = 5.67 \cdot \epsilon_c \cdot (T_g/100)^4$$

On note ici que Q_r représente la densité de flux émis par la source (combustion des gaz), mais il n'est pas totalement absorbé par la surface réceptrice, et cela dépend de l'état de cette dernière de genre du revêtement s'il existe, donc pour calculer. [7]

III.2) Les charges thermiques (flux de chaleur)

Les apports d'énergie calorifique dégagés par la combustion se situent essentiellement dans la surface de tête du piston, la structure de ce dernier est, en conséquence sera le siège une propagation de cette énergie dont nous ne pouvons avoir une notion concertée que grâce à la température, laquelle est une qualité accessible à la mesure, soit en relevant ces valeurs dans la chambre de combustion en utilisant des thermocouples, ou par la méthode théorique en étudiant le cycle thermodynamique $T(\theta)$ du moteur.[3]

III.3) Situation thermique du piston

Le piston constitue l'une des parois de la chambre de combustion, les apports d'énergie calorifique dont ce dernier est l'objet se situent, pour l'essentiel, dans la surface de la tête du piston, l'origine du flux thermique étant la compression pour le diesel et la combustion pour les moteurs à allumage commandé, la structure du piston est donc le siège d'une propagation d'énergie calorifique.

III.3.1) Flux entrant

La valeur de tout coefficient de transfert thermique entre fluide et solide croit avec la pression et la turbulence du fluide. En l'occurrence, le coefficient de transfert h , entre gaz de combustion et surface de tête de piston va donc diminuer au fur et à mesure que la détente se produite.

On a aussi :

$$h = 0.0114 \text{ cal I cm .h C}^\circ \text{ durant la combustion.}$$

Durant le même temps, la température T des gaz diminue d'une façon considérable (Fig. n° 3.1)

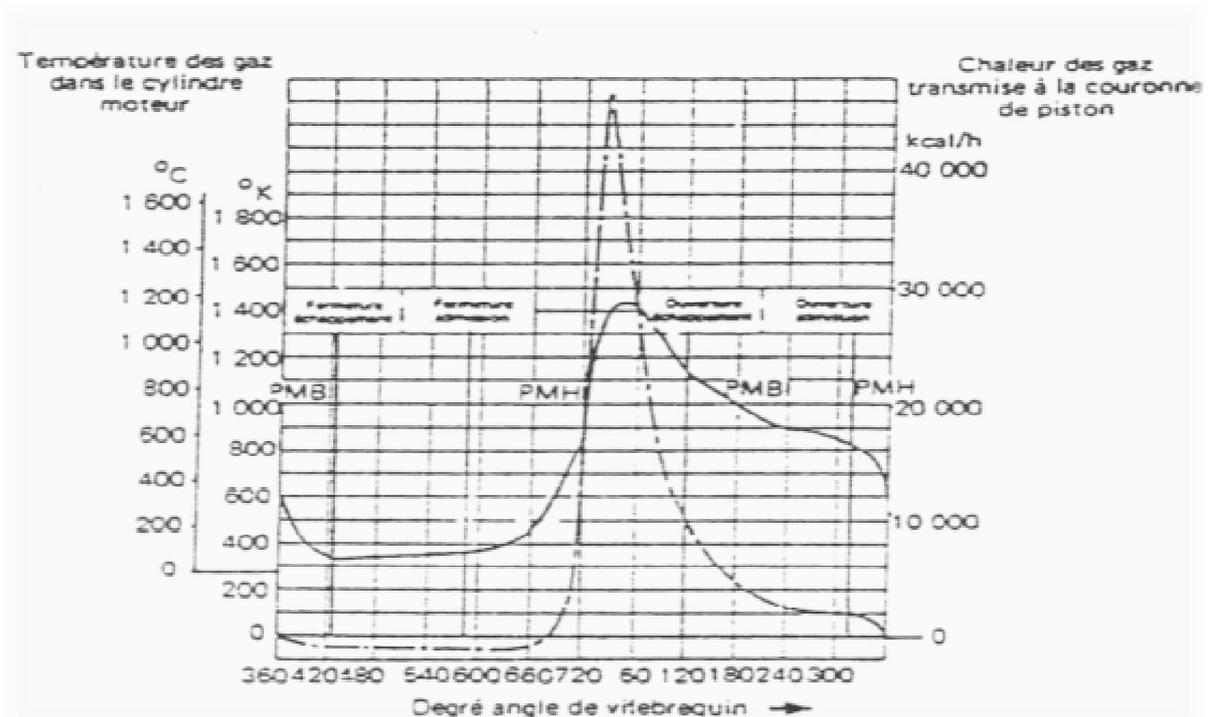


Figure 3.1 Evolution thermique dans la chambre de combustion.

Au total, l'énergie thermique transférée dans la tête du piston varie d'une façon considérable dans le temps entre le PMH combustion et le PMB détente, par ailleurs elle varie aussi d'une façon considérable dans l'espace du fait que la température de la surface de tête de piston n'est pas uniforme la température maximale d'une surface de tête de piston (supposée plane) se situe donc en son Centre, la température T_g des gaz et le coefficient h de transfert thermique étant supposés constante.

La température de ce centre est d'autant plus élevé que :

- La conductivité λ du matériau est plus faible.
- L'épaisseur e est plus faible, mais si l'on augmente λ ou e , la température

De la périphérie de la tête de piston et en particulier celle de la gorge du segment de tête risque de devenir trop élevée (l'expérience prouve qu'elle ne doit pas dépasser **220 °C**).

En fait la répartition des isothermes dans la tête d'un piston et en conséquence dans tout le corps d'un piston est tributaire :

- De l'emplacement des soupapes (action sur T_{gaz} et sur h).
- De l'emplacement et du type d'injecteur (ou de chambre de combustion).
- De la forme de la tête (fig.3.2)

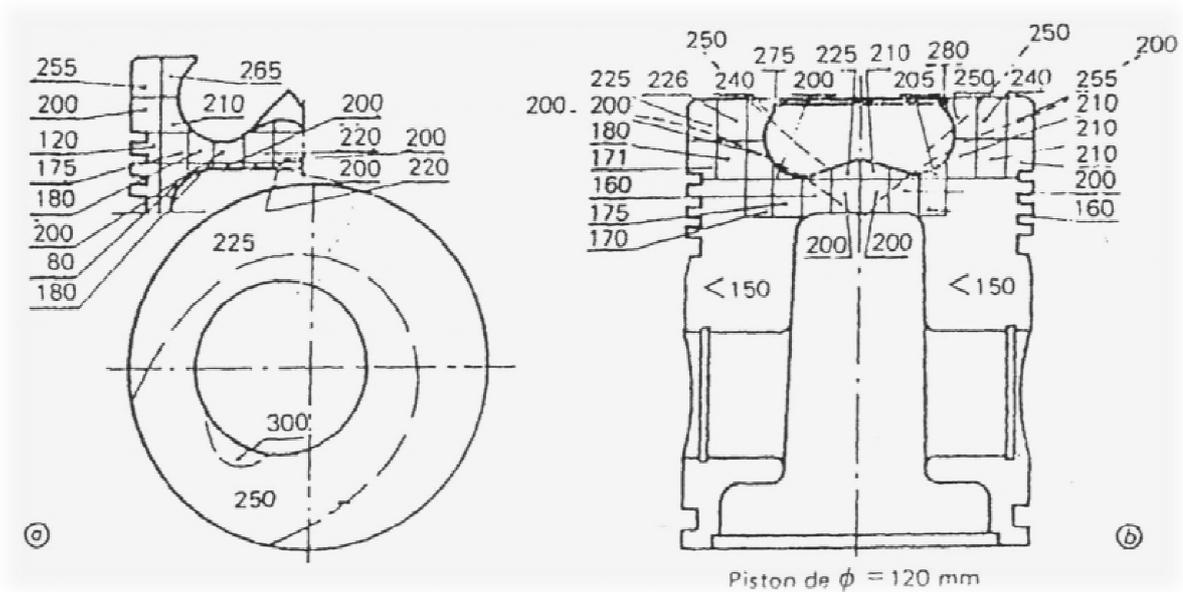


Figure 3.2: (a, b) représentation des températures à l'intérieur du piston.

Au total la quantité d'énergie évacuée sous forme calorifique par des pistons en alliage d'aluminium s'avère être.

- De 8 à 10 % de l'énergie Utile développée en moteur à essence.
- De 15 à 20 % de l'énergie utile développée en moteur Diesel.

On perçoit l'intérêt capital d'augmenter la température T_{paroi} de la tête des pistons Diesel et pour cela d'adopter des têtes de piston en acier (fig. 1.13).

III.3.2) Flux sortant

Les surfaces par lesquelles les calories entrées s'évacuent naturellement sont celles de :

- La face latérale externe du piston en contact avec la chemise (jupe).
- La face interne du piston en contact avec la vapeur d'huile du carter.
- La face de la tête du piston durant la partie du cycle où $(T_{gaz} - T_{paroi})$ est < 0 .

Il faut, le cas échéant, tenir en compte de l'évacuation forcée par le refroidissement interne du piston.

Les températures T_{aval} sont diverses puisque, suivant les surfaces de piston considérées, elles sont :

- Soit la température de la chemise refroidie par le circuit d'eau donc décroissante du haut en bas.
- Soit la température de l'huile de réfrigération du carter.
- Soit la température moyenne de l'air durant la phase de compression.

III.4) Récapitulation des données

III.4.1) Matériau du piston FL 912 (AlSi12CuMgNi)

C'est l'alliage d'aluminium à 12% de silicium, ses principaux avantages sont :
Sa légèreté, une masse plus faible se traduit par une réduction des forces d'inertie, une diminution des charges sur les coussinets et de la poussée latérale sur les parois du cylindre.

Il a un coefficient de dissipation de chaleur élevé, donc le piston fonctionne à de plus basse températures ce qui permet l'utilisation d'un taux de compression plus élevé.

L'augmentation du taux de compression s'accompagne d'une élévation de températures de la structure de piston, cependant, la résistance mécanique de l'aluminium diminue rapidement à mesure que la température s'élève et devient mou et malléable lorsqu'il est surchauffé.

III.4.2) Conductivité des matériaux du piston FL912

$$\lambda = 226 \text{W/m.}$$

III.4.3) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion

Dans cet étude type de phénomène (chambre de combustion) la convection est convection forcée ; type de écoulement la turbulence ; et il va expliqué cet type de écoulement:

La turbulence induite pendant l'admission exerce une influence particulière sur les processus de formation et de combustion du mélange de carburant surtout pour les moteurs à allumage commandé. Un fort mouvement tourbillonnaire aide à la réalisation d'un mélange air-combustible homogène, ce qui conduit à une combustion optimale. La vitesse de

propagation de la flamme est proportionnelle au régime par l'intermédiaire de la turbulence, ce qui favorise

la réalisation des moteurs à régimes élevés. La turbulence dans le cylindre influence également sur la formation de la couche limite aux parois de la chambre de combustion. Cela a des répercussions sur la concentration des émissions polluantes, en particulier des hydrocarbures imbrûlés.

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

III.4.3.1) Caractéristiques du phénomène de turbulence

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

- 1) une composante à valeur moyenne W constante (pour un régime d'écoulement permanent) ou variable (pour un régime fluctuant.);
- 2) une composante fluctuante W_e qui décrit le mouvement irrégulier des particules de fluide.

III.4.4) température des gaz

La température maximale de combustion est de l'ordre de 1999°C , d'après chapitre II, cette température physiquement est extrêmement fugitive, et n'exerce qu'une influence relativement mineure sur la température des structures.

Alors il a été ainsi amené à caractériser la température résultante T_g , la moyenne entre la température initiale des gaz en combustion et leur température finale en fin de détente ; cette

température T_g est celle qui, pour un coefficient d'échange thermique globale moyen, provoquerait un flux de chaleur égale au flux effectivement mesuré [3].

III.4.5) La température résultante

Considérée comme un paramètre constant durant la course motrice du moteur :

$$T_g = 1297,5^\circ\text{C}$$

III.4.6) Coefficient de transfert de chaleur h

A l'entrée : entre gaz de combustion et surface de tête de piston dépend de la pression et la turbulence, sa valeur dans la cavité du piston (lieu de turbulence) sera plus grande que sur sa surface plane (figure. 3.3).

A la sortie : deux valeurs à prendre en compte pour ce coefficient, les surfaces intéressées sont alors :

- Entre piston et chemise, la surface concernée est très importante, mais le coefficient est faible du fait de la présence d'un film d'huile inter facial relativement épais, on peut tabler sur $h=0.0114 \text{ cal/cm}^2 \cdot \text{c}^\circ$
- Entre paroi interne du piston et vapeurs d'huile de refroidissement ; il est de l'ordre de 0,1

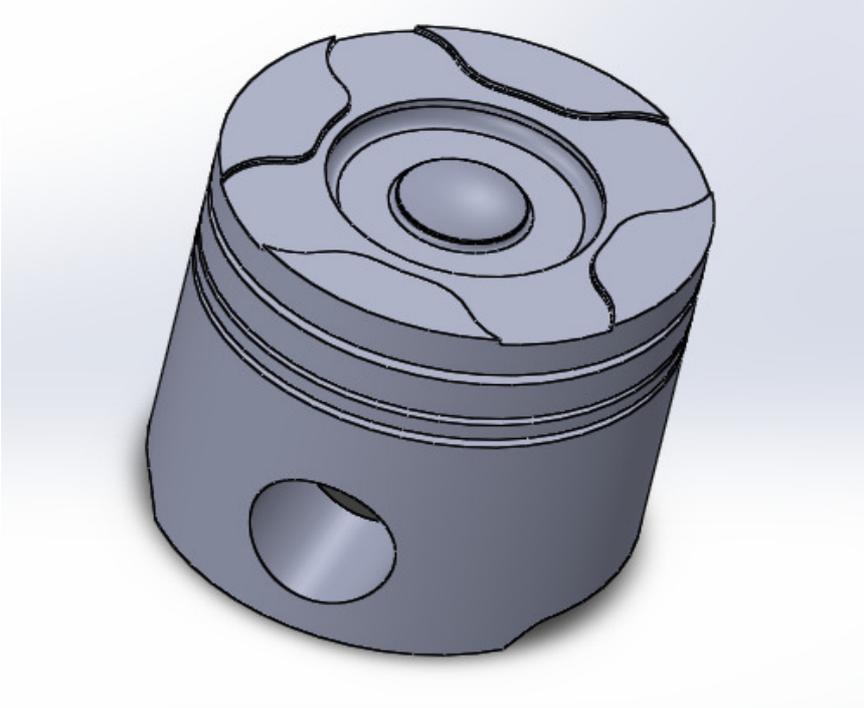


Figure 3.3 piston FL 912

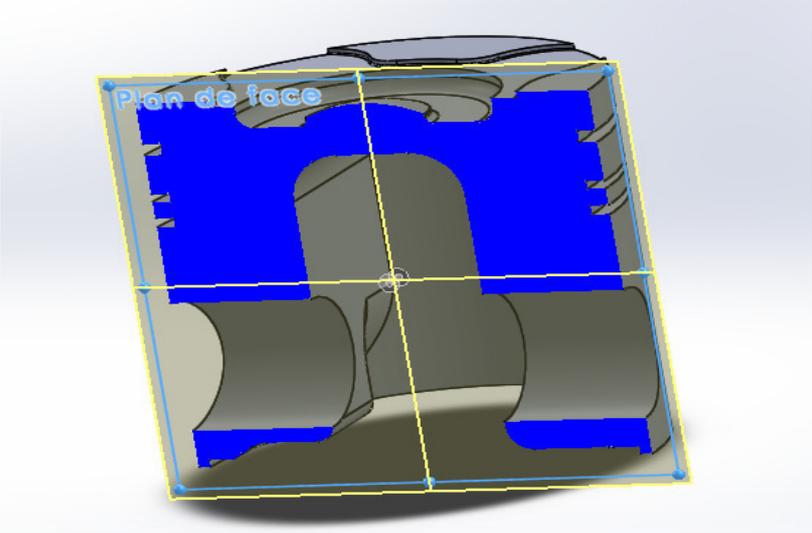


Figure: 3.4 piston de FL912 en coupe

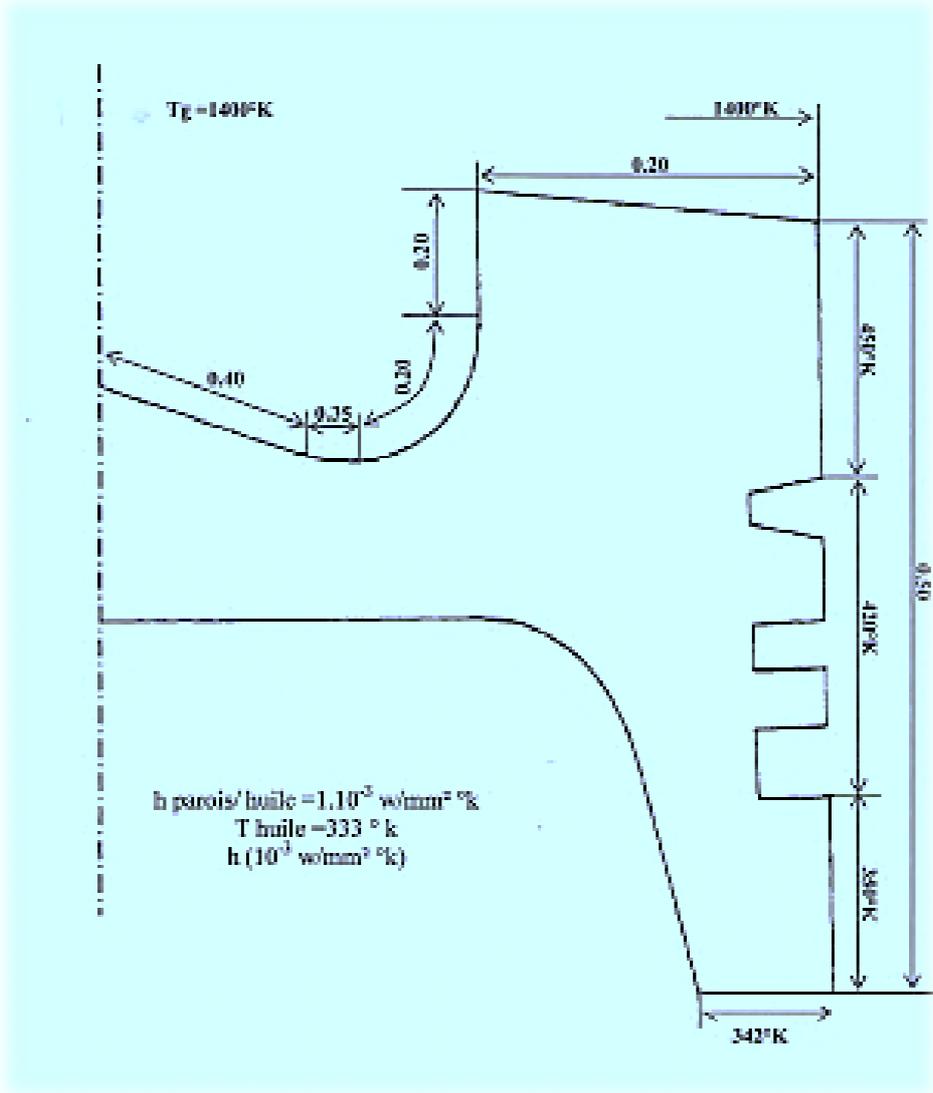


Figure :3.6 les charge thermique sur la tête du piston FL912

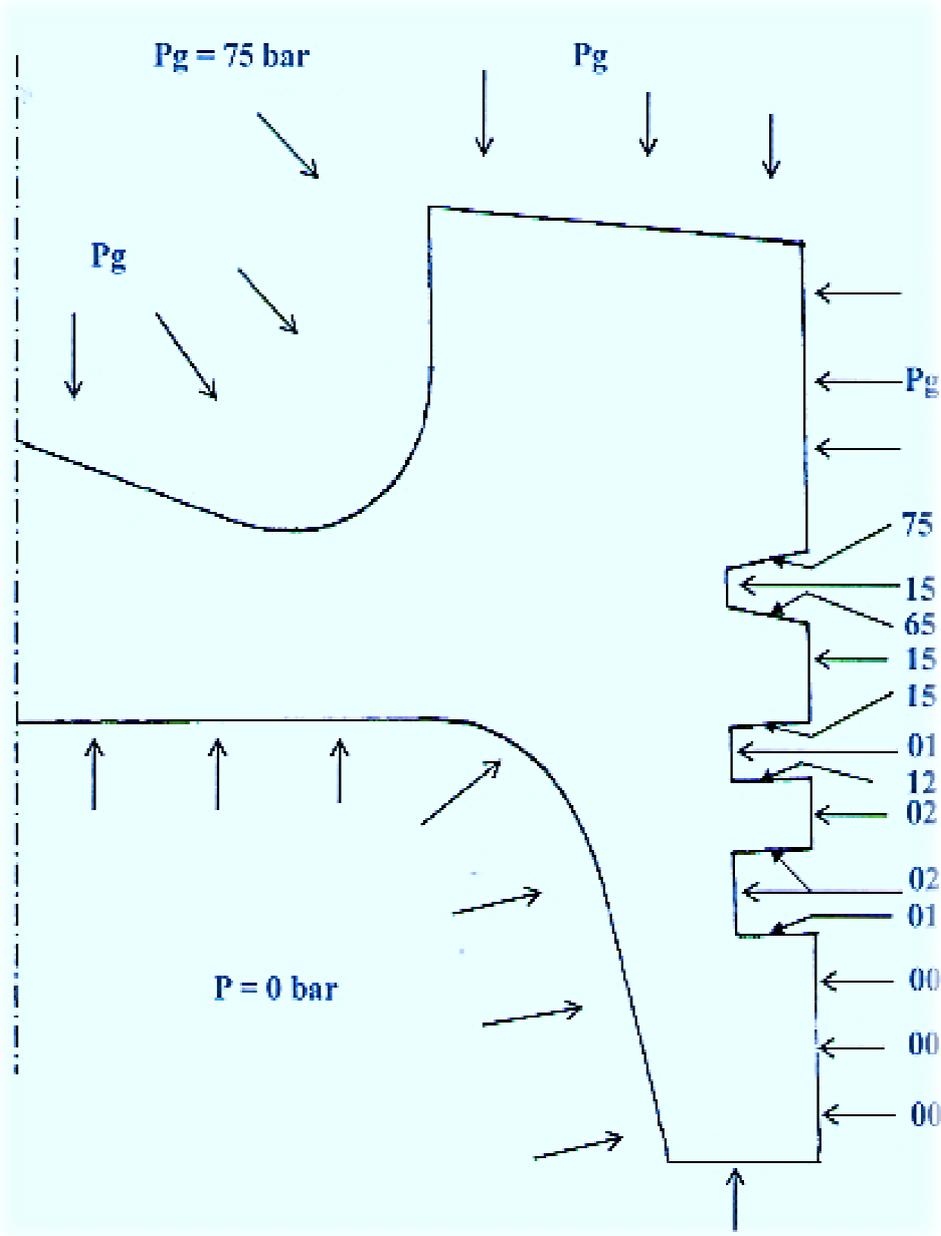


Figure : 3.7 la pression des gaz de combustion sur la tête du piston FL912 en (bar)

III.5.1) Type De Ecoulement Dans La Chambre De Combustion

Dans cet étude type de phénomène (chambre de combustion) la convection est convection forcée ; type de écoulement la turbulence ; et il va expliqué cet type de écoulement:

La turbulence induite pendant l'admission exerce une influence particulière sur les processus de formation et de combustion du mélange de carburant surtout pour les moteurs à allumage commandé. Un fort mouvement tourbillonnaire aide à la réalisation d'un mélange air-combustible homogène, ce qui conduit à une combustion optimale. La vitesse de propagation de la flamme est proportionnelle au régime par l'intermédiaire de la turbulence, ce qui favorise

la réalisation des moteurs à régimes élevés. La turbulence dans le cylindre influence également sur la formation de la couche limite aux parois de la chambre de combustion. Cela a cela a des répercussions sur la concentration des émissions polluantes, en particulier des hydrocarbures imbrûlés.

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

III.5.2) Caractéristiques du phénomène de turbulence

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

- 1) une composante à valeur moyenne W constante (pour un régime d'écoulement permanent) ou variable (pour un régime fluctuant.);
- 2) une composante fluctuante W_e qui décrit le mouvement irrégulier des particules de fluide.

III.6) calcul la température a surface de piston

pour déterminé la température de surface de piston

la formule de convection $Q = h.S_p.(T_g-T_s).....(1)$

$$Q = m.PCI$$

$$m = R_i.D_s.M(\text{air})$$

on don : $S_p = 42,75 \text{ cm}^2$ espace de la tété de piston

$h = 0,0114 \text{ cal/cm}^2.\text{c}^\circ$ durant la combustion

m : la masse de combustible ; Q : la quantité de chaleur

III.1.a calcul les paramètre :

1.a) la quantité de chaleur .

$$Q = m.Pci$$

1.b) la masse de combustible :

$$m = R_i.D_s.M(\text{air}) = 0,7.(1/15).1 = 0,0467 \text{ g}$$

$R_i = 0,7$ la richesse

$D_s = 1/15$ la dosage stœchiométrique

$M(\text{air}) = 1 \text{ g}$ masse de l'aire

on don $PCI = 10,27.10^6$ pouvoir calorifique inferieur

alors : $Q = 479,60 \text{ cal}$

Chapitre III. Étude les processus et détermine paramètre de transfert thermique Dans la chambre de combustion

on (1) calcul (T_s) la température de surface de tété a piston:

$$T_s = T_g - (Q/h.S_p) \quad T_g : \text{moyen de température la combustion et détente}$$

$$T_g = 1297.5 \text{ c}^\circ$$

$$T_s = 1297,5 - (479,60 / (0,0114.42,75)) \quad \mathbf{T_s = 313 \text{ c}^\circ}$$

Alors cet température $T_s = 313 \text{ c}^\circ$ cet température max de surface de tété de piston Ce qui est considéré comme condition limite .

Chapitre IV: Simulation thermique à piston avec ANSYS FLUENT

IV.1 Introduction

Nous utilisons la méthode des volumes finies dans notre étude pour déterminer le comportement mécanique du piston, et nous choisissons le logiciel de simulation numérique ANSYS FLUENT

IV.1.1 ANSYS FLUENT est le logiciel de dynamique des fluides (CFD) le plus puissant du marché pour aller plus vite et plus loin dans l'optimisation de la performance de vos produits. ANSYS Fluent offre des fonctionnalités éprouvées de modélisation physique et fournit des résultats rapides et précis pour une très large gamme d'applications CFD et multiphasiques. est un méthode volume finies, offre toutes les capacités physiques nécessaires pour la modélisation des écoulements fluides, des turbulences, des transferts de chaleur et des réactions chimiques. Le logiciel est utilisé pour des applications industrielles allant de l'écoulement d'air autour d'une aile d'avion, à la combustion à l'intérieur d'un four ; des colonnes à bulles aux plates-formes pétrolières ; du flux sanguin à la fabrication de semi-conducteurs ; de la conception de salles blanches aux usines de traitement des eaux usées. Des modèles spécifiques sont proposés pour modéliser les phénomènes de combustion interne, ainsi que les turbomachines et les systèmes multiphasiques, ce qui élargit encore son champ d'application

IV.1.2 Les volumes finies .La méthode intègre, sur des volumes élémentaires de forme simple, les équations écrites sous

forme de loi de conservation. Elle fournit ainsi de manière naturelle des approximations

discrètes conservatives et est particulièrement bien adaptée aux équations de la mécanique des Fluides. Sa mise en œuvre est simple avec des volumes élémentaires rectangles

IV.1.2.3 les Avantages : permet de traiter des géométries complexes avec des volumes de forme quelconque,

détermination plus naturelle des conditions aux limites de type Neumann.

Inconvénient : peu de résultats théoriques de convergence.

de façon générale , une résolution par volume finies comporte quatre étapes

- première partie : choisir système d'analyse
- deuxième partie : 1-définir le type de volume fini, dessiné la géométrie et les propriétés physique des matériaux
2-maillage la volume
- troisième partie : traitement ou procession : donné tous conditions aux limites
- quatrième partie : en donne les résultat / tracé les isothermes

IV .2 Simulation avec ANSYS FLUENT

IV.2.1 choisir système d'analyse:

dans ce projet nous utiliserons une système d'analyse cliquez sur thermique transitoire

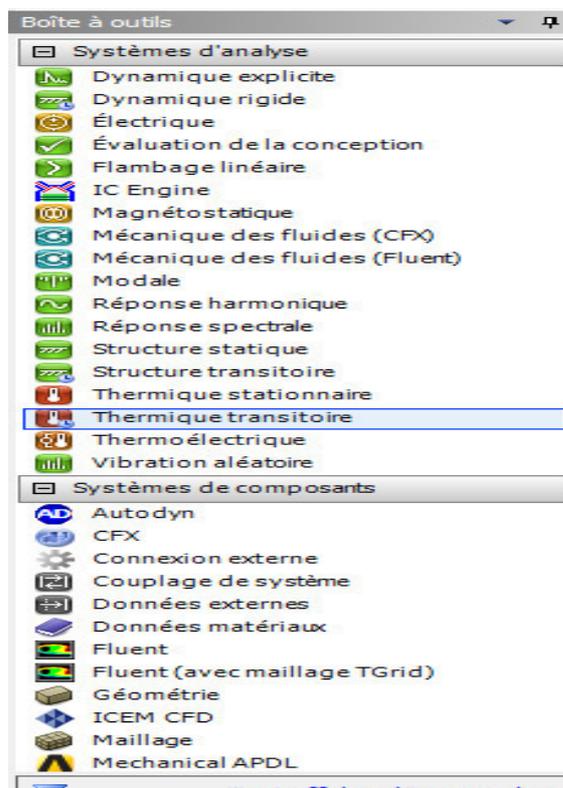


figure 4.1 choix de l'étude

IV.2.2 Dessinez La Géométrie

on va dessinez le piston a 3D

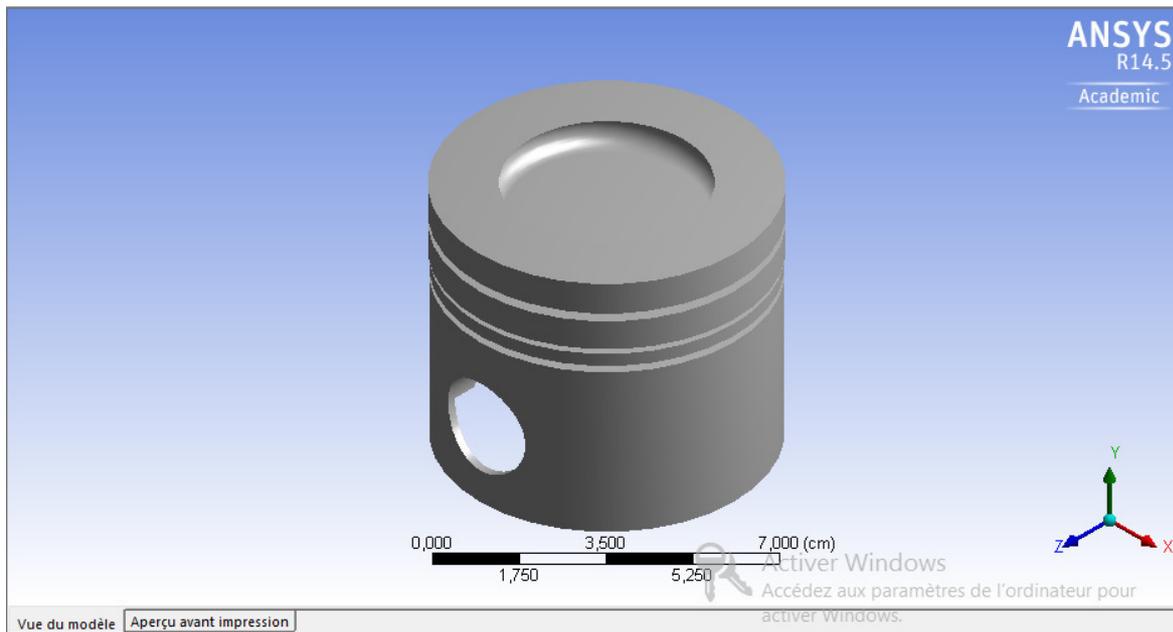


figure 4.2 La géométrie du piston

IV.2.2.1/ les paramètre de géométrie (Tableau 6)

Nom de l'objet	<i>Solide</i>
Etat	Maillé
Propriétés graphiques	
Visible	Oui
Transparence	1
Définition	
Comportement de raideur	Flexible
Système de coordonnées	Système de coordonnées par défaut
Température de référence	Par environnement
Boîte englobante	
Longueur suivant X	72,247 mm
Longueur suivant Y	62,3 mm

Longueur suivant Z	72,247 mm
Propriétés	
Volume	1,005e+005 mm ³
Masse	0,27837 kg
Coord. X du centre de gravité	1,3795e-005 mm
Coord. Y du centre de gravité	23,546 mm
Coord. Z du centre de gravité	-8,0062e-004 mm
Moment d'inertie Ip1	169,52 kg·mm ²
Moment d'inertie Ip2	236,77 kg·mm ²
Moment d'inertie Ip3	179,12 kg·mm ²
Statistiques	
Noeuds	10108
Eléments	5416

IV.2.3 Choix du matériau (Tableau 7)

dans notre cas le piston est composé d'alliage aluminium désigné par : **ALSi12cuMgNi**

Matériau	
Affectation	Alliage d'aluminium
Effets non linéaires	Oui
Effets de déformation thermique	Oui

IV.2.3.1 Propriétés Du Matériau (Tableau 8)

Alliage d'aluminium > Constants

Masse volumique	2,77e-006 kg mm ⁻³
Coefficient de dilatation thermique	2,3e-005 C ⁻¹
Chaleur spécifique	8,75e+005 mJ kg ⁻¹ C ⁻¹

Alliage d'aluminium > Limite à la rupture en traction (Tableau 9)

Limite à la rupture en traction MPa
310,

IV.2.4 Information sur le maillage (Tableau 10)

Nom de l'objet	<i>Maillage</i>
Etat	Résolu
Réglages par défaut	
Physique de préférence	Mécanique
Pertinence	0
Dimensionnement	
Utiliser la fonction de taille avancée	Désactivé
Taille des éléments	Par défaut
Taille d'élément initiale	Assemblage actif
Lissage	Moyen
Transition	Rapide
Longueur d'arête minimale	5,80270 mm
Inflation	
Utiliser l'inflation tét. automatique	Aucun
Option Inflation	Transition progressive
Rapport de transition	0,272
Maximum couches	5
Taux de croissance	1,2
Algorithme d'inflation	Pré
Options conforme aux surfaces paramétriques	
Mailleur surfacique triangulaire	Contrôlé par le programme
Avancés	
Contrôle de forme	Mécanique standard
Noeuds intermédiaires d'éléments	Contrôlé par le programme

Eléments à arêtes rectilignes	Non
Tentatives supplémentaires pour l'assemblage	Oui
Comportement de corps rigide	Dimensionnellement réduit
Simplification	
Tolérance de pincement	Veillez définir
Générer le pincement au rafraîchissement	Non
Simplification du maillage de base automatique	Activé
Statistiques	
Noeuds	10108
Eléments	5416

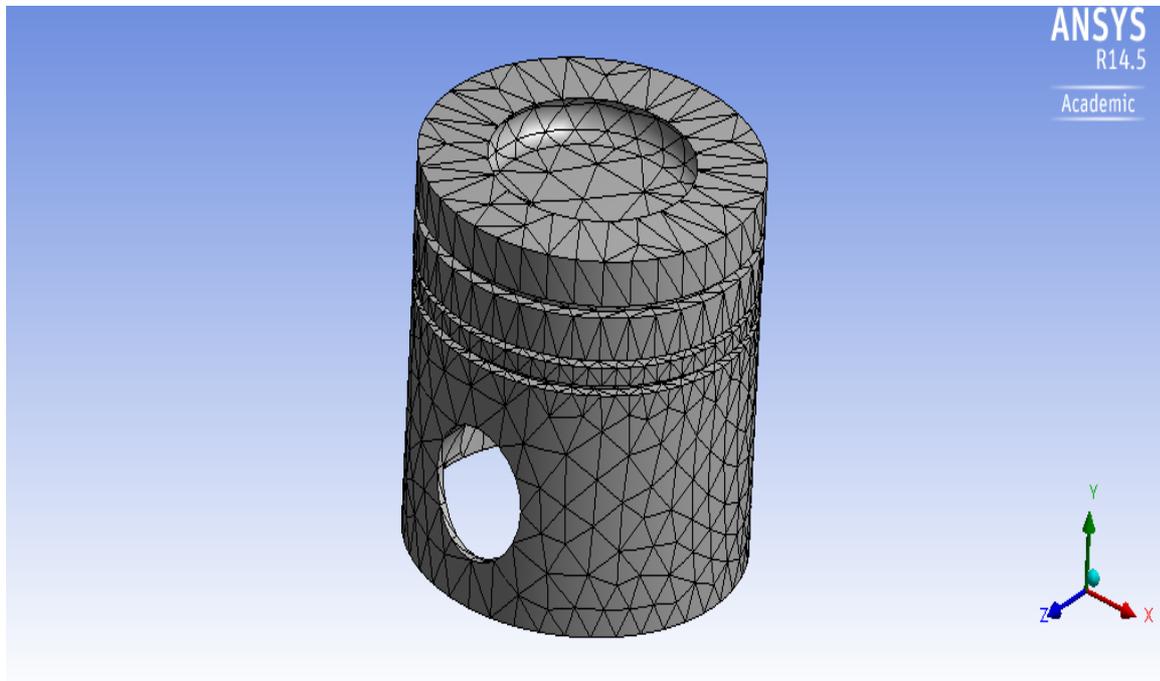


Figure 4.3 maillage du piston

IV.2.5 Chargements thermique (les conditions aux limites)

- détails de température:

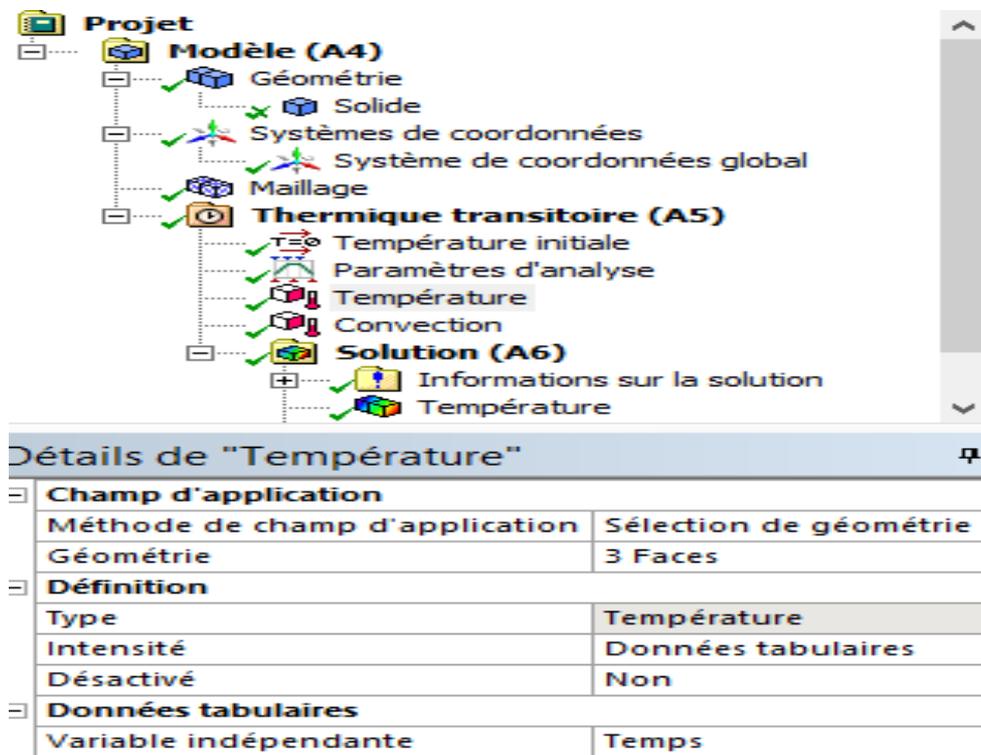


figure 4.4 Détail de Température

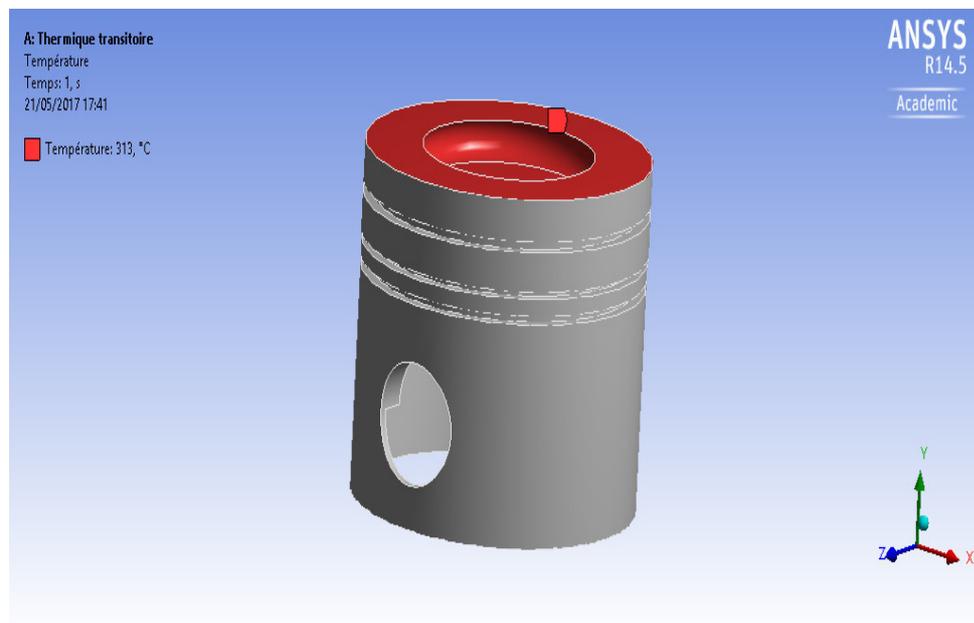


figure 4.5 choisir les surface qui applique la température

- détail de convection :

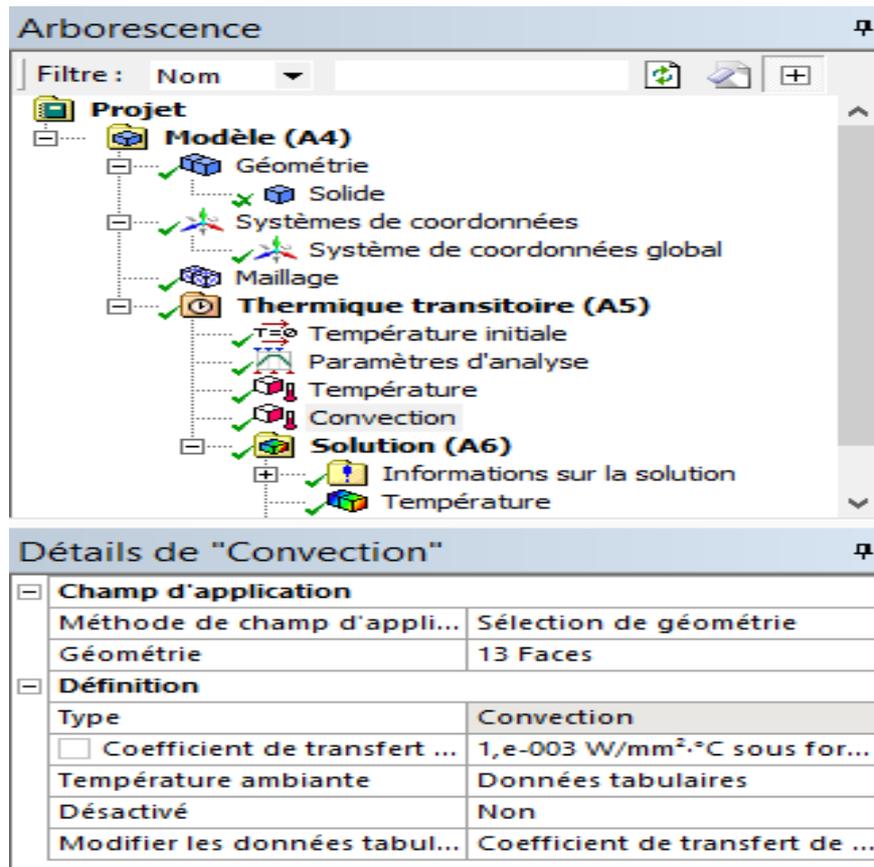


figure 4.6 Détail de convection

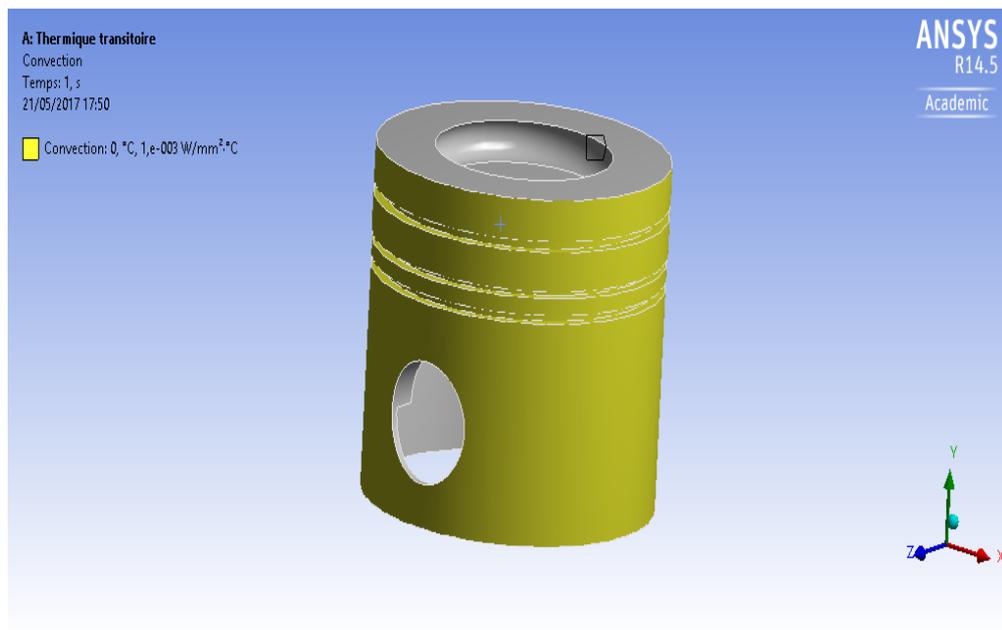


figure 4.7 choisir les surface qui applique la convection

IV.2.6 Présentation de résultats

IV.2.6.1 La température au sien du piston

à la fin de la condition limite nous pouvons obtenir les températures nodales dans la toute structure de piston ; et Les résultats sont les suivants:

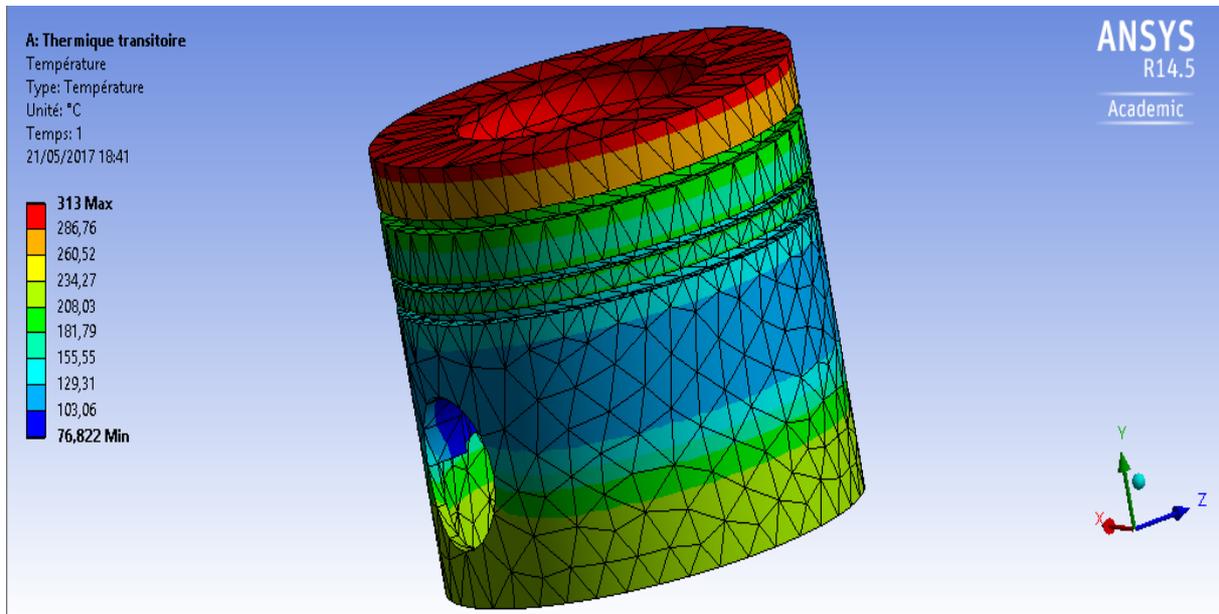


figure 4.8 Distribution thermique dans la piston

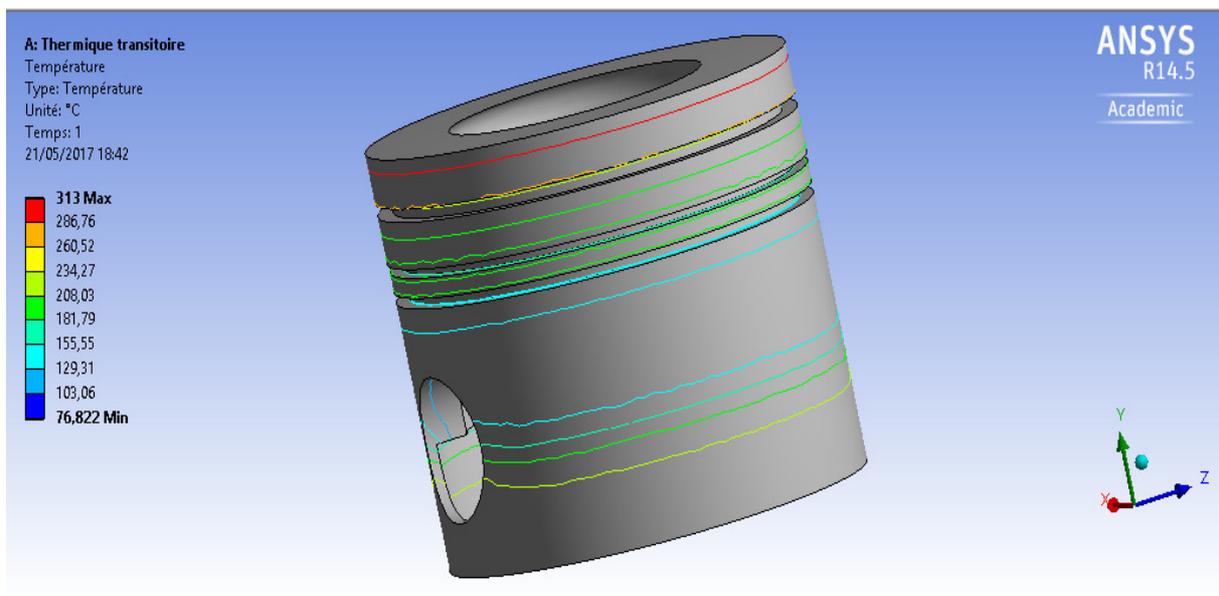


figure 4.9 les ligne des isothermes thermique au sien du piston en (c°)

IV. 2.6.2 La Flux De Chaleur Totale

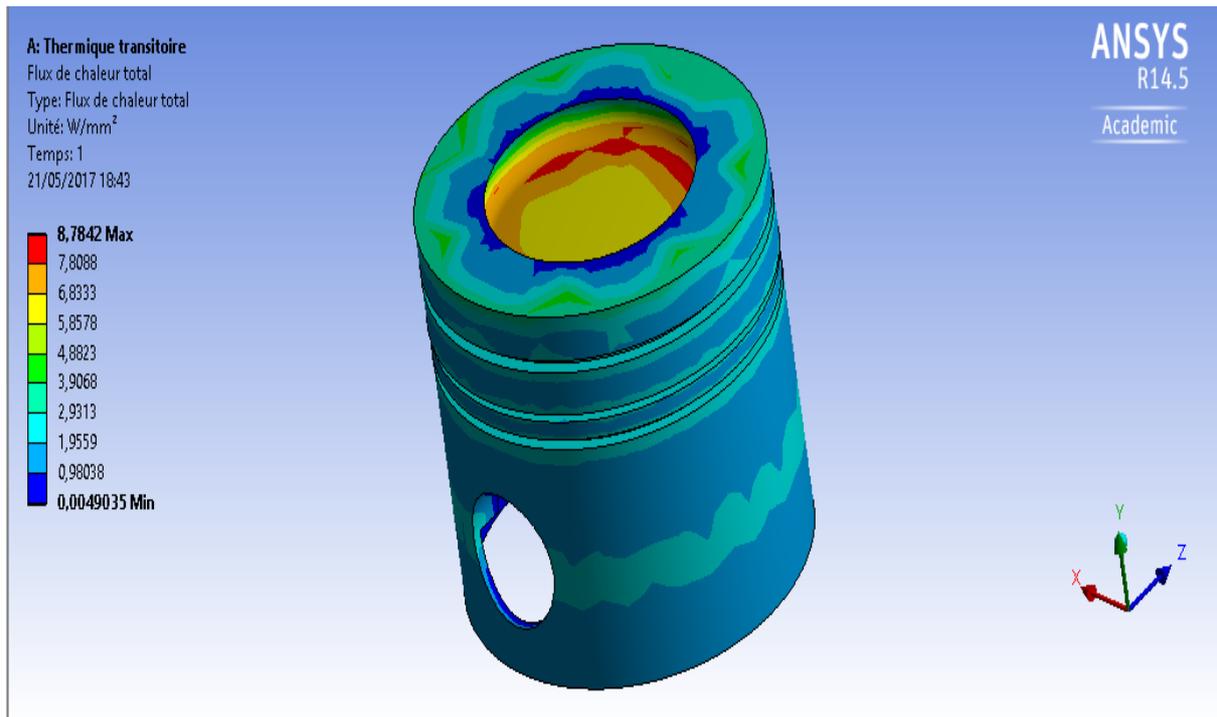


Figure 4.10 Distribution de flux de chaleur totale

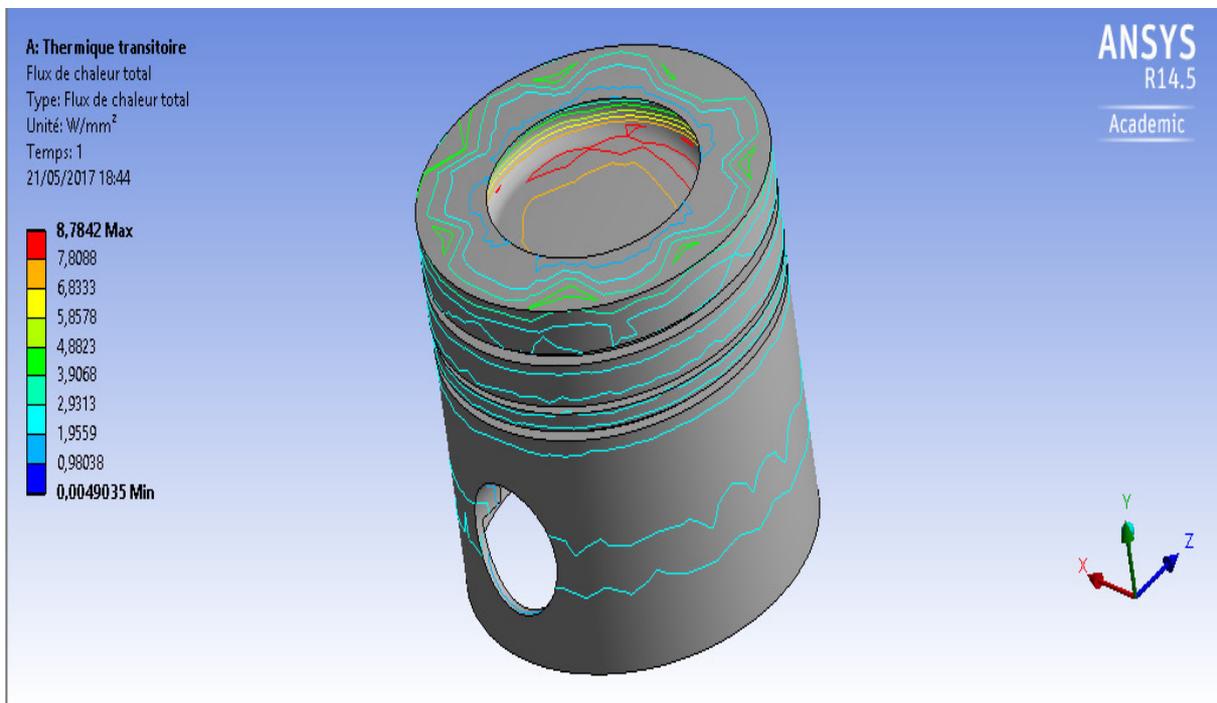


figure 4.11 les ligne des isothermes qui représenté flux de chaleur sien du piston

IV.3) les informations sur les résultats

IV.3.1 Informations sur la solution > Température(tableau 11)

Température		
Minimum	76,822 °C	4,9035e-003 W/mm ²
Maximum	313, °C	8,7842 W/mm ²
Valeur minimale dans le temps		
Minimum	23,861 °C	4,7769e-005 W/mm ²
Maximum	76,822 °C	4,9035e-003 W/mm ²
Valeur maximale dans le temps		
Minimum	27,88 °C	0,61049 W/mm ²
Maximum	313, °C	8,7842 W/mm ²
Informations		
Temps	1, s	
Incrément de chargement	1	
Sous-incrément	19	
Nombre d'itérations	19	
Nombre d'itérations		19
Méthode de champ d'application		Sélection de géométrie

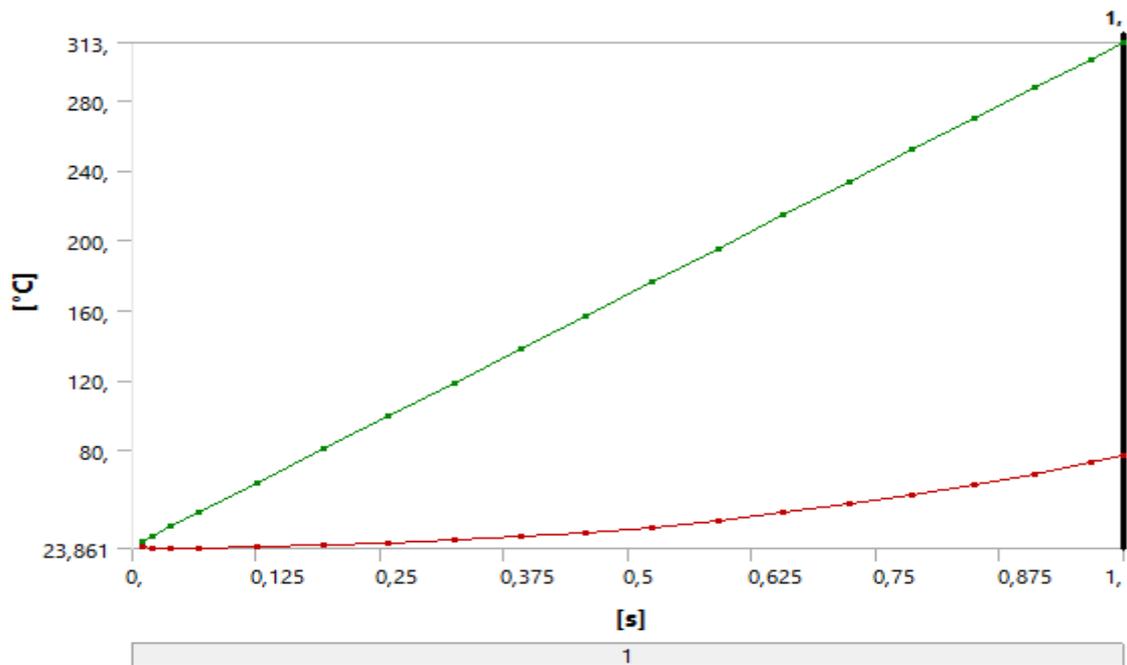


figure 4.12 diagramme de température max et min a surface de piston

tableau de Solution > Température max ; min (tableau 12)

Temps [s]	Minimum [°C]	Maximum [°C]
1,e-002	24,543	27,88
2,e-002	24,192	30,76
3,9058e-002	23,861	36,249
6,6386e-002	23,981	44,119
0,12629	25,198	61,371
0,19267	25,822	80,49
0,25906	26,836	99,609
0,32544	28,34	118,73
0,39183	30,372	137,85
0,45821	32,957	156,97
0,5246	36,119	176,08
0,59099	39,876	195,2
0,65737	44,245	214,32
0,72335	49,208	233,33
0,78744	54,621	251,78
0,85007	60,479	269,82
0,91005	66,629	287,09
0,9666	72,921	303,38
1,	76,822	313,

IV.3.2 Informations sur la solution > Flux de chaleur total

Solution (A6) > Flux de chaleur total ;max et min (tableau 13)

Temps [s]	Minimum [W/mm ²]	Maximum [W/mm ²]
1,e-002	4,7769e-005	0,61049
2,e-002	1,4869e-004	0,78512
3,9058e-002	1,1712e-004	1,0696
6,6386e-002	2,356e-004	1,5891
0,12629	7,8704e-004	2,4797
0,19267	3,3207e-004	3,303
0,25906	9,9329e-004	4,0192
0,32544	6,9967e-004	4,6536
0,39183	7,7712e-004	5,2124
0,45821	1,9916e-003	5,7152
0,5246	2,1006e-003	6,1685
0,59099	2,3694e-003	6,6218
0,65737	2,7452e-003	7,0661
0,72335	3,11e-003	7,4764
0,78744	3,5045e-003	7,8347
0,85007	3,9233e-003	8,1387
0,91005	4,3456e-003	8,4165
0,9666	4,7244e-003	8,6495
1,	4,9035e-003	8,7842

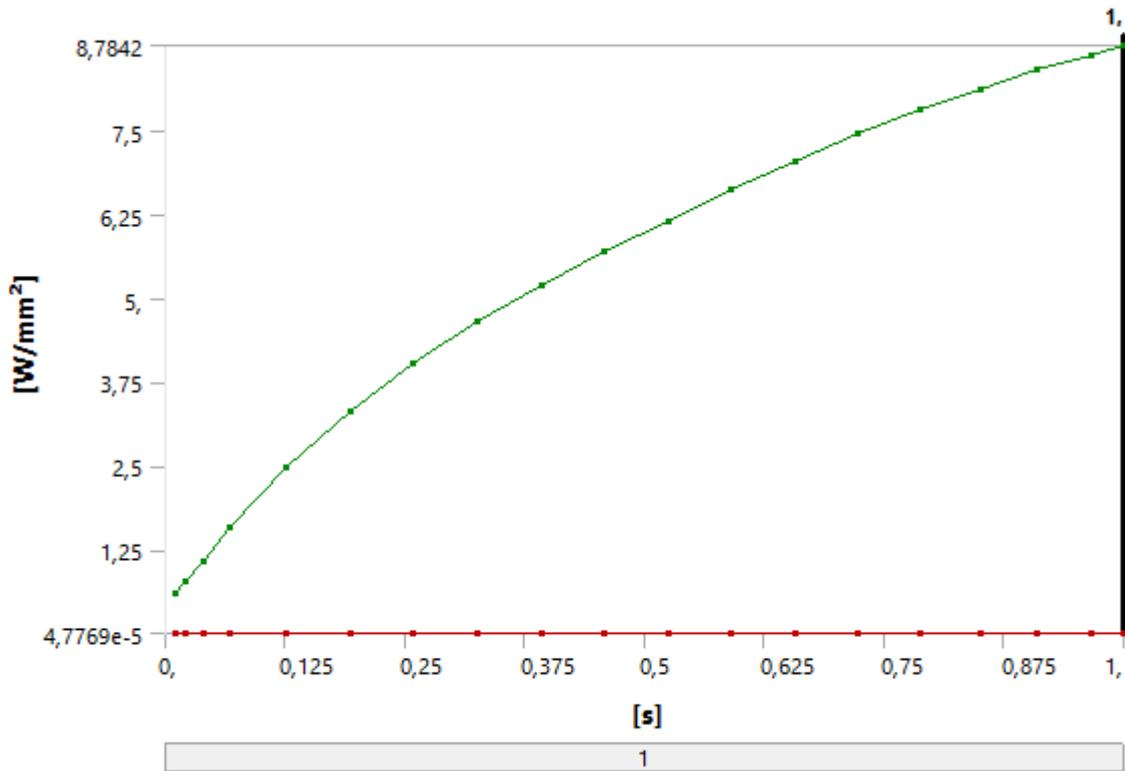


figure 4.13 diagramme de flux de chaleur ,max et min

IV.3.3 Informations sur la solution >sonde de réaction

Solution (A6) > Sondes de réaction(tableau 14)

Nom de l'objet	Sonde de réaction
Etat	Résolu
Définition	
Type	Réaction
Méthode d'emplacement	Condition aux limites
Condition aux limites	Température
Désactivé	Non
Options	
Temps d'affichage	Heure de fin
Résultats	
Chaleur	23387 W
Valeur maximale dans le temps	
Chaleur	23387 W
Valeur minimale dans le temps	
Chaleur	1324,7 W
Informations	
Temps	1, s

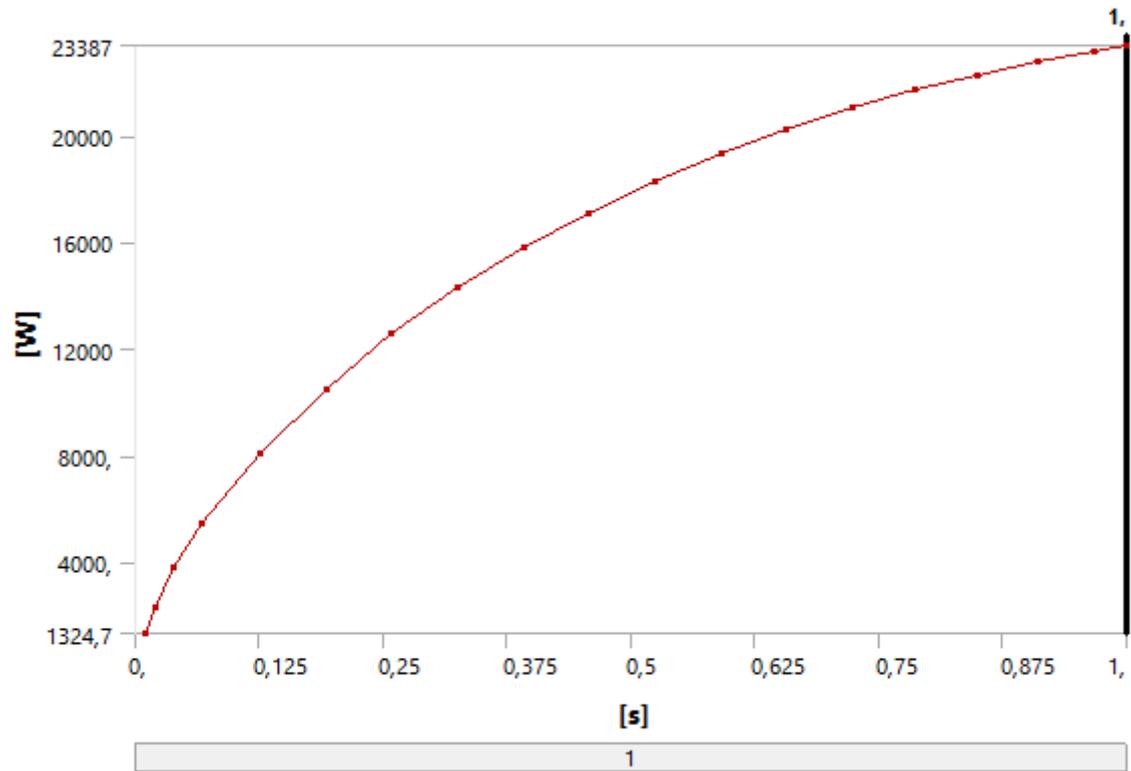


figure 4.14 diagramme de sonde réaction a surface de piston par watt

Conclusion

L'étude du phénomène du transfert de chaleur thermique à l'intérieur des chambre de combustion des moteurs combustion interne est très complexe car elle fait appel aux phénomènes transitoire, dans notre cas, pour simplifier l'étude nous avons considéré le phénomène est stationnaire à une température de combustion constante de 1297,5 c°

l'utilisation du logiciel ANSYS FLUENT dans la théorie de transfert de chaleur a une grande importance , notamment dans détermination des température à l'intérieur des corps, quelles que soit leurs formes géométrique, les condition aux limites ou la nature des matériaux qui les composent.

L'application de ce logiciel dans notre cas particulier de transfert de chaleur ; cas de piston dont le régime d'échange thermique est stationnaire, malgré sa forme géométrique compliquée qui présente des courbures et des angles vifs.les résultats de calcul ont prouvé que la conception de ce piston est efficace , et qu'il réponde aux exigences thermiques définies auparavant ,ceci revient à l'homogénéité et la conductivité thermique du matériau ainsi qu'au choix optimal de dessin de la tété du piston qui à jouer un rôle primordial, spécialement dans la répartition suivent des formes parallèles avec des faibles gradients thermique ce qui évite la concertation des contrainte.

le choix de la forme spéciale du segment de tété a été justifié par un calcul la température à l'endroit du fond de la gorge du premier segment est 240 °C , la solution choisie, pour éviter le gommage du segment et de donner à la section de la gorge ainsi qu'au segment une forme trapézoïdale.

A propos de la perte des caractéristique mécanique de l'alliage d'aluminium à des température élevées supérieures à 220 °C , il ne faut pas s'inquiéter car la zone mécaniquement chargée (diminution de section et présence des moments fléchissant alternatifs) se trouve au niveau du dernier segment d'huile qui est sous une température de 188 °C.

L'emploi d'une cavité profonde est d'une application courante dans les pistons en aluminium, en effet ,en plus de son rôle de turbulence, elle augment la surface d'échange thermique et par conséquent , une évacuation d'une évacuation d'une importante quantité de chaleur .

le piston en question peu assurer sa fonction avec toute quiétude puisque la température maximale atteinte 313 °C à la tête du piston est très loin de la température de fusion du matériau utilisé qui est de l'ordre de 660 °C.

Enfinement on conclue que malgré le rôle important qui a joué le logiciel ANSYS FLUENT , la détermination définitive des isothermes doit tenir compte de la complexité des réalités thermique en régime réel de fonctionnement du piston et de leurs variation dans l'espace et dans le temps consécutif aux régimes variables du moteur.

Bibliographique

- [1] **BOUSSOUARA Karima**, étude des émissions polluantes et des moyens de dépollution dans Les moteurs à combustion interne le 01 juillet 2010
- [2] **Antonio Pires Dacrvz** Modélisation de l'auto-inflammation et de la combustion pour les moteur diesel décembre 1997
- [3] **Ramzi AMARI et Issam MABROUK** Etude de transfert de chaleur dans la chambre de combustion d' un moteur à combustion interne Juin 2007
- [4] **Jean Louis FROMENT** Moteur diesel : injection et chambre de combustion Professeur associé à l'école national supérieur du pétrole et des moteur ENSPM
- [5] **Livre BENABBASSIA** les Moteurs à combustion interne introduction à la théorie 2002
- [6] **Pascal GIANSETTI** Contrôle moteur à allumage commandé'' Estimation / prédiction de la masse et de la composition du mélange enfermé dans le cylindre'' En septembre 2005
- [6] **BENARFAOUI Arfaoui** Etude de la vibration torsion d'un moteur Diesel à quatre temps uni-de Batna en juin 1988
- [8] **SOUDANI Toufik** Une Etude cinématique et dynamique du Moteur de le SONACOM K66 2012
- [10] **Livre JANNOT Yves** transferts thermiques 2011
- [11] **Manuel par Energie Mine Ressource Canada** Récupération de la chaleur perdue non datée
- [12] **RAHMANI Abde Razak et ROUABEH Affaf** Etude des contraintes du piston d'un moteur diesel par la méthode des éléments finis juin 2010
- [13] **RHMANI Rabah** Etude préliminaire de transfert thermique dans un cylindre d'un moteur à combustion interne juin 2003

- [14] **S.SAADI** Etude Théorique Et Expérimentale De Formation Et De Dissociation Des Nox Dans Un Moteur A Allumage Commande
- [15] **AMAOCHE Fouad** Etude des contraintes du piston d'un moteur diesel par la méthode des éléments finies juin 2013
- [17] **YAGOUB Abdelkrim** Détermination de la répartition de la température (isotherme) dans le piston par la méthode des éléments finies 1999

(18) **p.Y.Lagree**;cours ENSTA, convection ,coefficient d'échange, Ailette/ modifier le 02/05/2014

(32) **TALAMALI Anissa**, Simulation numérique d'un écoulement transsonique a travers un stator d'une turbine axiale, mémoire de magister. Université M'Hamed Bougara-Boumerdès,2008

[33] **KEIRSBULCK Laurent**, Turbulence *D.E.A.* Université de Valenciennes, France, 2004

[34] **HAMEL mohammed**, Etude des performances d'une volute de turbine radiale ou semi axiale, mémoire de magister. USTO-MB, 2005.
PDF created

Résumé :

le piston est la pièce la plus vulnérable et la plus sensible du moteur car elle est soumise à deux efforts en même temps ; d'un coté à l'intense énergie thermique libérée par la combustion et d'un autre à l'effort mécanique dont elle est contraintes mécanique sont dues essentiellement à la pression engendrée par la combustion du mélange carburé par contre , les contraintes thermique sont dues au flux thermique dégagé par cette combustion . le domaine d'utilisation du logiciel ANSYS FLUENT est assez large , dans notre cas nous l' avons appliqué dans cas d' un corps solide tel est le piston des moteurs diesel

Mots Clés : Combustion diesel, Moteur diesel , Piston du Moteur , Transfert thermique

Abstract:

The piston is the most vulnerable and sensitive part of the engine because it is subjected to two forces at the same time; On the one hand, to the intense thermal energy released by the combustion and another to the mechanical stress from which it is mechanically stressed are due essentially to the pressure generated by the combustion of the carburized mixture, on the other hand, the thermal stresses are due To the heat flux emitted by this combustion. The area of use of the ANSYS FLUENT software is quite wide, in our case we applied it in the case of a solid body such is the piston of the diesel engines

Keywords: Diesel Combustion, Diesel Engine, Engine Piston, Heat Transfer

ملخص :

المكبس هو الجزء الأكثر ضعفا وأكثر حساسية للمحرك لأنه يخضع لقوتين في وقت واحد. من جانب واحد على الطاقة الحرارية المكثفة الصادرة عن احتراق ومن جهة أخرى إلى إجهاد التي هي الضغوط الميكانيكية هي ويرجع ذلك أساسا إلى الضغط المتولد من احتراق خليط الوقود بنسبة سلبية، ومن المقرر الضغوط الحرارية تدفق الحرارة صدر عن هذا البرنامج بطلاقة واسع بما فيه الكفاية، في حالتنا لدينا تطبيق في حالة ANSYS FLUENT الاحتراق. مجال استخدام وجود جسم صلب هذا هو محركات الديزل المكبس

كلمات البحث: احتراق الديزل، محركات الديزل، مكبس محرك، النقل الحراري

