

RÉPUBLIQUE ALGÉRIENNE DÉMOCRATIQUE ET POPULAIRE
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de La Recherche Scientifique



Ecole Nationale Polytechnique
Département de génie mécanique



PROJET DE FIN D'ETUDES

*Présenté pour l'obtention du diplôme
d'ingénieur d'état en Génie Mécanique*

Thème

***Contribution à l'étude des écoulements avec
transfert de chaleur dans le banc d'essai TD43***

Encadré par :

● Mr S. LARBI
● Mr M. BENBRAIKA

Présenté par :

● RAHALI Fayçal

Promotion : septembre 2006
ENP- 10, avenue Hacene Badi - El Harrach - Alger



Dédicaces

Au-delà des personnes, des lieux et des temps, je dédie ce travail avec ma profonde conviction, à tous ceux qui ont toujours cru et sans doute à la Science. Cette lumière qui éclaire les esprits et leur permet de transcender les limites installées par les sociétés et les cultures dans leurs périodes de dégénérescence.

Je le dédie aussi :

A ceux qui savent concrétiser leurs idées et savent réussir.

A ceux qui ne portent que du bien pour les autres.

A ceux qui ne vivent que dans et par la vérité.

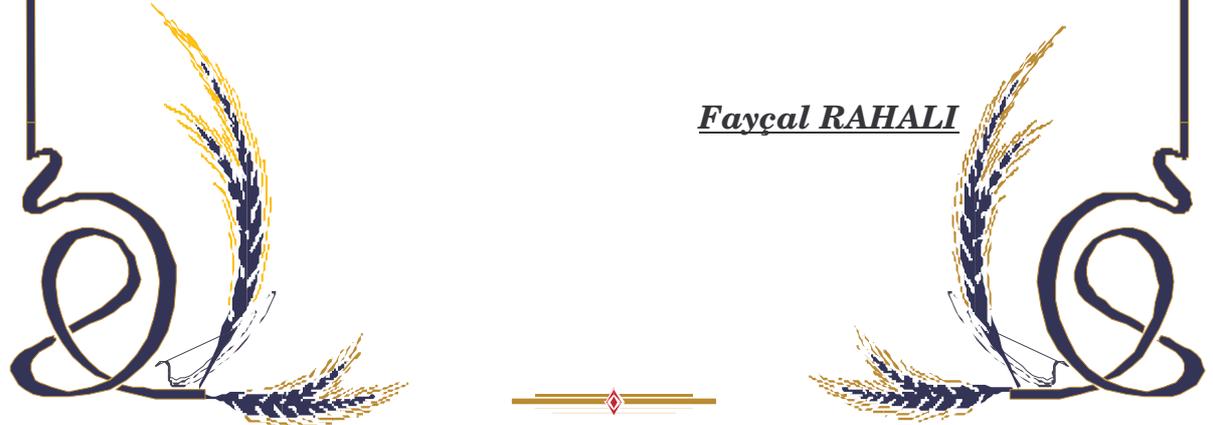
Sans oublier mes chers parents.

Mes frères et à mes soeurs.

Mes collègues et amis.

Et tous les enseignants de Génie mécanique et élèves de la promotion (2005-2006) de l'école nationale polytechnique.

Fayçal RAHALI





Remerciements

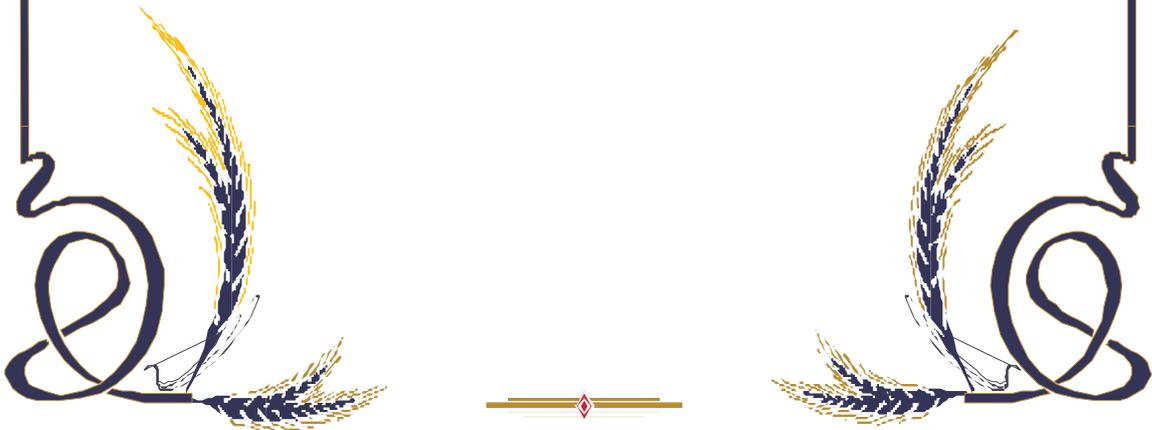
*Au terme de ce Mémoire nous tenons à remercier tout naturellement en premier lieu **Dieu le tout Puissant** qui m'a donné la force, le courage et la patience de bien mener ce travail.*

*Ce travail a été réalisé sous la direction de Monsieur **S. LARBI**, Maître de Conférences à l'école nationale polytechnique, qu'il trouve ainsi l'expression de ma profonde reconnaissance pour sa compétence, ses encouragements et ses précieux conseils durant le déroulement de ce travail.*

*Un hommage particulier au co-promoteur de cette étude **Mr M. BENBRAÏKA**, chargé de cours à l'école nationale polytechnique, qui nous a beaucoup aidé et encouragé.*

*Nous remercions Monsieur **BOUMEDANE**, qui a bien voulu assurer la présidence du jury ainsi que Monsieur **BENKOUSSAS**, pour avoir accepté de juger ce modeste travail.*

Mes sentiments vont également à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.



Nomenclature

D : diamètre du cylindre.	[m]
D_s : diamètre de soupape.	[m]
V : vitesse, volume.	[m/s], [m ³]
P : pression.	[Pascal]
ρ : masse volumique.	[kg/m ³]
T : température.	[K]
t : temps.	[s]
S : section.	[m ²]
P_h : périmètre hydraulique.	[m]
q : perte thermique à la paroi.	[W]
C_v : capacité thermique des gaz à volume constant.	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
C_p : capacité thermique des gaz à pression constante.	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
A : la surface.	[m ²]
\dot{m}_i : débit de masse isentropique.	[kg/s]
$\dot{m}_{réel}$: le débit réel.	[kg/s]
M, G : masse.	[kg]
Q_T : quantité de chaleur totale dégagée par la combustion.	[kJ]
W : le travail.	[kJ]
e : énergie du gaz.	[kJ]
ε_{cv} : énergie déstockée.	[kJ]
q_{ms} : débit de gaz sortant du cylindre.	[kg/s]
θ : angle de vilebrequin.	[°]
N : vitesse de rotation.	[tr/mn]
M_i : masse des gaz au moment de l'inflammation.	[kg]
θ_f : durée de la combustion	[s]
E : énergie.	[kJ]
U : énergie interne.	[kJ]
h : coefficient de transfert de chaleur.	[W/m ² K]
ϕ : densité de flux de chaleur.	[W]
ϕ, Q : flux de chaleur.	[kW · m ⁻²]
λ, k : conductivité thermique	[W.m ⁻¹ .K ⁻¹]
i : enthalpie.	[kJ/kg]
S_0 : source thermique interne (dans le matériau).	[kW · m ⁻²]
U_{eau} : vitesse de l'eau.	[m/s]
l_v : la levé de la soupape.	[m]
μ : viscosité dynamique	[kg.m ⁻¹ .s ⁻¹]
γ : rapport des capacités thermique massique.	
C_D : coefficient de décharge.	
K_p : coefficient de pureté.	
η_v : coefficient de remplissage.	
j : exposant de la combustion.	
ξ : coefficient d'efficacité.	
α : axés d'air.	
f : fraction résiduelle.	

χ : fraction brûlée.

ε : taux de comprissions

Indices

g : gaz.

p : paroi.

e : eau.

ad : admission.

ech : échappement.

t : totale.

B : brûlés.

A : air.

w, p : paroi.

Les Nombres Adimensionnels

Nu : Nombre de Nusselt.

Pe : Nombre de Peclet.

Pr : Nombre de Prandt.

Re : Nombre de Rénolds.

ABREVIATIONS

PMH : point mort haut.

PMH : point mort bas.

AC : allumage commandé.

MCI : moteur à combustion interne.

AOA : avance ouverture admission.

AOE : avance ouverture échappement.

RFE : retard fermeture échappement.

RFA : retard fermeture admission.

NOMECLATURE DU CODE CONDUCT

KBCM1(I) : indicateur à la limite supérieure

FLXCM1(I): F_c constante de flux à la frontière de la limite supérieur

FLXPM1 (I) : f_p constante de flux à la frontière de la limite supérieur

KBCI1(J) : Indicateur à la limite gauche

KBCL1(J) : indicateur à la limite droite

KBCJ1 (I) : indicateur à la limite inférieur

FLXCJ1 (I) : f_c constante de flux à la frontière de la limite inférieur

FLXPJ1 (I) : f_p constante de flux à la frontière de la limite inférieur

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I : Généralités	
I.1. Définitions générales.....	4
I.2. Fonctionnement d'un moteur Diesel.....	5
I.3. Fonctionnement d'un moteur à allumage commandé.....	6
I.4. Cycle thermodynamique d'un moteur à 4 temps.....	7
I.5. Présentation des organes du Domaine d'étude.....	11
I.5.1. Les organes mobiles.....	11
I.5.2. Les organes fixes.....	14
Chapitre II : Ecoulements avec transferts de chaleur dans les moteurs	
II.1. Rappels sur les écoulements d'un gaz compressible.....	20
II.1.1 Equation de continuité.....	20
II.1.2 Equation des quantités de mouvement.....	20
II.1.3 Equation d'énergie.....	21
II.1.4 Equation d'état.....	21
II.2. Ecoulement à Travers une ouverture de soupapes.....	22
II.2.1. Définition du coefficient de décharge et de la surface de référence d'un écoulement.....	22
II.3. Expression mathématique de la loi de combustion.....	25
II.3.1. Calcul de la pression des gaz en fonction de temps.....	26
II.3.2. Température des gaz dans le cylindre.....	26
II.3.3. Fraction brûlée et la chaleur pendant la combustion.....	28
II.4. Cycle thermodynamique du moteur étudié.....	30
II.4.1. Modèle mathématique des processus de l'échappement /admission.....	31
II.4.2. Modèle mathématique des processus de la compression-combustion-détente.....	33
II.5. Généralités sur les transferts de chaleur.....	35
II.5.1. Introduction.....	35
II.5.2 Définitions.....	35
II.6. Les processus de transferts thermiques.....	37
II.6.1. La conduction.....	37
II.6.2. La convection.....	37
II.6.3. Le rayonnement.....	37
II.7. Les sources de chaleur interne.....	38
II.7.1. Combustion.....	38
II.7.2. Les frottements.....	38
II.8. Modélisation des transferts thermiques.....	39
II.8.1. Répartition des modes de transfert de chaleur au cours d'un cycle.....	39
II.8.2. Bilan thermique.....	40
II.8.3. Transfert de chaleur au travers des parois du cylindre.....	40
II.8.4. Echanges entre gaz d'admission/d'échappement et parois de culasse.....	48
II.8.5. Transferts thermiques entre les parois et le fluide de refroidissement.....	51
Chapitre III : Description du banc d'essai moteur TD 43	
III.1. Introduction.....	57
III.2. Généralités et description.....	57
III.3. Les différents organes du banc d'essai moteur.....	58
III.3.1. Le moteur.....	58
III.3.2. Dynamomètre.....	60
III.3.3. Tachymètre.....	60
III.3.4. Système de refroidissement du moteur.....	60
III.3.5. Instrument de mesure.....	61
III.3.6. Accessoires supplémentaires.....	61
III.3.7. Spécification du banc d'essai moteur TD43.....	61

III.4. Les grandeurs mesurables.....	62
III.4.1. La vitesse.....	62
III.4.2. Le couple.....	62
III.4.3. La puissance du frein.....	62
III.4.4. Les températures.....	62
III.4.5. La consommation d'air.....	62
III.4.6. La consommation du carburant	63
III.5. Résultats fournis par le système optionnel E32.....	63
III.5.1. Diagrammes de l'indicateur électronique.....	63

Chapitre IV : Modèle physique et mathématique utilisé

IV.1. Introduction	66
IV.2. Les cycles quasi-réels dans le moteur.....	66
IV.2.1. Calcul de l'admission normale.....	66
IV.2.2. Calcul de la compression.....	69
IV.2.3. Calcul de la combustion.....	69
IV.2.3.1. Calcul de la combustion essence.....	69
IV.2.3.2. Calcul de la combustion diesel	70
IV.2.4. Calcul de la détente.....	71
IV.3. Transfert thermique dans les différents organes	72
IV.3.1. Modèle mathématique.....	72
IV.3.2. Conditions initiale et aux limites.....	73
IV.4. Conclusion.....	81

Chapitre V : Résolution numérique

V.1. Introduction.....	83
V.2. La méthode des volumes finis.....	83
V. 3. Equation de la chaleur.....	83
V. 3.1. Conduction dans les parois	83
V. 3.2. Conduction en régime transitoire.....	84
V. 3.3. Problème à deux et trois dimensions.....	86
V.4. Les équations de discrétisation en coordonnées polaires.....	87
V.5. L'organigramme de calcul d'un diagramme pression/volume.....	88

Chapitre VI : Résultats et discussion

VI.1. Distribution de température dans le monocylindre	91
VI.1.1. Les caractéristiques du moteur.....	91
VI.1.2. Les caractéristiques du fluide de refroidissement.....	91
VI.1.3. Les Dimensions du cylindre.....	92
VI.1.4. Les Dimensions de la culasse.....	93
VI.2. Présentation des Résultats et Discussions.....	93
VI.2.1. Résultats sur la conduction à travers les parois du cylindre.....	93
VI.2.2. Résultats sur la conduction à travers les parois de la culasse.....	98
VI.3. Cycle thermodynamique du monocylindre.....	102

Conclusion générale.....	105
---------------------------------	------------

Annexe : Méthode de résolution

A.1. Introduction.....	A1
A.2. Condition aux limites.....	A1
A.3. Méthode de résolution	A2
A.4. La méthode ligne par ligne	A5

INTRODUCTION GENERALE

Les bancs d'essai permettent d'analyser le comportement des moteurs en fonctionnement en détectant les anomalies dans ces moteurs. Le banc d'essai d'un moteur à taux de compression variable, TD 43, disponible au sein du département de génie mécanique, devrait permettre, après sa réparation et son équipement avec un système d'acquisition informatique, de valider les résultats théoriques obtenus et de mener des études approfondies sur les performances des moteurs utilisant des carburants de substitution à caractère non polluant. En plus de son utilité scientifique, ce banc d'essai pourra constituer une bonne station diagnostique pour les moteurs à combustion interne et pourra par conséquent, être utilisé à des fins pédagogiques, technologiques et de recherches [1].

Dans le cadre de ce projet, on s'est intéressé à l'aspect écoulement avec transfert de chaleur dans le monocylindre du banc d'essai TD43. On se propose alors de tracer le diagramme P/V de ce moteur. Un algorithme CONDUCT [2] proposé par PATANKAR a été utilisé pour déterminer les températures et tracer les isothermes à travers les parois du cylindre et de la culasse de ce moteur. Ces éléments constituent un outil de base dans le choix de l'instrumentation adéquate pour la mesure des distributions de température dans le banc.

Aborder de tels problèmes n'est pas facile, cette complexité est d'autant plus justifiée par le fait que :

- La température des gaz varie avec le temps, mais aussi entre les différents points du volume du cylindre ;
- La température du fluide de refroidissement varie elle aussi, bien que d'une manière bien plus faible que dans le cas des gaz ;
- Les surfaces de transmission varient aussi avec le temps, puisque le piston se déplace ;
- Les valeurs des coefficients de transfert de chaleur entre les gaz et les parois, et entre les parois et le fluide de refroidissement varient avec le temps et aussi entre les différents points à cause de la variation des propriétés thermodynamiques, physiques..;
- Les valeurs des conductivités thermiques sont aussi très variables, à cause des matériaux utilisés.

En raison de l'énorme difficulté d'un tel calcul, les travaux issus de la littérature se réfèrent à des équations empiriques basées sur des considérations expérimentales pour déterminer les pertes de chaleur par unité de temps, soit pour certaines parties du moteur, soit globalement. Les relations de WOSCHNI [3] sont des exemples types.

Le travail présenté dans ce mémoire est divisé en six chapitres : au premier chapitre, on présentera le moteur et le domaine d'étude, c'est-à-dire la géométrie où évolue le fluide moteur, la présentation porte sur les dimensions des organes du domaine.

Le chapitre II portera sur les écoulements et les transferts de chaleur dans le moteur. On présentera les équations de l'écoulement d'un gaz compressible, à travers les valves et dans le cylindre, les transferts thermiques dans le moteur et les différents paramètres qui l'influencent, comme les coefficients de transferts convectifs qui nous permettent d'évaluer le flux de chaleur évacué.

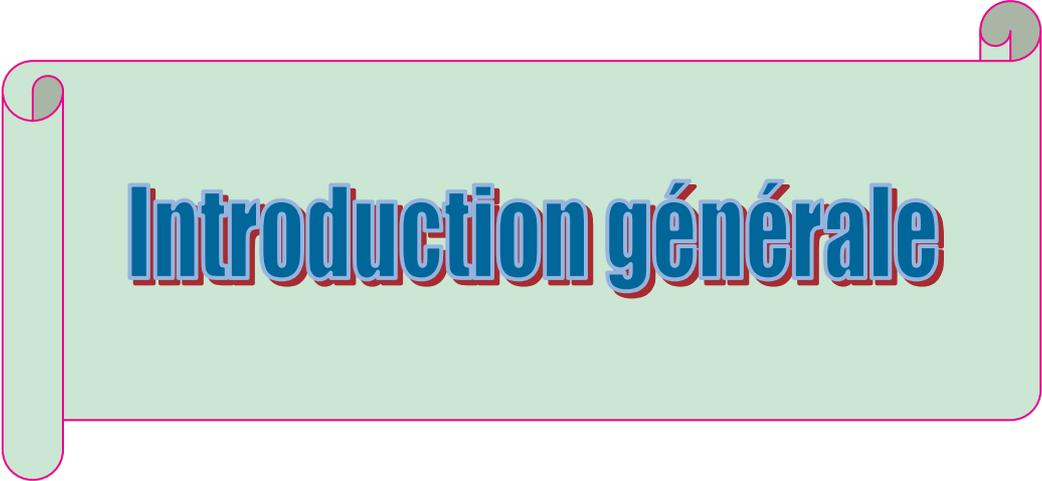
Au chapitre III, on présentera une description du banc d'essai moteur TD 43, disponible au laboratoire de génie mécanique.

Le chapitre quatre concerne les modèles physique et mathématique utilisés. Nous avons présenté les équations, les hypothèses et les étapes permettant le tracé des cycles quasi-réels du moteur. Quant aux transferts thermiques conductifs, nous avons posé des hypothèses et choisi des paramètres géométriques et des conditions initiales et aux limites pour quatre organes de moteur : le cylindre, le piston, la culasse et les soupapes.

Le chapitre cinq portera sur la méthode numérique choisie pour la résolution numérique. Pour notre cas, nous avons opté pour la méthode des volumes finis.

Le dernier chapitre est une application directe au moteur monocylindrique du banc d'essai TD 43.

Enfin, une conclusion générale, mettant en évidence les résultats obtenus et les perspectives à prévoir pour la continuité de ce travail.



Introduction générale

Chapitre I :



Généralités

Chapitre II :

**Ecoulements avec transferts
de chaleur dans les moteurs**

Chapitre III :

**Description du banc
d'essai moteur TD 43**

Chapitre IV :

**Modèles physique et
mathématique utilisés**

Chapitre V

Résolution numérique

Chapitre VI

Résultats et discussions

I.1. Définitions générales

Les moteurs à combustion interne sont des machines thermiques, donc transformant de la chaleur en travail mécanique destiné à équilibrer le travail résistant d'un véhicule qui se déplace. Cette transformation est obtenue au moyen d'un fluide qu'on fait évoluer entre deux températures extrêmes.

Dans les moteurs à **combustion interne** l'apport est réalisé, de la manière la plus directe possible, par une combustion (réaction thermochimique exothermique) développée au sein même du fluide de travail.

Plusieurs de moteurs à combustion interne utilisent l'essence comme combustible, celle-ci étant introduite dans les cylindres préalablement mélangés à l'air. Ces moteurs dits moteurs à explosion ou simplement moteurs à essence peuvent fonctionner également avec un combustible gazeux (gaz pauvre, gaz de ville, butane, etc..).

Au lieu d'être alimentés à l'aide d'un carburateur effectuant le mélange carburé, certains moteurs peuvent être alimentés à la façon de Diesel par une pompe d'injection : on les appelle moteurs à injection d'essence. Lorsque les moteurs sont conçus pour utiliser un combustible lourd (Gas-oil) qui est introduit directement dans les cylindres à l'aide d'une pompe d'injection en fin de compression très élevée d'air pur préalablement admis, ils fonctionnent soit à pression constante : moteur diesel ; soit, dans le cas du moteur rapide d'automobiles, suivant un cycle intermédiaire entre le cycle Diesel et le cycle à explosion : cycle mixte. On les appelle moteur à combustion par opposition aux moteurs à explosions, ou encore moteur à huile lourde, moteurs à injection ou moteurs Diesel. Parmi ces moteurs quelques-uns ont des taux de compression se rapprochant de ceux des moteurs à explosion, l'allumage est alors assuré par une paroi mal refroidie portée à incandescence : ce sont les semi-diesel.

Tous ces moteurs thermiques fonctionnent suivant un cycle à quatre temps ou deux temps suivant que les opérations successives d'admission, de compression, de combustion et de détente, et d'échappement en deux tours ou en un seul tour de l'arbre moteur [5].

I.2. Fonctionnement d'un moteur Diesel

Quel que soit le type de moteur Diesel considéré, nous avons affaire à :

- un allumage par compression, éventuellement assisté par des artifices (par exemple, réchauffage de l'air admis ou bougie de préchauffage) ;
- une combustion par diffusion, c'est-à-dire une introduction séparée de l'air et du combustible dans le cylindre et une combustion pilotée par le mélange (air + combustible).

Que le moteur fonctionne en 2 temps ou en 4 temps, qu'il soit suralimenté ou non, le cylindre est rempli à chaque cycle d'air frais, sans limitation volontaire du remplissage par un papillon. Cet air est comprimé avec un rapport volumétrique élevé de façon à obtenir, malgré les pertes thermiques aux parois, une température de fin de compression supérieure à la température d'auto-inflammation du combustible utilisé.

Au voisinage du point mort haut (PMH), le combustible est injecté sous forme d'un ou plusieurs jets, avec une vitesse et une pression suffisantes pour qu'il soit très finement pulvérisé. L'air chaud se mélange au combustible introduit, l'échauffe et le vaporise. Lorsque les conditions de température et de temps de séjour sont atteintes en un point particulier du jet, celui-ci s'enflamme, et la combustion se propage très rapidement à l'ensemble du jet. La combustion se poursuit au fur et à mesure que les mécanismes de mélange utilisés provoquent la rencontre à échelle moléculaire du combustible et de l'oxygène contenu dans l'air [6].

I.2.1. Les différents types de moteurs Diesel

➤ Les moteurs à injection indirecte

L'application du moteur Diesel aux véhicules automobiles légers privilégie parfois le silence de fonctionnement au détriment d'une légère surconsommation. Pour satisfaire à ces conditions, les moteurs Diesel montés sur les voitures étaient, jusqu'à un passé récent, de type à chambre divisée (injection indirecte).

Deux principes sont utilisés : les préchambres et les chambres de turbulence.

Dans ces deux cas, la combustion se déroule dans deux volumes séparés : une chambre, représentant 30 à 60% du volume total, qui reçoit l'injection du carburant et où s'amorce la combustion, et une chambre principale dans laquelle elle s'achève.

L'injection du carburant dans ce petit volume relativement chaud permet de réduire le délai d'allumage du combustible [7].

➤ **Les moteurs à injection directe**

Le moteur à injection directe s'impose pour son rendement supérieur à ceux des moteurs à injection indirecte.

En effet, le rapport entre la surface et le volume de la chambre de combustion est nettement plus faible pour un moteur à chambre à espace mort unique (injection directe) que pour un moteur à préchambre (injection indirecte) ; de plus, la durée de la combustion est plus courte dans un moteur à injection directe.

Ces deux paramètres diminuent les échanges thermiques entre la chambre de combustion et le système de refroidissement, facteurs de perte de rendement [7].

➤ **Les moteurs à injection haute pression à rampe commune**

Contrairement aux systèmes à pompe distributrice, la pression d'injection est indépendante de la vitesse de rotation du moteur et demeure constante pendant la phase d'injection.

La quantité de combustible injecté peut être fractionnée pour réaliser une pré-injection, ce qui permet de réduire les bruits de combustion et la formation de NOx.

Cette faible quantité de carburant (1 à 4 mm³) permet de préparer, par une augmentation de la température et de la pression dans la chambre de combustion, l'inflammation du combustible lors de l'injection principale.

Les véhicules équipés de filtres à particules présentent une phase de nettoyage qui nécessite une post-injection, rendue possible grâce au pilotage des injecteurs par un calculateur électronique [7].

I.3 Fonctionnement d'un moteur à allumage commandé

Le moteur à allumage commandé (AC) est l'un des membres éminents de la grande famille des moteurs alternatifs à combustion interne, c'est-à-dire des moteurs qui produisent du travail par action directe sur un piston de la pression provenant de l'inflammation d'un mélange combustible, avec transformation du mouvement alternatif en rotation par l'intermédiaire d'un système bielle-manivelle. Le terme « allumage commandé » vient de ce que l'inflammation est initiée au moyen d'une étincelle, généralement d'origine électrique, en un moment bien déterminé du cycle. L'alimentation avec des mélanges homogènes d'air et de vapeur de carburant est indispensable pour assurer un bon allumage, ce qui impose des carburants de bonne volatilité, telles les essences de pétrole, d'où son appellation, plus familière, de « moteur à essence ». Son omniprésence dans le domaine de la traction routière,

et particulièrement dans celui de l'automobile, est à l'origine de sa grande popularité ; rares sont les propulseurs capables actuellement de le concurrencer dans cette utilisation [8].

I.4. Cycle thermodynamique d'un moteur à 4 temps.

La grande majorité des moteurs AC fonctionne selon le cycle à 4 temps, qui dure 2 tours de moteur et dont les phases caractéristiques sont les suivantes (*figure I.1*) [8].

I.4.1. Temps 1. Admission

Elle se produit alors que le piston descend du PMH au PMB, créant ainsi une dépression dans le cylindre et l'aspiration du mélange carburé ou de l'air dans le cas particulier des moteurs à injection directe. Les vitesses des gaz sont plutôt élevées (la vitesse du son peut être atteinte au passage des soupapes) et l'inertie des masses gazeuses ne peut pas être négligée. De ce fait et aussi parce qu'il y a des pertes de charge sur le circuit d'admission (papillon, soupapes...), le remplissage des cylindres ne se réalise pas complètement : le remplissage naturel d'un moteur est inférieur à l'unité. Pour améliorer ce taux, les inerties des masses gazeuses sont prises en compte en avançant l'ouverture de la soupape d'admission avant le PMH (AOA = avance ouverture admission). Ces décalages sont de quelques degrés et leur importance dépend de la gamme du régime de fonctionnement du moteur : ils sont plus élevés pour les hauts régimes.

La tendance moderne est de promouvoir des distributions variables en calage et en ouverture, actionnées au moyen de commandes magnétiques ou hydrauliques, de manière à pouvoir bénéficier d'un remplissage optimal sur toute la gamme des régimes. De tels systèmes existent déjà en série et sont présentés comme une des clés ouvrant la voie vers les moteurs à faible consommation et pollution zéro.

Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime tandis que l'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à tout régime. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage avec des pressions d'admission largement supérieures à l'atmosphère.

Quelle que soit la pression à l'entrée du circuit d'admission, la quantité de mélange admis dépend de l'ouverture du papillon, qui détermine aussi la pression régnant en amont des soupapes. Dans un moteur AC la charge du moteur est donc en rapport (fortement non

linéaire) avec la pression d'admission, appelée habituellement « dépression admission » puisqu'elle est le plus souvent inférieure à la pression atmosphérique.

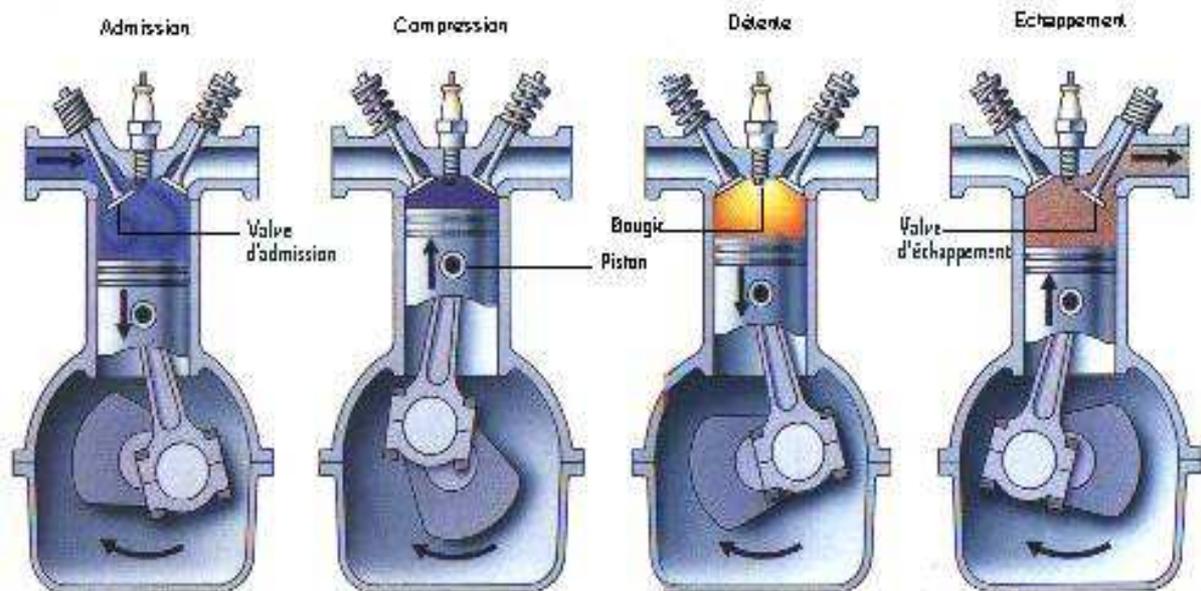


Figure I.1 – Cycle à 4 temps [8].

I.4.2. Temps 2. Compression-allumage

Les soupapes étant fermées, le piston remonte vers le PMH en comprimant la masse gazeuse enfermée. La pression dans le cylindre croît et, sans combustion, elle attendrait à pleine ouverture 10 à 20 bar au PMH, selon le taux de compression. L'allumage intervient quelques instants (avance à l'allumage) avant le PMH (10 à 20 °V), afin de prendre en compte le délai nécessaire au développement de la combustion.

Les moteurs à injection directe réalisent leurs charges partielles en modulant la quantité de carburant injectée, ce qui signifie que dans la chambre de combustion la répartition de la charge est hétérogène pour que localement une faible quantité de carburant puisse être associée à une faible part de l'air et que le mélange soit combustible. Le dessin et l'aérodynamique interne des chambres de combustion déterminent la formation du mélange et sa localisation, qui doit être impérativement proche d'une bougie d'allumage. Les pleines charges sont par contre obtenues en revenant à une charge homogène remplissant le volume entier du cylindre.

I.4.3. Temps 3. Combustion-détente

La combustion se développe et la pression croît rapidement pour arriver normalement à son maximum une dizaine de degrés après le PMH, atteignant des valeurs supérieures à 60 bar à pleine charge.

Les gaz sont à ce moment très chauds (2000 à 3000 K) et les transferts thermiques vers les parois sont intenses. Le piston descend ensuite vers le PMB, la pression et la température des gaz décroissent en même temps que du travail est fourni au piston. Le taux de détente est déterminant pour le rendement et certains concepts ont été imaginés pour profiter au mieux de cette phase (cycle de Miller).

I.4.4. Temps 4. Echappement

La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. Pour tenir compte des inerties des gaz, l'échappement peut s'ouvrir quelque peu avant le PMB (AOE = avance ouverture échappement), et se fermer après le PMH (RFE = retard fermeture échappement). Il peut se trouver ainsi quelques instants pendant lesquels les soupapes d'admission et d'échappement sont ouvertes simultanément : c'est le croisement de soupapes (figure I.2). Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime [8].

I.4.5. Cycles thermodynamiques

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 enfermé 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.

Quatre types de diagrammes représentent bien les cycles :

— température moyenne du contenu du cylindre en fonction de l'entropie (diagramme d'Eichelberg) qui met en évidence la chaleur mise en jeu (l'aire du diagramme représente la chaleur reçue ou cédée par unité de masse) ;

- pression en fonction du volume du cylindre (diagramme de Clapeyron) qui met en évidence les efforts et travaux reçus par le piston (l'aire du diagramme traduit le travail pneumatique appliqué au piston) ;
- logarithme de la pression en fonction du logarithme du volume du cylindre qui met en évidence les phases consécutives du cycle (les isochores, isobares, isothermes et isentropiques y sont des droites) ;
- pression, quantité de combustible brûlée, ou taux de combustion en fonction du temps qui met en évidence les gradients de pression ainsi que la phase de la combustion par rapport à l'introduction de combustible [9].

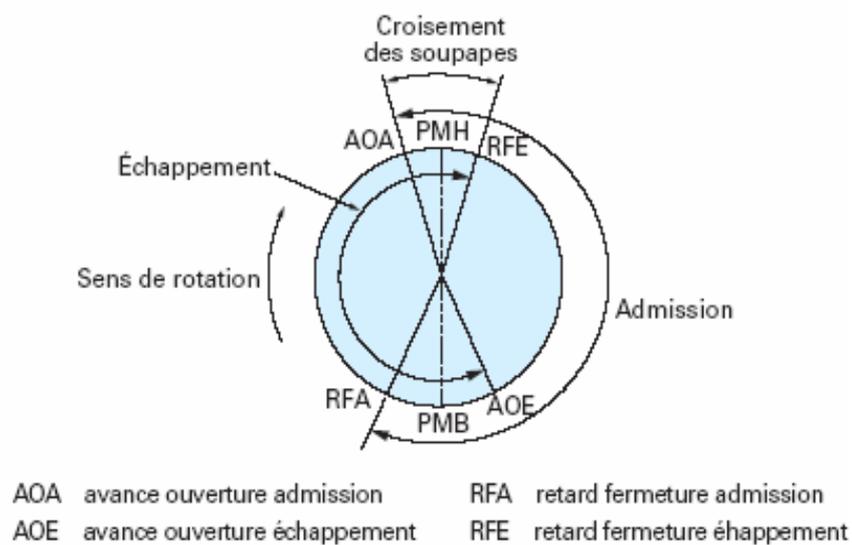


Figure I.2 – Diagramme de distribution [8].

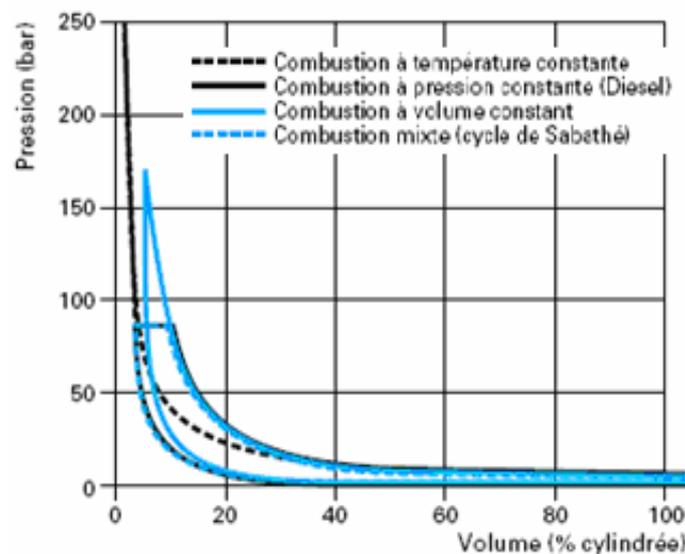


Figure I.3 – Diagrammes de Clapeyron des divers types de cycle [9].

I.5. Présentation des organes du Domaine d'étude

On veut étudier les écoulements et transfert thermique au niveau :

- ✚ collecteur d'admission ;
- ✚ la chambre de combustion ;
- ✚ collecteur d'échappement.

Il y a deux types d'organes :

- les organes mobiles : piston, soupapes ;
- les organes fixes : les collecteurs, culasse et bloc cylindres.

I.5.1. Les organes mobiles

I.5.1.1. Le piston

Le piston peut être décomposé en quatre parties principales [10] :

- la tête ou fond qui reçoit les efforts dus aux gaz ;
- le porte - segments qui, par l'intermédiaire des segments, assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile et dissipe une partie des calories reçues vers le fluide de refroidissement ;
- le logement de l'axe de piston ou trou d'axe ;
- la jupe, ou partie frottante, dont le rôle est de guider le porte-segments et de dissiper une partie des calories.

Le piston et les segments doivent transmettre au vilebrequin, par l'intermédiaire de la bielle, il est animé d'un mouvement alternatif et rectiligne dans le cylindre. [5]

Il forme la chambre de combustion qui doit être étanche aux gaz et à l'huile. Il doit être suffisamment isolant pour ne pas fournir trop de calories au fluide de refroidissement, tout en évitant la formation de points chauds et de grippage.

Il faut que le piston soit aussi léger que possible et le moins encombrant possible (distance entre le trou d'axe et la tête la plus réduite pour avoir un moteur compact).

La dilatation du piston doit être telle que le jeu piston/chemise varie peu car trop de jeu à froid provoque des claquements et pas assez de jeu à froid un grippage.

Le piston doit avoir une bonne résistance mécanique en fatigue.

❖ Matériaux

Les premiers pistons étaient en fonte, ce qui présentait les avantages d'un faible coefficient de frottement, de dilatations de l'ordre de celles des chemises et de bonnes caractéristiques mécaniques. Mais le poids représentait un inconvénient majeur.

Remarque : actuellement, certains constructeurs font encore des études avec des pistons en fonte GS.

Actuellement, on utilise surtout des alliages d'aluminium au silicium, souvent de l'AS 12 UNG dans les moteurs à essence [10].

❖ Dimension du piston

Les formes du piston sont définies dans le tableau (I.1) et la figure (I.3).

Tableau (I.1) : Dimension du piston par rapport à son diamètre D [11].

	L	L ₁	L ₂	e	e ₁	e ₂	h	h ₁
Essence	0.65	0.5	0.15-0.2	0.1	0.02	0.08	0.035	0.03
Diesel	1.2-1.5	0.6	0.2	0.09-0.15	0.03	0.07-0.1	0.04	0.025-0.04

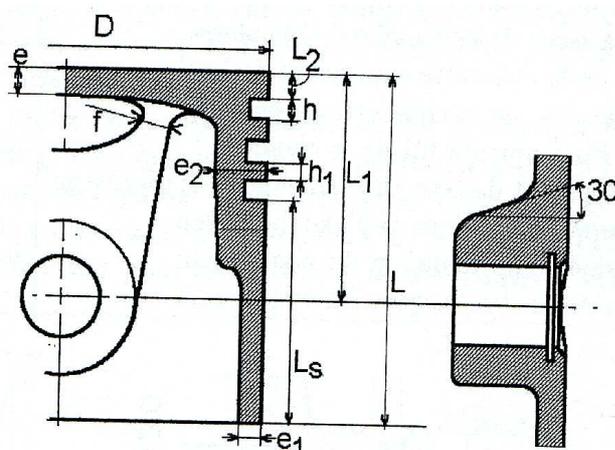


Fig. (I.3) : dimensionnement du piston pour moteur à allumage commandé ou moteur Diesel [11].

❖ 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.

I.5.1.2. Les soupapes

Les soupapes d'admission (en un seul métal, de l'acier au chrome silicium - Z45 CS93 par exemple, ou Z85 CDV18.02 pour des moteurs plus poussés) peuvent atteindre une température de 500° contre 800° pour celles d'échappement (en contact avec des gaz à près de 1000° au niveau du raccordement des conduits d'échappement dans le collecteur), qui sont en outre soumises à une forte corrosion chimique. On utilise donc pour ces dernières deux matériaux, un acier au chrome-manganèse (Z52 CMN 21.9, par exemple, ou du Nimonic, alliage Ni Cr très cher) pour la tête et la partie inférieure de la queue, et un acier au chrome silicium (Z45 CS9) pour la partie supérieure de la queue, les deux " éléments " étant soudés bord a bord par friction. Pour un moteur hautes performances, on peut utiliser des soupapes creuses remplies de sodium, dont le mouvement de va-et-vient permet une bonne évacuation de la chaleur. Les portées de soupapes sont en général recouvertes de stellite (cobalt-chrome-carbone-tungstène) pour résister à l'usure. Il existe parfois des dispositifs de rotation des soupapes afin de permettre un refroidissement uniforme de la soupape par le siège. Le guide de soupape est souvent réalisé directement dans la culasse lorsque celle-ci est en fonte. Si elle est en alliage léger, on utilise des guides spéciaux en fonte ou en bronze, emmanchés à force. Le jeu entre guide et soupape est de l'ordre de 7 millièmes à l'admission et de 9 millièmes à l'échappement [10].

❖ Dimension des soupapes

Les dimensions des soupapes sont définies dans le tableau (I.2) et la figure (I.4) [11].

Tableau (I.2)- dimensions des soupapes. Fraction du diamètre de la soupape. D_s [11].

dimension	Admission	Echappement
h	0.88 – 0.93	0.95
h_m	1	0.9 – 1
d_c	1.10-1.10	1.1 – 1.11
d_c	1.09- 1.10	
e_s	0.075- 0.85	0.095 – 0.105
d_t	0.2-0.22	0.23 – 0.25
d	$d_c - d_c + 0.24$	$D_s - d_s + 0.24$
d_1	0.25	0.35
D_2	0.88 – 0.93	0.9 – 1
Angle a	15°	
Angle b	30° - 40°	
section	$sc \geq \pi.d_s^2 / 4$	

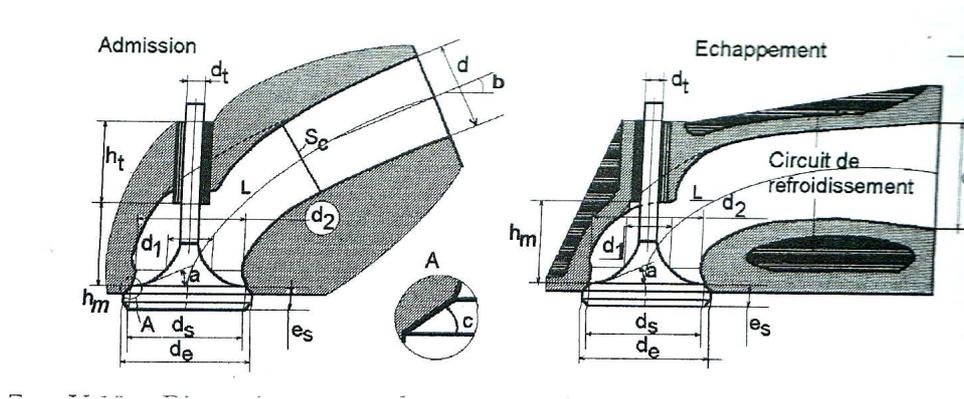


Fig. (I.4) : Dimensionnement des soupapes d'admission et d'échappement. [11].

I.5.2. Les organes fixes

1.5.2.1. Culasse

La culasse est le chapeau obturant les cylindres à l'opposé du piston. La culasse ménage au-dessus du piston le volume défini par la chambre de compression. Elle comprend les orifices destinés aux soupapes et les amorces des tubulures.

La culasse est coulée en alliage d'aluminium (AS5U3, ...) ou en fonte. Pour faciliter l'admission, dont les gaz ont une vitesse plus lente que ceux d'échappement, les soupapes d'admission sont de plus grand diamètre que celles d'échappement. Pour donner un mouvement de swirl au mélange gazeux, plusieurs solutions sont envisageables :

- sièges de soupapes avec déflecteurs
- conduit d'admission d'air secondaire dans la culasse
- conduit d'admission " tangentiel "

Dans une culasse cross-flow, admission et échappement se font de part et d'autre de la culasse. Cette disposition favorise le passage des gaz, mais pose des problèmes d'encombrement, que l'on peut résoudre en disposant admission et échappement du même côté ; en contrepartie, l'air d'admission est alors échauffé par les gaz d'échappement.

Pour le joint de culasse, différentes solutions sont envisageables : un joint combiné matériau tendre - métal, ou un joint métallique (stratifié ou en une seule feuille), plus résistant.

Les culasses des moteurs à combustion interne subissent la quasi-totalité de la chaleur cédée par les gaz de combustion, ce qui implique le recours au choix des matériaux qui résistent aux gradients de température élevés [5].

1.5.2.2. Bloc-moteur

Le bloc-cylindres peut être en fonte ou en alliage léger, auquel cas des chemises (en fonte à graphite lamellaire) peuvent être nécessaires. On peut également appliquer une couche résistante à l'usure (nickel) avec incorporation de cristaux de carbure de silicium (nikasil). Les chemises sèches (pas de contact direct avec le liquide de refroidissement) sont montées à la presse (20 à 30 kN) ou insérées à la coulée dans un bloc alu (utilisé par les constructeurs japonais) alors que les chemises humides s'introduisent facilement dans leur logement. Dans le cas de chemises humides, le procédé le plus répandu est celui dit de chemises comprimées. L'étanchéité est assurée en bas de la chemise par un joint papier ou acier ou un joint torique, et en haut par le joint de culasse. La chemise doit en général dépasser par rapport au plan de joint du bloc cylindres (entre 2 centièmes et 2 dixièmes).

Un bon état de surface pour les chemises est obtenu par un usinage à traits croisés avec un angle compris entre 30 et 70°. La température maxi en haut de chemise (bordure de la chambre de combustion) est de l'ordre de 200°. Dans le cas d'un bloc fonte, la chambre d'eau peut être ouverte en partie supérieure (bon refroidissement du haut des chemises) ou à tablature (fonderie plus compliquée, mais la rigidité du carter est meilleure, ainsi que la tenue du joint de culasse). Dans le cas d'un bloc alu, il s'agit en général d'AS17U4 pour des cylindres non revêtus, ou d'AS12UN pour des cylindres revêtus [10].

1.5.2.3. Cylindre

Dans le cas des moteurs DIESEL suralimentés, destinés à la traction ferroviaire, de 240 mm d'alésage environ, les valeurs dimensionnelles simples qui permettent une composition cohérente du moteur sont présentées sur la figure (I.5) et le tableau (I.3).

L'épaisseur de la table supérieure du bâti-cylindre et la distance segment de tête au plan supérieur du piston sont liées. En effet, il est nécessaire qu'au point mort haut, le segment de tête se trouve face à une paroi de chemise énergiquement refroidie [14].

Tableau (I.3). *Dimensions du cylindre pour moteur Diesel de traction ferroviaire de 240 mm d'alésage environ. D : diamètre du cylindre [11].*

Eléments du cylindre	Dimension
Epaisseur de la table supérieure du p \hat{a} ti-cylindre	0.2 D
Epaisseur de la semelle de la culasse	0.1 D
Diamètre de la collerette supérieure de la chemise	1.3 D
Epaisseur de la collerette de la chemise	0.1 D
Epaisseur du fut de la chemise	0.07 D
Distance de segment de tête au plan supérieur du piston	0.2 D
Diamètre extérieur de l'axe du piston	0.4 D
Diamètre du maneton du vilebrequin	0.65 à 0.6 D
Epaisseur des flasques du vilebrequin	0.25 D

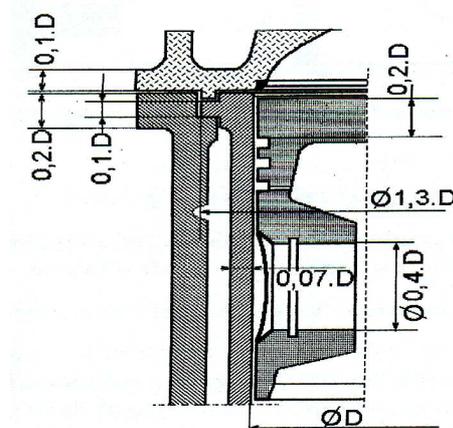


Fig. (I.5) : *Dimensions du cylindre pour moteur Diesel de traction ferroviaire de 240 mm d'alésage environ. D : diamètre du cylindre [11]*

I.5.2.4. Les collecteurs

Les tuyauteries d'admission et d'échappement ne sont pas des canalisations quelconques ; leurs réalisations posent des problèmes délicats car elles jouent un rôle important dans le plus ou moins bon fonctionnement du moteur [5].

Intercalée entre le carburateur et les différentes chambres de combustion, elle doit :

- ✚ canaliser le mélange gazeux vers les soupapes d'admission ;
- ✚ assurer une égale répartition du mélange entre les différents cylindres ;
- ✚ intervenir en particulier dans le brassage et l'homogénéité du mélange admis.

A l'admission, on cherche par tous les moyens, à faciliter la circulation du mélange à admettre, pour cela deux configurations sont possibles :

- favoriser à l'extrême l'écoulement des gaz en employant des tuyauteries aussi larges que possible et sans réchauffage, ce type de tuyauteries conviendra essentiellement au moteur poussé, à grande vitesse de rotation.
- utiliser des tuyauteries permettant de vaporiser aussi complètement que possible le combustible avant son introduction dans les cylindres, ce type de tuyauteries conviendra aux faibles consommations aux petites vitesses.

I.5.2.4.1. Caractéristique des tuyauteries d'admission

- La vitesse moyenne des gaz dans les parties droites de la tuyauterie ne doit pas dépasser une vitesse $v=80\text{m/s}$.
- La vitesse moyenne dans les coudes et au passage des soupapes ne doit pas dépasser une vitesse de l'ordre de 50m/s .
- Elle doit permettre une alimentation égale, qualitative et quantitative, de tous les cylindres.
- Elles ne doivent pas favoriser les condensations d'essence, pour cela, il faut que le largeur exposé à l'air soit aussi faible que possible et que le rayonnement soit minimum
- Elle doit être aussi simple que possible en raisons obstacles à la circulation que constituent les coudes [5].

I.5.2.4.2. Caractéristique des Tuyauteries d'échappements

Les conditions auxquelles doivent satisfaire les collecteurs et tuyauterie d'échappement sont évidentes :

- Offrir aux gaz brûlés un passage aussi large que possible,
- Permettre à ces gaz de se refroidir et de se détendre le plus rapidement possible,
- Ne pas créer de contre-pression, en particulier il faut éviter que l'échappement d'un cylindre ne nuise aux autres,
- Le collecteur doit être parfaitement rigide afin de ne pas être l'origine de vibrations sonores.

La section des collecteurs est au moins égale à six fois la course du piston. [5].

I.5.2.4.3. Métallurgie des collecteurs

Les collecteurs d'échappement, sont généralement en fonte comme ceux d'admission [11].

I.5.2.4.4. Thermique des collecteurs

Les collecteurs d'admission sont le siège des échanges convectifs généralement de refroidissement, la température de l'air admis est inférieure à la température de la paroi du collecteur.

Les parois du collecteur d'échappement sont le siège aux échanges convectifs et du rayonnement des gaz de combustion qui viennent se détendre à l'intérieur, dans ce cas les températures des parois seront inférieures à la température des gaz. [11].

II.1. Rappels sur les écoulements d'un gaz compressible

Ce paragraphe ne donne qu'un simple rappel des équations de l'écoulement d'un gaz compressible dans un tube de section variable. On utilise les variables d'Euler pour la mise en équation.

La modélisation est monodimensionnelle c'est-à-dire que dans chaque section droite du tube, la vitesse du gaz est supposée uniforme (l'écoulement étant turbulent, cette hypothèse est bien vérifiée) ou, tout au moins, c'est la vitesse débitante qui est calculée. La même hypothèse est faite pour la pression, pour la masse volumique et pour la température.

La modélisation est de type instationnaire: toutes ces grandeurs varient en fonction du temps. La vitesse est fonction de l'abscisse "x" dans le tube et du temps "t" soit "v(x, t)". Il en est de même pour la pression "p(x, t)", la masse volumique "ρ(x, t)" et la température "T(x, t)".

Nous avons donc quatre inconnues, quatre autres équations sont ainsi nécessaires. Ces équations sont : les équations de bilans de conservation : équations de continuité, de quantité de mouvement (ou équation dynamique), d'énergie, ainsi que l'équation d'état [12].

II.1.1 Equation de continuité

L'équation de continuité exprime le bilan de conservation de la masse. Elle s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{S} \frac{\partial (\rho \cdot S \cdot v)}{\partial x} = 0 \quad (\text{II. 1})$$

Avec : S, la section du tube à l'abscisse x ; ρ, la masse volumique ; v, la vitesse et t le temps.

II.1.2 Equation des quantités de mouvement

L'équation dynamique est donnée par :

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -v \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\lambda \cdot P_h}{2 \cdot S} v^2 \quad (\text{II. 2})$$

Avec : λ , coefficient de frottement pariétal (à la paroi); P_h , périmètre hydraulique de la conduite.

On peut mettre cette équation sous une forme différente en faisant apparaître le débit de quantités de mouvement ($\rho.S.v^2$) soit :

$$\frac{\partial(\rho S v)}{\partial t} = - \frac{\partial(\rho S v^2)}{\partial x} - S \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\lambda P_h}{2} \rho v^2 \quad (\text{II. 3})$$

II.1.3 Equation d'énergie

Elle exprime la manière dont s'effectuent les échanges thermiques. Elle s'écrit :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda P_h |v|^3}{2.S.c_v} + \frac{q P_h}{\rho.S.c_v} + \frac{\lambda_g}{\rho.S.c_v} \frac{\partial}{\partial x} \left(S \frac{\partial T}{\partial x} \right) - v \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{p}{\rho.S.c_v} \left(\frac{\partial(Sv)}{\partial x} \right) \quad (\text{II. 4})$$

Avec : q , pertes thermiques à la paroi ; λ_g , conductivité du gaz ; c_v , capacité thermique massique du gaz à volume constant.

II.1.4 Equation d'état

Elle donne la relation existant entre la pression p , la masse volumique ρ et la température d'un gaz T (on suppose que le gaz est parfait).

Cette relation s'écrit :

$$p = \rho.r.T \quad (\text{II. 5})$$

Cette cinquième équation peut servir à éliminer l'une ou l'autre des inconnues (p , ρ ou T) des autres équations. Il nous reste alors trois équations aux dérivées partielles pour déterminer les trois fonctions inconnues restantes. En particulier, si l'on élimine la température entre les équations (II.4) et (II.5), l'équation d'énergie peut se remplacer par l'équation suivante :

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - \frac{\gamma.p}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} \right) = (\gamma-1) \left[\frac{\lambda P_h |v|^3}{2S} + \frac{q P_h}{S} + \frac{\lambda_g}{rS} \left(S \frac{\partial \left(\frac{p}{\rho} \right)}{\partial x} \right) \right] \quad (\text{II. 6})$$

Avec : γ , rapport des capacités thermiques massiques respectivement à pression et volume constants.

II.2. Écoulement à Travers une ouverture de soupapes

II.2.1. Définition du coefficient de décharge et de la surface de référence d'un écoulement

Une méthode de plus simple pour étudier un écoulement stationnaire à travers les dispositifs intégraux de flux traversant un ensemble guide- soupape à l'admission est de mesurer le débit pour une ouverture (fixée) de la soupape pour une chute de pression constante à travers cette dernière.

Les résultats obtenus peuvent être tracés donnant ainsi le rapport entre le débit et une grandeur adimensionnelle caractérisant l'ouverture de la soupape à différentes chutes correspondantes de la pression comme montrée dans la fig. (II.1). Pour les deux cas de figures : un orifice d'admission hélicoïdal et un orifice d'admission directe [13].

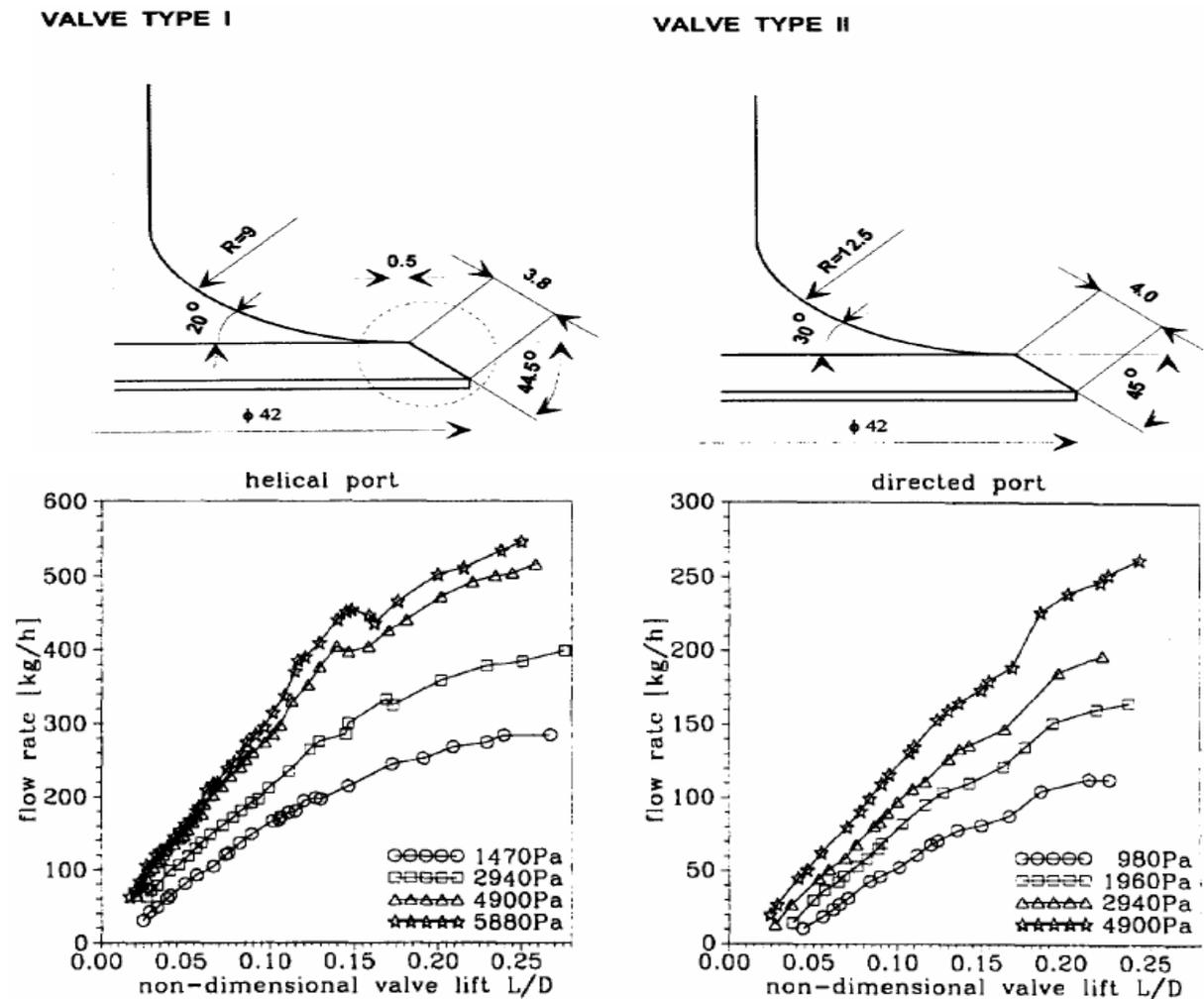


Fig. (II.1) : Débit- masse en fonction de l'ouverture adimensionnelle de la soupape à différentes chutes de pression à travers la soupape pour deux cas de figures (hélicoïdale et directe) [13].

Dans les deux cas, la soupape est située près de la paroi du cylindre. Le débit massique croît d'une manière non linéaire avec l'ouverture de la soupape.

Les régions de pentes des différentes courbes appelées aussi modes d'écoulement, caractérisent la séparation d'écoulement dans l'espace de la soupape comme fonction de l'ouverture de la soupape à pression constante. Les données présentées dans la (figure (II. 1)) peuvent être utilisées pour calculer le coefficient de décharge, C_D , qui peut être exprimé comme le rapport de l'aire de la surface effective apparente à l'aire géométrique de l'écoulement dans l'espace de soupape. Pour l'analyse du coefficient de décharge on va considérer un écoulement à travers une tuyère idéale. Le débit-masse isentropique à travers un orifice est donné par l'équation suivante :

$$\dot{m}_i = A \sqrt{2p_0 \rho_0 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right]} \quad (\text{II. 7})$$

Où : p_0 et ρ_0 , représentent respectivement, la pression de stagnation et la densité de stagnation, γ est le rapport des chaleurs spécifiques (pour l'air $\gamma=1.4$) et A est la surface de référence. Le débit réel peut être exprimé en présentant le coefficient de décharge C_D comme

$$\text{suit :} \quad \dot{m}_{\text{réel}} = C_D \dot{m}_i \quad (\text{II. 8})$$

Dans le cas d'un écoulement incompressible, l'équation (II. 7) peut être écrite, sous la forme suivante :

$$\dot{m}_i = A \sqrt{2\rho(p_0 - p)} \quad (\text{II. 9})$$

Dans ce qui suit les pressions ' p ' relatives à la pression atmosphérique ($p_0 = atm$) ont été mesurées (au-dessus de l'ensemble port-soupape d'admission) dans un plan localisé approximativement à deux fois le diamètre de cylindre par rapport à la culasse du moteur.

L'équation (II. 8), montre que le coefficient de décharge pour un écoulement incompressible peut être exprimé par :

$$C_D = \frac{\dot{m}_{\text{réel}}}{A \sqrt{2\rho(p_0 - p)}} \quad (\text{II. 10})$$

La surface de référence peut être considérée de deux manières : comme une surface géométrique minimum basée sur la géométrie actuelle de siège de la soupape et l'ouverture, ou comme surface de rideau de la soupape sur le diamètre de siège de la soupape et l'ouverture, la surface de flux géométrique minimum (y compris la géométrie réelle de siège de soupape), selon Bicon et Col, et Kastner et Al, peut être divisée en trois gammes [15].

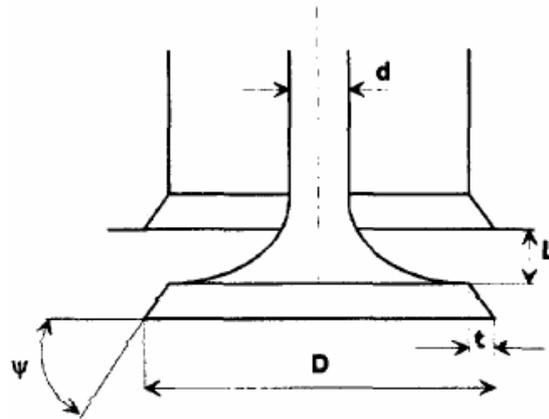


Fig. (II.2) : Schéma de géométrie d'une soupape [13].

➤ **Gamme 1** : pour

$$0 < L \leq \frac{2t}{\sin 2\psi}$$

La surface géométrique minimum correspond à la surface latérale cône avec la taille de pente perpendiculaire au visage de siège de soupape, est exprimé comme :

$$A = \pi L \cos \psi \left[D - 2t + \left(\frac{L}{2} \right) \sin 2\psi \right] \quad (\text{II. 11})$$

➤ **Gamme 2** : pour

$$\frac{2t}{\sin 2\psi} < L \leq t \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4(D - t)} \right]^2 - t^2}$$

La taille oblique n'est plus perpendiculaire à la face de siège et la surface géométrique minimum est :

$$A = \pi(D - t) \sqrt{(L - t \tan \psi)^2 + t^2} \quad (\text{II. 12})$$

➤ **Gamme 3** : pour

$$t \cdot \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D - 2t)^2 - d^2}{4(D - t)} \right]^2 - t^2} < L$$

La surface géométrique minimum correspond à la surface gauche du passage et est exprimée comme :

$$A = \frac{\pi}{4} [(D - 2t)^2 - d^2] \quad (\text{II. 13})$$

II.3. Expression mathématique de la loi de combustion

Deux voies peuvent être choisies pour définir le processus de combustion à chaque instant :

- le calcul sur ordinateur des équations qui régissent le phénomène de combustion appliquées à un macro-volume de gaz de la chambre pendant la combustion à chaque instant, tous les volumes sont examinés et les caractéristiques du gaz calculés .ce processus est très long et nécessite des ordinateurs très puissants.
- la définition d'une loi représentative de la combustion permettant des calculs globaux de ce qui se passe dans la chambre de combustion au moyen de quelques hypothèses simplificatrices [16].

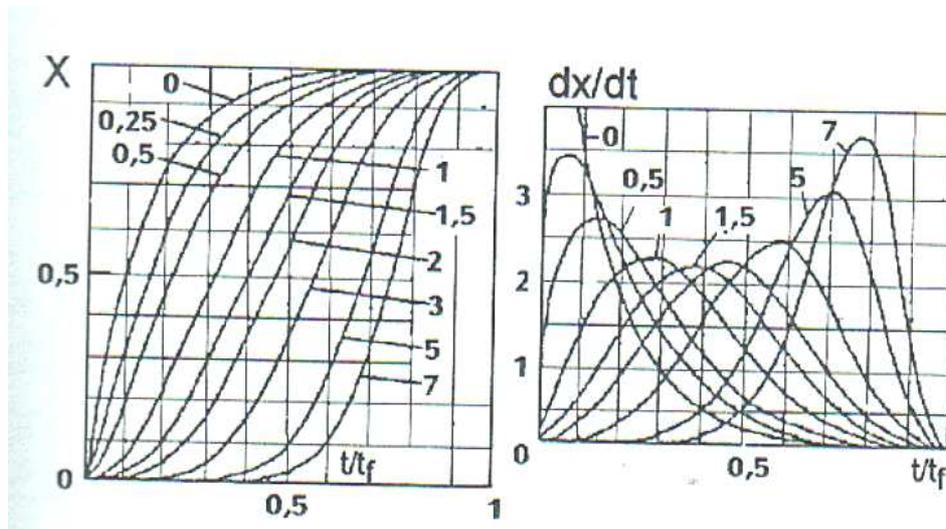


Fig. (II. 3). – loi et vitesse de combustion de VIBE pour différentes valeurs de l'exposant j [16].

Il est possible de présenter le processus de la transformation du mélange du combustible en produits finaux de la réaction, associé avec un dégagement de chaleur, par une loi de combustion (VIBE) (fig. II. 3) :

$$\chi = 1 - \exp \left(- 6.908 \cdot \left(\frac{t}{t_f} \right)^{j+1} \right) \quad (\text{II. 14})$$

Le coefficient -6.908 représente approximativement la valeur du logarithme de 1- 0,999.

La vitesse de la combustion, $\frac{d\chi}{dt}$, s'écrit (fig. II.3) :

$$\frac{d\chi}{d\left(\frac{t}{t_f}\right)} = 6.908(j+1) \left(\frac{t}{t_f}\right)^j \exp \left(- 6.908 \left(\frac{t}{t_f}\right)^{j+1} \right) \quad (\text{II. 15})$$

II.3.1. Calcul de la pression des gaz en fonction de temps

Connaissant la vitesse de dégagement de chaleur, il est possible de calculer la pression du gaz dans le cylindre en fonction de l'angle de vilebrequin, c'est-à-dire en fonction du temps.

Sur un angle de vilebrequin $\Delta\theta_{hj}$, la pression, P_j , a pour expression :

$$P_j = \frac{2 \cdot Q_T \cdot M_t \cdot \Delta\chi_{hj} + P_h \cdot (G \cdot V_h - V_j)}{G \cdot V_j - V_h} \quad (\text{II. 16})$$

Avec : $G = \frac{\gamma+1}{\gamma-1}$; M_t , la masse totale de gaz ; Q_T , la quantité de chaleur totale dégagée par la combustion ; V , la volume ; P_h , la pression du gaz connue.

II.3.2. Température des gaz dans le cylindre

Le gaz est parfait, non visqueux. A chaque instant la section de la soupape et le volume du cylindre sont connus. Les caractéristiques du gaz sont celles des mélanges air-gaz brûlés et varient avec sa température. L'inertie du gaz dans la conduite d'échappement et dans le cylindre est négligée. L'équation de l'énergie s'écrit :

$$\frac{\delta W}{\delta t} + \frac{\delta q}{\delta t} = \left(e + \frac{P}{\rho} \right)_s \cdot q_{ms} + \frac{d\varepsilon_{cv}}{dt} \quad (\text{II. 17})$$

Où, W , représente le travail échangé entre le gaz et le piston au cours du déplacement de celui-ci et q , la quantité de chaleur échangée par les parois du système isolé.

L'énergie " e " du gaz à la sortie, comprend :

- L'énergie interne du gaz : $(C_v \cdot T)$;
- L'énergie cinétique du gaz à la sortie de la soupape.

L'énergie déstockée " \mathcal{E}_{cv} " est l'énergie interne du gaz :

$$\frac{d\mathcal{E}_{cv}}{dt} = \frac{d(M \cdot C_v \cdot T)}{dt} = C_v \left(T \cdot \frac{dM}{dt} + M \cdot \frac{dT}{dt} \right) \quad (\text{II. 18})$$

La combustion ayant eu lieu, si la richesse du mélange introduite est inférieure ou égale à 1. En théorie, le gaz ne contient plus d'énergie chimique. Si la richesse est supérieure à 1, le gaz contient encore de l'énergie chimique, ce qui se traduit par des combustions à la sortie du tuyau d'échappement. Le gaz sortant du cylindre, le débit de gaz est égal à : $q_{ms} = -\frac{dM}{dt}$.

La température du gaz dans le cylindre est alors solution de l'équation différentielle :

$$\frac{dT}{dt} = \left(T \cdot (1 - \lambda) \cdot q_{ms} + \frac{U_s^2 \cdot q_{ms}}{2 \cdot C_v} + \left(\frac{\delta W}{\delta t} + \frac{\delta q}{\delta t} \right) \cdot \frac{1}{C_v} \right) \cdot \frac{1}{M} \quad (\text{II. 19})$$

Le débit de gaz q_{ms} est calculé à la soupape dont la section varie à chaque instant. Un test sur le rapport de pression entre la pression de cylindre et la pression dans la conduite d'échappement permet de déterminer le régime de l'écoulement : subsonique au supersonique. La pression dans le cylindre est calculée à chaque instant avec la loi d'état appliquée à la masse de gaz enfermée dans le cylindre. Cette masse est déterminée à chaque instant en tenant compte de la masse initiale et du débit de gaz au travers de la soupape. En fonction de l'angle de vilebrequin θ exprimé en degrés d'angle, N : vitesse de rotation, La quantité $\frac{dT}{d\theta}$ s'écrit :

$$\frac{dT}{d\theta} = \left((T \cdot (1 - \lambda) - \frac{U_s^2}{2 \cdot C_v}) \cdot \frac{q_{ms}}{6 \cdot N} + \left(\frac{dW}{d\theta} + \frac{dq}{d\theta} \right) \cdot \frac{1}{C_v} \right) \cdot \frac{1}{M} \quad (\text{II. 20})$$

Le travail $\frac{dW}{d\theta}$ est égal à " $-P \cdot \frac{dV}{d\theta}$ ". La quantité de chaleur peut être définie en considérant

le groupement de termes $\frac{dq}{M \cdot C_v \cdot d\theta}$ en degrés Celsius par degré d'angle de vilebrequin ou on

utilisant la formulation du type : $Nu = f(Re)$, caractérisant les échanges de chaleur aux parois du gaz dont la surface varie avec la position de vilebrequin [16].

II.3.3. Fraction brûlée et chaleur évacuée pendant la combustion

A chaque instant t , la flamme sépare le mélange frais des gaz brûlés. L'équation d'énergie appliquée à la masse de gaz enfermée dans le cylindre s'écrit :

$$Q_{if} = \dot{Q}_{iM} + q_{iM} = \frac{P_i \cdot V - P_i \cdot V}{\gamma - 1} + \int_i^M P \cdot dV \quad (\text{II. 21})$$

Q_{if} est la quantité de chaleur qui a servi à augmenter la pression à l'intérieur du cylindre. \dot{Q}_{iM} représente ici l'énergie chimique du combustible qui s'est transformée en chaleur. q_{iM} est la quantité de chaleur échangée avec les parois. A l'instant t , M_B est la masse des gaz brûlés par

la flamme et M_i est la masse de gaz au moment de l'inflammation, $\chi = \frac{M_B}{M_i}$.

A l'inflammation : $\chi = 0$,

En fin de combustion, $\chi = 1$, $Q_T = Q_{if}$,

La chaleur effectivement dégagée :

$$Q_T = \frac{P_f \cdot V_f - P_i \cdot V_i}{\gamma - 1} + \int_i^f P \cdot dV \quad (\text{II. 22})$$

Et la fraction brûlée ' χ ' s'écrit :

$$\chi = \frac{(P \cdot V - P_i \cdot V_i) + (\gamma - 1) \cdot \int_i^M P \cdot dV}{(P_f \cdot V_f - P_i \cdot V_i) + (\gamma - 1) \cdot \int_i^f P \cdot dV} \quad (\text{II. 23})$$

Avec : i, inflammation ; f, fin de combustion ; $M(\theta)$, point courant [16].

Lors de la réaction chimique du combustible qui accroît l'énergie interne du gaz et réalise le travail mécanique, la quantité de chaleur dégagée par la combustion est exprimée par l'équation:

$$\dot{Q} = \frac{M_c P'_{ci} \cdot \xi \cdot \chi}{M_a + M_b + M_c} \quad (\text{II. 24})$$

ξ , est le coefficient d'efficacité physique et aérodynamique d'utilisation de la chaleur résultant de la transformation de l'énergie chimique du combustible. Les pertes de chaleur résultent :

- du transfert de chaleur au travers des parois de la chambre vers le milieu extérieur,
- du phénomène de dissociation qui intervient lorsque la température du gaz dépasse grossièrement 2000 K, ce qui se produit essentiellement dans les moteurs à carburateur,
- de la mise en mouvement de la charge fraîche à l'intérieur du cylindre. Les pertes aérodynamiques résultent de la viscosité du gaz et de la forme aérodynamique de la chambre du moteur [16].

II.3.3.1. Moteur diesel

En tenant compte de la fraction résiduelle ' f ' des gaz brûlés, qui dans le cas des moteurs DIESEL est égale au rapport : $\frac{M_b}{M_a}$, et de l'excès d'air, l'équation ci-dessous s'écrit:

$$\dot{Q} = \frac{p_{ci} \cdot \xi \cdot \mathcal{X}}{\alpha \cdot p_{co} (1 + f) + 1} \quad (\text{II. 25})$$

La combustion dans le moteur DIESEL se déroulant dans un mélange combustible dont, en moyenne, l'excès d'air ' α ' est très supérieur à un. Il est donc tout à fait justifié de considérer le pouvoir calorifique inférieur (p_{ci}) du combustible.

Selon le type de la chambre du moteur DIESEL et du mode de formation de mélange, la durée de la combustion θ_f , l'exposant de la combustion ' j ' et le coefficient d'efficacité ' ξ ' prennent les valeurs inscrites dans le tableau (II.1) [16].

Tab (II. 1) : -Donnés sur le moteur DIESEL. Chambre et mode de formation du mélange [16].

	θ_f	j	ξ
Chambre unique avec injection directe de carburant :			
Faible tourbillon ordonné	90 - 150	0 - 0.15	0.8 - 0.9
Tourbillon crée artificiellement pendant la combustion	60 - 75	0.35 - 0.5	0.75 - 0.88
Mouvement d'air produit pendant la combustion ou turbulence crée pendant admission et compression :			
Injection directe	50 - 75	0.4 - 1	0.75 - 0.85
Formation pelliculaire (MAN)	0 - 75	0.4 - 1	0.75 - 0.85
Chambres séparées			
Chambre à tourbillon	60 - 100	0.4 - 0.6	0.65 - 0.75
Préchambre	60 - 100	0.4 - 0.6	0.65 - 0.75

II.3.3.2. Moteur à allumage commandé.

Compte tenu de la fraction résiduelle : $f = \frac{M_b}{M_a + M_c}$ (M_c : masse de carburant), la relation ci-

dessus s'écrit :

$$\dot{Q} = \frac{P'_{ci} \cdot \xi \cdot \chi}{(1 + \alpha \cdot p_{co}) \cdot (1 + f)} \quad (\text{II. 26})$$

Le coefficient ξ qui caractérise l'utilisation de la chaleur au cours de la combustion est compris entre 0,9 et 0,96. Le pouvoir calorifique inférieur fictif, P'_{ci} , caractérise la perte de pouvoir calorifique résultant du fait qu'une fraction de carbone est transformée en oxyde de carbone au lieu de gaz carbonique, et qu'il existe une part d'hydrocarbures imbrûlés : hydrogène, gaz combustible (HC, CO) dans les gaz d'échappements. Le pouvoir calorifique fictif se déduit du pouvoir calorifique réel du carburant. Pour un carburant pétrolier dont la formule est la forme C_nH_{2n} Le rapport entre les pouvoirs calorifiques s'exprime en fonction de l'excès d'air α par les relations :

$$\text{Pour } \alpha < 1 : \quad \frac{P'_{ci}}{P_{ci}} = 1,2728 \cdot \alpha - 0,2728 \quad (\text{II. 27})$$

$$\text{Pour } \alpha > 1 : \quad \frac{P'_{ci}}{P_{ci}} = 1 \quad (\text{II. 28})$$

Dans le cas du moteur à allumage commandé, la durée de combustion est de l'ordre de $\theta_f = 50$ degrés de vilebrequin, l'exposant de la combustion varie entre 3 et 4, le coefficient d'efficacité ξ , est compris entre 0,88 et 0,92. (**VIBE**). Dans certains cas j peut être supérieur à quatre.

II.4. Cycle thermodynamique du moteur étudié

Généralement le modèle mathématique contient :

- Des équations qui caractérisent l'aspect du problème lui-même : gazodynamique ou thermodynamique,
- Des expressions ou équations qui déterminent les propriétés de fluide moteur,
- Des conditions initiales et aux limites,
- La nature et l'évaluation quantitative de l'influence d'autres processus et phénomènes extérieurs.

Sur la base de modèle mathématique, on développe un programme de calcul sur ordinateur, permettant ainsi la simulation mathématique du fonctionnement du moteur.

II.4.1. Modèle mathématique des processus échappement-admission :

L'équation du premier principe de la thermodynamique, écrite pour un système ouvert (échappement-admission) sous la forme différentielle est donnée par :

$$\delta \dot{Q} + dE = dU + \delta \dot{W} \quad (\text{II. 29})$$

Selon le premier principe de la thermodynamique, cette équation indique, que la chaleur (\dot{Q}) introduite dans le système et l'énergie (E) de la masse arrivée dans le système, sont consommées pour accroître l'énergie interne (U) du système et pour produire le travail (W) :

Pour le développement des équations, on va considérer que :

- Lorsque la chaleur ou la masse, sont introduites dans le système, elles sont supposées positives. Dans le cas contraire, elles sont négatives.
- Le travail effectué par le système et transmit au récepteur, est supposé positif alors que, le travail effectué sur le système est négatif.
- L'écoulement est unidimensionnel.

Et on va indiquer, par :

- (u_{ad}) , l'énergie interne spécifique (d'une unité de masse) du fluide admis dans le cylindre, calculée pour les paramètres dans la section minimale de passage de la soupape d'admission.
- $\left(\frac{w_{ad}^2}{2} \right)$, l'énergie cinétique spécifique, d'une unité de masse du fluide, calculée pour les mêmes paramètres que (u_{ad}) .

La somme de l'énergie interne et de l'énergie cinétique d'une masse (dG_{ad}) infiniment petite arrivée dans le cylindre, est donc, égale à :

$$\left[u_{ad} + w_{ad}^2 / 2 \right] dG_{ad}.$$

Le travail consommé pour amener cette masse (air ou bien mélange air + combustible), du canal d'admission vers le cylindre, est égal au produit de la force de pression des gaz à l'admission par le déplacement du fluide. Ce travail est supposé positif si l'orientation de la

pression coïncide avec l'orientation de la vitesse de l'écoulement de cette masse. Pour un déplacement (dy) infiniment petit de cette masse dans la section minimale de l'orifice de la soupape (A_{ad}), ce travail est défini par

$$\delta \dot{W}_{ad} = p_{ad} A_{ad} dy \quad (\text{II. 30})$$

En tenant compte que :

$$\delta V_{ad} = A_{ad} dy = \frac{dG_{ad}}{\rho_{ad}} \quad (\text{II. 31})$$

$$\text{Alors :} \quad \delta \dot{W}_{ad} = P_{ad} \frac{dG_{ad}}{\rho_{ad}} \quad (\text{II. 32})$$

Où, (P_{ad}) et (ρ_{ad}) désignent respectivement, la pression et la densité dans la section minimale de passage de l'orifice de soupape d'admission.

Le travail consommé pour l'échappement d'une masse de gaz (dG_{ech}) infiniment petite, du cylindre vers l'extérieur, s'exprime par analogie à (II. 32), à l'aide de l'expression suivante (selon la règle des signes adoptée, ce travail est négatif) :

$$dW_{ech} = -P_{ech} \frac{dG_{ech}}{\rho_{ech}} \quad (\text{II. 33})$$

Dans le cas général, la variation de l'énergie du système provoquée par la variation de la masse des gaz dans le cylindre, s'exprime par :

$$dE = \left(u_{ad} + \frac{w_{ad}^2}{2} + \frac{P_{ad}}{\rho_{ad}} \right) dG_{ad} - \left(u_{ech} + \frac{w_{ech}^2}{2} + \frac{P_{ech}}{\rho_{ech}} \right) dG_{ech} \quad (\text{II. 34})$$

En désignant par (Q_w) la quantité de chaleur échangée entre le fluide moteur et les parois durant les périodes de l'échappement-admission, on obtient, après le remplacement de (II. 34) dans (II. 29) et en prenant en considération les deux expressions suivantes :

- L'expression du travail des gaz dans le cylindre :

$$dW = PdV \quad (\text{II. 35})$$

- L'expression de la quantité de chaleur échangée avec les parois, qui se détermine en fonction du coefficient de transfert de la chaleur (h), de l'écart de température

entre le fluide moteur (T) et les parois (T_w), et de la section (A_w) de transfert de chaleur. Sachant que le coefficient de transfert de chaleur, se détermine sur la base des formules empiriques, comme celle de G. Wochni, on a :

$$\delta Q = \delta Q_w = h.(T - T_w).A_w.dt \quad (\text{II. 36})$$

On obtient finalement

$$h.(T - T_w).A_w.dt + \left(u_{ad} + \frac{w_{ad}^2}{2} + \frac{P_{ad}}{\rho_{ad}} \right) dG_{ad} - \left(u_{ech} + \frac{w_{ech}^2}{2} + \frac{P_{ech}}{\rho_{ech}} \right) dG_{ech} = dU + PdV \quad (\text{II. 37})$$

Cette équation doit être complétée par l'équation de la conservation de la masse dans le cylindre :

$$dG = dG_{ad} - dG_{ech} \quad (\text{II. 38})$$

Et par l'équation de l'état des gaz dans le cylindre :

$$P.V = G.r.T \quad (\text{II. 39})$$

Le système d'équations (II. 37), (II. 38), (II. 39) permet de déterminer la pression (P), la température (T) et la masse des gaz (G) dans le cylindre, durant les périodes de l'échappement-admission, en fonction de l'angle de rotation du moteur.

II.4.2. Modèle mathématique des processus de la compression-combustion-détente :

Le calcul des processus de la compression-combustion-détente, est basé sur la résolution numérique de l'équation différentielle du premier principe de la thermodynamique, dans sa forme valable pour les systèmes fermés :

$$\delta Q = dU + \delta W \quad (\text{II. 40})$$

La chaleur (Q) introduite dans le système, est utilisée pour l'augmentation de l'énergie interne (U) du fluide et pour produire le travail ($\delta W = P.dV$). Elle représente la différence entre la chaleur dégagée (Q_B) durant la combustion, et la chaleur échangée avec les parois (Q_w) durant les périodes de la compression-détente, c'est-à-dire :

$$\delta Q = \delta Q_B + \delta Q_w \quad (\text{II. 41})$$

La quantité de chaleur échangée avec les parois, durant la compression-détente se détermine à l'aide de l'expression (II. 36). La quantité de chaleur dégagée durant la combustion, dans un intervalle de temps, peut être exprimée sous la forme suivante, en fonction du pouvoir

calorifique inférieur (P_{ci}) du combustible, de la part du combustible (x) brûlé et de la délivrée cyclique (CS_{cyc}) du combustible :

$$\delta Q_B = P_{ci} \cdot CS_{cyc} \cdot dx \quad (\text{II. 42})$$

La part du combustible (x) brûlé, durant un intervalle de temps ou bien d'angle de rotation du vilebrequin, peut être exprimée à l'aide d'une loi empirique comme celle de (I.I.Wiebe) :

$$x = 1 - \exp \left[-const. \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{II. 43})$$

Ou bien, en fonction de l'angle de rotation :

$$x = 1 - \exp \left[-const. \left(\frac{\theta}{\theta_z} \right)^{m+1} \right] \quad (\text{II. 44})$$

Cette loi est appelée loi de dégagement de la chaleur. Les particularités de la combustion sont prises en considération, à l'aide de deux paramètres. Le premier est l'exposant (m) appelé exposant du caractère de la combustion, et le second, la durée de la combustion, en second (t_z) ou en degré d'angle de rotation (θ_z), En remplaçant les expressions (II. 36) et (II.42) dans (II. 41) l'expression de la quantité de chaleur utilisée obtient la forme suivante :

$$\delta Q = P_{ci} \cdot CS_{cyc} \cdot dx - h \cdot (T - T_w) \cdot A_w \cdot dt \quad (\text{II. 45})$$

Et après avoir remplacé l'expression (II. 45) dans l'équation (II. 40) on obtient l'équation générale qui, complétée par l'équation de l'état et autres formules secondaires, permet de déterminer les paramètres dans le cylindre, durant la compression, la combustion et la détente, en fonction de l'angle de rotation du moteur :

$$P_{ci} \cdot CS_{cyc} \cdot dx - h \cdot (T - T_w) \cdot A_w \cdot dt = dU + PdV \quad (\text{II. 46})$$

Généralement, pour résoudre le système d'équations obtenu, on utilise de préférence, la méthode de *Runge-Kutta*. Les résultats obtenus offrent la possibilité de construire le diagramme, ainsi que d'obtenir les performances économiques et énergétiques du moteur, telles que : la pression moyenne indiquée, les rendements indiqués et effectifs, la consommation spécifique du combustible, le coefficient de remplissage, la pression maximale de la combustion (P_{\max}) et le taux de croissance de la pression dans le cylindre ($dP/d\theta$) et beaucoup d'autres paramètres [17].

II.5. Généralités sur les transferts de chaleur

II.5.1. Introduction

La thermodynamique permet de déterminer 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 [18].

II.5.2 Définitions

II.5.2.1 Champ de température

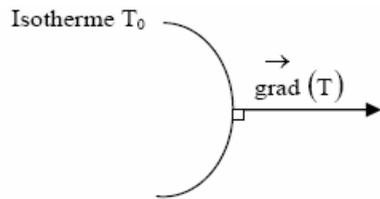
Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température : $T = f(x, y, z, t)$. La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.
- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire.

II.5.2.2 Gradient de température

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de

température :
$$\vec{\text{grad}}(T) = \frac{\partial T}{\partial s} \vec{n} \quad (\text{II. 47})$$



Avec :

\vec{n} : Vecteur unitaire normal à la paroi ;

$\frac{\partial T}{\partial s}$: dérivée de la température le long de la normale.

II.5.2.3 Flux de chaleur

La chaleur s'écoule sous l'influence d'un gradient de température par conduction des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée **densité de flux de chaleur** :

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{\delta Q}{\delta t} \quad (\text{II. 48})$$

Où : S, est l'aire de la surface (m²), Q (J) et ϕ (W).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise par unité de temps :

$$\varphi = \frac{\delta Q}{\delta t} \quad (\text{II. 49})$$

II.5.2.4. Les résistances thermiques.

Par analogie électrique on définit les résistances thermiques comme suit :

$$R_g = \frac{1}{h_g A} : \text{Résistance thermique convective intérieure ;}$$

$$R_p = \frac{x}{K \cdot A} : \text{Résistance thermique conductive ;}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A} : \text{Résistance thermique convective extérieure.}$$

Avec les indices : g : gaz ;

p : paroi ;

e : eau.

II.6. Les processus de transferts thermiques.

Il y a transfert de chaleur entre deux points où règnent des températures différentes : le transfert s'effectue toujours de la température la plus élevée à la température la plus faible. La différence de température est la force motrice du transfert de chaleur. On distingue trois modes de transferts de chaleur :

II.6.1. La conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres [18].

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T) \quad (\text{II. 50})$$

Ou sous forme algébrique : $\varphi = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}$ (II. 51)

Avec : φ , la densité de flux de chaleur transmis par conduction suivent une direction x ; λ , la conductivité thermique du milieu et x le variable d'espace dans la direction du flux.

II.6.2. La convection

La convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement. La transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein de fluide et du mouvement de fluide. La conduction intervient donc dans la convection mais le mouvement du fluide entraîne des lois différentes d'un phénomène de conduction sans déplacement de matière. On parlera de convection forcée quand le mouvement du fluide s'effectue grâce à des forces externes (pompe, ventilateur, agitateur) et de convection naturelle quand le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sien de fluide [19].

II.6.3. Le rayonnement

Le rayonnement est l'émission par un corps d'ondes électromagnétiques qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur.

Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde [16].

II.7. Les sources de chaleur interne

L'énergie calorifique dégagée au sein des structures provient de deux sources :

- ✚ la combustion,
- ✚ les frottements.

II.7.1. Combustion

Le terme combustion désigne une réaction chimique évoluant rapidement, réaction chimique accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur : la flamme. La combustion comprend trois phases : l'inflammation, la propagation de la flamme et l'extinction [16].

La température maximale des gaz se situe, en général, 20° après le Point Mort Haut. Cette température est fonction principalement :

- de la température d'air admis au cycle ;
- de la quantité de la combustible brûlée par gramme d'air.

II.7.2. Les frottements

Le devenir de la puissance de frottement est la transformation en puissance calorifique. Les frottements constituent un apport de chaleur non négligeable dans un moteur. Cole et Alkilas [20] ont ainsi constaté expérimentalement que les frottements de l'ensemble piston/segments/cylindre peuvent, dans certaines conditions de fonctionnement, représenter un tiers de l'apport total de chaleur au cylindre.

Le facteur thermique prédominant dans la génération des frottements est donc la température du lubrifiant. L'obtention rapide et le maintien d'une température d'huile optimisée (120 à 130 °C ; au delà, la surchauffe risque d'entraîner une rupture des films de

lubrification) permettent de réduire de manière significative les frottements, notamment durant les phases transitoires. Par contre, sur les points stabilisés, le potentiel maximal actuel de gain en consommation à 4 000 tr/min pleine charge n'est que de 3,5 % [20].

II.8. Modélisation des transferts thermiques

La modélisation du transfert de chaleur dans les moteurs a commencé il y a en viron 80 ans. Malgré que les analyses expérimentales et théoriques aient accompli des progrès considérable, un modèle prédictif satisfaisant n'est pas encore achevé.

Le problème rencontré dans les calculs des transferts convectifs est la valeur du coefficient de transfert h . Pas mal d'auteurs ont fourni des relations empiriques pour calculer sa valeur. Ces relations exigent la connaissance des propriétés du fluide en écoulement et des notions sur le processus des transferts thermiques.

II.8.1. Répartition des modes de transfert de chaleur au cours d'un cycle

Tableau (II. 2) : transfert de chaleur entre les gaz et les paroi de cylindre au cours d'un cycle [11].

	Convection	Rayonnement des gaz	Rayonnement de la flamme
Admission	*		
Compression	*		
Combustion	*	*	*
Détente	*	*	*
Echappement	*	*	

Pour les deux types de moteur (Diesel et moteur à allumage commandé) la répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle est sous la forme suivante :

Tableau (II. 3) : répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle [11].

	Moteur à allumage commandé %	Diesel %
Compression	1 à 2	5 à 8
Combustion, détente	63 à 70	70 à 90
Echappement	29 à 35	5 à 22

II.8.2. Bilan thermique

Si on fait un bilan thermique dans un moteur de combustion interne:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_N + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{ra} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{res} + \dot{Q}_g \quad (\text{II. 52})$$

Avec :

\dot{Q}_t : Flux de chaleur dégagé si on brûle tout le combustible ;

\dot{Q}_N : Flux de chaleur transformé en puissance effective ;

\dot{Q}_r : Flux de chaleur évacué au liquide de refroidissement ;

\dot{Q}_{ra} : Flux de chaleur perdu par rayonnement ;

\dot{Q}_a : Flux de chaleur vers l'huile ;

\dot{Q}_{res} : Flux de chaleur perdu à cause de la combustion incomplète;

\dot{Q}_g : Flux de chaleur perdu avec les gaz d'échappement.

II.8.3. Transfert de chaleur au travers des parois du cylindre

II.8.3.1. Relation basée sur nombre de Nusselt [21].

Formule de WOSCHNI (1967) :

En 1967 WOSCHNI propose une corrélation qui est largement utilisée pour évaluer la valeur du coefficient de transfert convectif h .

$$Nn = 0.035 R_e^{0.8} \quad (\text{II. 53})$$

Formule de TAYLOR (1977) :

Parmi les relations les plus utilisées. On donne la relation de TAYLOR proposée en 1977

$$Nu = \frac{\overline{h_g} b}{\lambda_g} = 10.4 R_e^{0.75} \quad (\text{II. 54})$$

Cette formule est valable pour les moteurs à deux temps et à quatre temps, à allumage commandé ou à compression. Elle dépend du nombre de REYNOLDS. Ce dernier est calculé à partir de la formule suivante :

$$R_e = \frac{(m_a + m_c)b}{A_p \mu_g} \quad (\text{II. 54.a})$$

On posant :

$$f = \frac{m_e}{m_a} \quad (\text{II. 54.b})$$

L'équation de Reynolds (20.a) devient :

$$R_e = \frac{D_r \rho_\infty U_{mp} b}{4 \mu_g} (1 + f) \quad \text{Pour un moteur à quatre temps}$$

II.8.3.2. Relations expérimentales [11].

Elles sont des relations basées sur la pression, la température et la vitesse moyenne du piston.

Relation de NUSSELT (1923) :

La relation de NUSSELT a été développée sur trois types de machines différentes :

- Bombes calorimétriques de 300, 400 et 600 mm de diamètre.
- Moteur à gaz de puissance 60 KW tournant à la vitesse de rotation $N = 150$ Tr/mn (données de CLARK)
- Moteur Diesel (données de NEUMN).

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h(W / m^2 K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 T_g} (1 + 0.24 U_{mp}) + 0.0004206 \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 55})$$

Le premier terme représente le transfert de chaleur convectif et le second est le transfert de chaleur par rayonnement.

Relation de JACLITCH (1929)

La relation de JACLITCH est utilisée sur un moteur rapide. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 0.2445 P_g^n T_g^{n-1} (1 + 1.24 U_{mp}) \quad (\text{II. 56})$$

$$\text{Avec :} \quad n = 0.394 + 1.685 \cdot 10^{-6} T_g \quad (\text{II. 56.a})$$

Relation de Brillig-Nusselt (1931)

Pour un moteur de compresseur (50 KW), avec un alésage, $D = 310$ mm, une course, $C_0 = 410$ mm, Le coefficient d'échange thermo- convectif a pour expression :

$$h(W / m^2 K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 T_g} (3.5 + 0.185 U_{mp}) + 0.4206 \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 57})$$

Relation de EICHELBERG (1939) :

Pour un moteur marin deux temps. Avec : $D = 380$ mm, $N = 400$ tr/mn, $P_e = 7.76$ bars. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 2.44 \sqrt{P_g^2 T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 58})$$

La valeur moyenne au cours du cycle pour les moteurs quatre temps :

$$h_m = 1.162(4.4 + 0.35 P_e) \sqrt{T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 58.a})$$

Relation de PFLAUM (1961)

Pour un moteur à préchambre avec $D = 150$ mm, $C_0 = 190$ mm, N compris entre 500 tr/mn et 1000 tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = k \sqrt{P_g T_g} F(U_{mp}) \quad (\text{II. 59})$$

$$F(U_{mp}) = 3 \pm 2.57 [1 - \exp(\pm 1.5 - 0.416 U_{mp})] \quad (\text{II. 59.a})$$

signe « + » si $U_{mp} > 3.6$ m/s

- pour la culasse et le piston (surfaces noires) : $k = 1.27 + 0.425 \frac{P_k - P_0}{P_0}$
- pour la chemise (surface brillant) : $k = 0.418 + 0.14 \frac{P_k - P_0}{P_0}$

P_0 et P_k représentent la pression atmosphérique suralimentation moteur.

Relation de KINEL :

Pour moteur monocylindre, $D = 110$ mm, $C_0 = 132$ mm, $N = 1200$ tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 1.48 \sqrt{P_g T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 60})$$

 **Relation de Sitkey (1962-1968) :**

La relation de Sitkey est calculée sur les données de résultant de l'expérimentation de trois moteurs. Moteur Diesel quatre temps, $D = 115$ mm, $C_0 = 140$ mm, $N = 1035$ tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 1.182(1+b) \left[\frac{P_g^{0.7} U_{mp}^{0.7}}{T_g^{0.2} d_e^{0.3}} \right] \varepsilon_g \sigma \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} + \varepsilon_f \sigma \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 61})$$

Pour les valeurs de b , données par le tableau ci- dessous :

	Valeur de b
Chambre ouverte	0.00 à 0.15
Chambre de turbulence	0.15 à 0.30
Préchambre	0.25 à 0.40

d_e , est le diamètre équivalent donné par : $d_e = \frac{4V}{S_e}$

 **Relation de ANNAND (1962)**

ANNAND a aussi utilisé les données d'ELSER pour les moteurs. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = A_1 \left[\frac{\lambda R_e^{0.7}}{D} \right] + C [T_g^4 - T_p^4] \quad (\text{II. 62})$$

Le nombre de RELONDS est calculé sur la vitesse moyenne du piston et de diamètre du cylindre. La température déterminante est la température moyenne entre les gaz et la paroi. Le deuxième terme représente l'influence du rayonnement du gaz sur le transfert de chaleur.

$A_1 = 0.35$ à 0.8 selon l'intensité du mouvement de la charge.

Moteur Diesel : $C = 3.3 \cdot 10^{-11} \text{ KW} / \text{m}^2 \text{K}^4$

Moteur à allumage commandé : $C = 4.3 \cdot 10^{-12} \text{ KW} / \text{m}^2 \text{K}^4$ [11].

 **Relation de WOCHNI (1965_1968) :**

Le modèle de WOCHNI est très utilisé dans la modélisation des moteurs. Pour trouver le coefficient global instantané de transfert de chaleur h , WOCHNI utilise l'équation adimensionnelle suivante :

$$Nu = 0.035R_e^{0.8} \quad (\text{II. 62})$$

Comme longueur caractéristique WOCHNI utilise le diamètre du cylindre et comme la vitesse caractéristique la vitesse moyenne du gaz, corrigée par le terme qui prend en compte l'influence de la combustion sur la vitesse moyenne des gaz dans le cylindre.

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 130D^{-0.2}T^{-0.53}P^{0.8} \left[C_1 U_{mp} + C_2 \frac{V_s T_1}{V_1 P_1} (P - P_0) \right] \quad (\text{II. 63})$$

C_1	$C_2 \quad m/sec.K$	Phase de cycle
$6.18 + 0.417 (C_u/U_{mp})$	0	Admission, échappement
$2.28 + 0.308 (C_u/U_{mp})$	0	Compression
	Injection directe $3.24 \cdot 10^{-3}$	Combustion, détente
	Chambre de préchambre $6.22 \cdot 10^{-3}$	Combustion, détente

Avec :
$$C_u = \pi D n_d$$

C_1 : est un coefficient qui dépend du type de moteur et de la phase de cycle.

n_d : est le nombre de tours par seconde d'un anémomètre à ailettes de $0.7D$ de diamètre (prise en compte de l'effet de « swirl » [22]).

Pour la valeur de Reynolds on a besoin de la vitesse moyenne des gaz qui dépend de la phase de cycle et a pour expression :

$$U_{mg} = 6.18 U_{mp} \quad \text{Pour les phases : admission, échappement et compression.}$$

$$U_{mg} = 2.28 U_{mp} + 3.24 \cdot 10^{-3} \frac{V_s T_1}{P_1 V_1} (P_g - P_{g0}) \quad \text{Phase : combustion et détente.}$$

Plus récente, la relation de *Woschni* fait également intervenir la vitesse d'écoulement de charge dans la chambre d'un moteur Diesel à injection directe non suralimenté. Les caractéristiques du moteur permettant d'établir la relation empirique ci-dessous sont : $D = 110$ mm, $C_0 = 186$ mm, $U_{mp} = 10.8$ m/s ; $A=0.35$. Le coefficient d'échange thermo-convectif a pour expression :

$$h = 5.173 \left[\frac{P_g^{0.8} U_{mp}^{0.8}}{T_g^{0.53} D^{0.2}} \right] + \varepsilon \sigma A \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 64})$$

La relation de *Woschni* s'applique bien aux moteurs modernes dans lesquels la turbulence et le transfert de chaleur par convection ne sont pas négligeables [23].

II.8.3.3. Corrélations par coefficient d'échange global

On trouve plus d'une centaine de références sur ce type de corrélations. Elles sont principalement issues d'études expérimentales basées sur la mesure directe du flux thermique échangé en fonction des paramètres de fonctionnement du moteur.

La corrélation la plus utilisée est celle élaborée en 1967 par *Woschni* [3]. Elle est basée sur l'hypothèse que l'écoulement est turbulent et que la convection est forcée aussi bien aux moteurs Diesel qu'aux moteurs à allumage commandé. En considérant que les méthodes expérimentales utilisant la température de surface ne convenaient pas, ces données expérimentales étant entachées d'une dispersion importante, l'auteur a préféré utiliser un bilan global sur le moteur pour déterminer, pour chaque phase du cycle thermodynamique, la quantité de chaleur cédée aux parois. Sa formulation du coefficient d'échange global h_G en $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ est la suivante :

$$h_G = 0.013 D^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.53} V^{0.8} \quad (\text{II. 65})$$

Avec :

D , le diamètre de l'alésage (m) ;

p et T , la pression (bar) et la température (K) dans le cylindre. v , définit une vitesse caractéristique telle que :

$$V = \left[c_1 \bar{V}_p + C2 \frac{V_c T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \right] \quad (\text{II. 66})$$

Avec :

V_c cylindrée unitaire (m^3),

p_1, T_1 et V_1 respectivement pression (bar), température (K) et volume (m^3) de la chambre de combustion à un instant de référence (la fermeture de l'admission ou le début de la compression),

\overline{V}_p Vitesse moyenne du piston (m/s),

p_0 pression atmosphérique (bar),

C_1 et C_2 coefficients spécifiques à chaque phase du cycle moteur (tableau II.4).

Tableau II.4 – Coefficients C_1 et C_2 de la corrélation de Woschni

Phase	C_1	C_2 (K^{-1})
Admission échappement	6.18	0
compression	2.28	0
Combustion détente	2.28	$3.24 \cdot 10^{-3}$

Tableau II.5 – Coefficient C_1 de la corrélation de Woschni avec effet de « swirl ».

phase	C_1
Admission	$6.18 + 0.417 \frac{V_U}{V_p}$
Compression, combustion, détente	$2.28 + 0.308 \frac{V_U}{V_p}$

La figure II.4, représente l'évolution du coefficient d'échange calculé par la corrélation de Woschni pour une température de paroi de 250 °C. Globalement l'ordre de grandeur moyen du coefficient d'échange sur le cycle est de $865 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ avec une pointe à $5\,000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$ pendant la phase de combustion.

Woschni a complété par la suite sa corrélation en y incluant les effets du « swirl ». Ces effets sont traduits par l'intermédiaire du coefficient C_1 , dont les nouvelles expressions sont présentées dans le tableau II.5.

Dans le tableau (II.5), v_u , vaut $\frac{1}{2}D\omega_p$ dans lequel, ω_p , représente la vitesse de rotation caractéristique du « swirl » et D le diamètre de l'alésage [3].

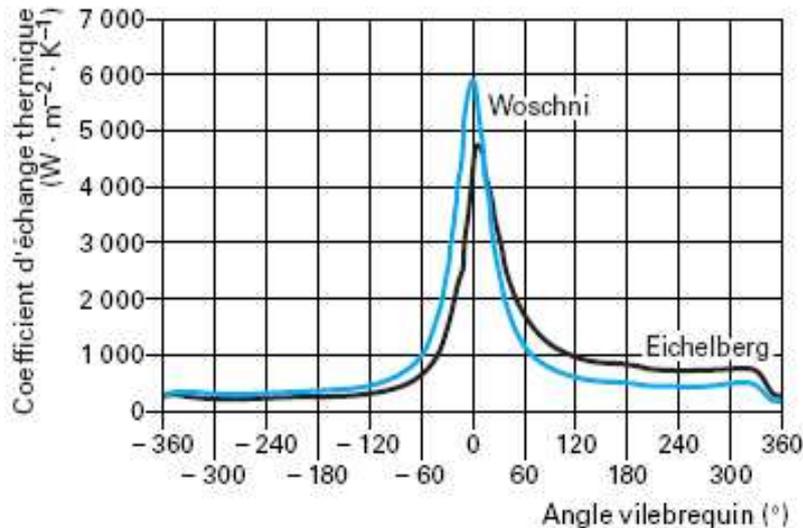


Figure II.4 – Coefficient d'échange thermique calculé par la corrélation de Woschni à 4 000 tr/min pleine charge pour un moteur Diesel 2 L 80 kW [23].

II.8.3.4. Corrélations par contributions convective et radiative

Les corrélations différenciant les contributions convective et radiative sont plus récentes, et sont apparues grâce à l'amélioration des techniques expérimentales et notamment aux techniques de mesure des flux radiatifs. En 1971, Annand [24] a proposé une corrélation comportant des termes distincts pour modéliser la part convective et la part radiative.

L'échange convectif est calculé par la relation :

$$Nu = aR_e^{0.7} \quad (\text{II. 67})$$

Le paramètre ' a ' a une valeur comprise entre 0,35 et 0,8 et le nombre de Reynolds est basé sur l'alésage du cylindre et la vitesse moyenne du piston.

Le flux radiatif, lui, est donné par la relation :

$$\phi_{\text{gaz} \rightarrow \text{paroi}} = S_{g-p} c (T_g^4 - T_p^4) \quad (\text{II. 68})$$

Durant les phases, combustion et détente, le coefficient ' c ' vaut $3,3 \cdot 10^{-8}$ pour les moteurs Diesel et $4,3 \cdot 10^{-9}$ pour les moteurs essence. En dehors de ces phases, ' c ' a une valeur nulle.

Plus récemment, l'avènement des techniques de modélisation et de calculs numériques a permis la mise en oeuvre de modèles tridimensionnels de la chambre de combustion. Ces outils numériques permettent non seulement l'analyse des échanges aux parois, mais sont principalement utilisés pour les études fines des phénomènes aérodynamiques de la combustion (optimisation des bols de combustion, de la géométrie des conduits d'admission et d'échappement et des caractéristiques des injecteurs). Ces outils restent très lourds dans leur utilisation et nécessitent des capacités de calcul très importantes. Ils se prêtent mal à une analyse énergétique globale du moteur [24].

II.8.4. Echanges entre gaz d'admission/d'échappement et parois de culasse

Les échanges convectifs entre les parois de la culasse et les gaz d'admission ou les gaz d'échappement sont caractérisés par des vitesses plus importantes que dans le cylindre. Cole et Alkilas [20] estiment que 17 à 25 % de la chaleur transférée au fluide de refroidissement dans un moteur Diesel provient des gaz d'échappement. La prise en compte des transferts de chaleur entre les gaz d'échappement et la culasse est donc nécessaire à l'établissement d'un bon bilan thermique global moteur [20].

Suivant le gradient existant entre les gaz et les parois des conduits, les flux surfaciques sont de l'ordre de $15 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ pour les conduits d'admission, pour un gradient de l'ordre de 150 K, et de $50 \text{ kW} \cdot \text{m}^{-2}$ pour les conduits d'échappement avec 400 K pour gradient à 4 000 tr/min [18].

Caton et Heywood [25] ont proposé de décrire les échanges de chaleur en deux temps, c'est-à-dire en considérant, d'une part, le cas soupape ouverte et, d'autre part, le cas soupape fermée.

Pour cela, ils ont supposé que l'écoulement dans le conduit est monodimensionnel et que le transfert de chaleur est perpendiculaire à la surface d'échange. Les gaz sont supposés parfaits. Afin de prendre en compte l'ensemble des phénomènes de convection et de rayonnement, la modélisation de ces échanges est généralement basée sur l'utilisation d'un coefficient d'échange global. Le flux thermique échangé vaut alors :

$$\phi_{\text{gaz} \rightarrow \text{paroi}} = S_{g-p} h_G (T_{h-g} - T_p) \quad (\text{II. 69})$$

Pour l'échappement, la température des gaz utilisée est basée sur la température enthalpique T_{h-g} définie par intégration de la température instantanée des gaz dans la chambre de combustion :

$$T_{h-g} = \frac{\int_0^{4\pi} m(\theta) c_p T_g(\theta) d\theta}{\int_0^{4\pi} m(\theta) c_p d\theta} \quad (\text{II. 70})$$

Pour l'admission, la température des gaz reste relativement constante en chaque point de fonctionnement.

🌍 Soupape ouverte

Dans cette configuration, les effets aérodynamiques dus à la levée de soupape l_v nécessitent de différencier les levées faibles des levées importantes (on se reportera aux notations de la figure II. 5).

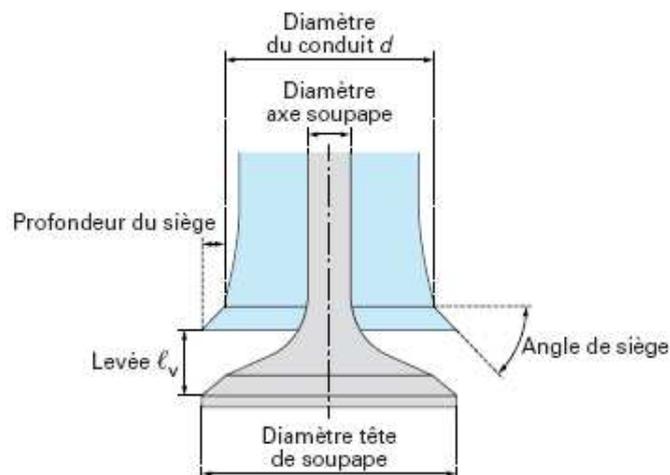


Figure II.5 – Notations géométriques usuelles concernant les soupapes [23].

- La levée de soupape est considérée comme faible quand $0.19 \geq \frac{l_v}{d}$, d étant le diamètre du conduit considéré. Pour de telles levées, Caton et Heywood [25] considèrent que l'écoulement dans le conduit est similaire à un jet conique convergent débouchant dans un volume plus vaste. Cette structure d'écoulement provoque de gros tourbillons dont la taille caractéristique est approximativement égale à la moitié du diamètre du conduit. Les auteurs proposent alors de décrire les échanges par la relation :

$$Nu_{so} = 1.6 Re_{so}^{0.5} Pr^{0.5} \quad (\text{II. 71})$$

Le nombre de Reynolds de l'écoulement est défini par :

$$Re_{so} = \frac{V_{so} d}{V_g} \quad (\text{II. 72})$$

$$\text{Avec : } V_{so} = \frac{N}{30} \frac{V_u}{\pi d \frac{l_v}{2}} \quad (\text{II. 73})$$

Où : V_u , est le volume unitaire balayé par le piston et N le régime moteur.

• La levée de soupape est considérée comme importante quand $0.19 \leq \frac{l_v}{d} \leq 0.22$. Pour de telles levées, l'écoulement est considéré comme turbulent. On utilisera la corrélation

$$\text{suivante : } Nu_{so} = 0.023 C_{ent} C_{cou} Re_{so}^{0.8} Pr^{0.4} \quad (\text{II. 74})$$

Les constantes C_{ent} et C_{cou} caractérisent les effets liés aux phénomènes d'entrée et de pertes de charge singulières dues aux coudes.

Ces coefficients sont définis par :

$$C_{ent} = 3.1 d^{0.3} \frac{L_{s_scol}^{0.7} - L_{s_ecol}^{0.7}}{L_{s_scol} - L_{s_ecol}} \quad (\text{II. 75})$$

$$C_{cou} = 1 + \frac{21}{Re^{0.14} \frac{d}{d_{cou}}} \quad (\text{II. 76})$$

Avec : L_{s_ecol} distance entre la soupape et l'entrée du collecteur,
 L_{s_scol} distance entre la soupape et la sortie du collecteur,
 d_{cou} diamètre de courbure du conduit.

Dans cette configuration, le nombre de Reynolds est basé sur le diamètre du conduit 'd' et sur la vitesse des gaz dans le conduit v_{so} donnée par.

$$V_{so} = \frac{N}{30} \frac{V_u}{\pi \frac{d^2}{4}} \quad (\text{II. 77})$$

Soupape fermée

Pendant la phase où les soupapes sont fermées, l'écoulement de gaz persiste dans le conduit (effet de pulsation). Caton et Heywood [25] montrent alors que moins de 10 % du flux

thermique est échangé lors de cette phase résiduelle. L'écoulement peut alors être considéré comme pleinement turbulent, le nombre de Nusselt est alors défini par la corrélation suivante :

$$Nu_{sf} = 0.022 Re_{sf}^{0.8} \quad (\text{II. 78})$$

Dans laquelle la vitesse est prise égale à la vitesse caractéristique définie par :

$$V_{sf} = \frac{N}{120} \frac{V_u}{\pi \frac{d^2}{4}} = \frac{V_{so}}{4} \quad (\text{II. 79})$$

Finalement le coefficient d'échange moyenné sur le cycle thermodynamique vaut :

$$h_{moy} = 0.25 h_{so} + 0.75 h_{sf} \quad (\text{II. 80})$$

Le tableau II.6 donne un aperçu des coefficients d'échange rencontrés dans les conduits d'admission et d'échappement [23].

Tableau II.6 – Échange convectif dans les conduits d'admission

Régime (tr/min)	4000		2000	
Soupape	ouverte	fermée	ouverte	fermée
Vitesse (m/s)	58.8	14.7	29.4	7.4
h (W.m-2.K-1)	343	56.5	242.6	32.5
h _{moy} (W.m-2.K-1)	128.1		85	

II.8.5. Transferts thermiques entre les parois et le fluide de refroidissement

Afin d'évacuer la puissance thermique transmise aux parois par les gaz de combustion et ainsi garantir la bonne tenue aux contraintes thermomécaniques des organes mécaniques, un fluide de refroidissement circule au sein du carter-cylindre et de la culasse.

Le circuit interne au moteur, appelé noyau d'eau, est complexe et résulte de nombreux compromis tant fonctionnels qu'issus des techniques de fabrication.

Des architectures à circulation séparée entre carter et culasse (dites split cooling) font de plus en plus leur apparition, notamment sur les moteurs à essence, et permettent ainsi d'augmenter le niveau de refroidissement de la culasse en la faisant traverser par un fluide de refroidissement à plus basse température.

Le choix de l'architecture dépend d'un compromis entre le niveau de puissance à évacuer, les niveaux de pertes de charge interne, qui dimensionnent la pompe à eau et l'ensemble de

l'architecture du circuit externe de refroidissement, et les types d'architecture sous capot qui peuvent favoriser le choix d'une entrée et d'une sortie opposées ou pas.

Le fluide de refroidissement généralement utilisé est un mélange d'eau et de glycol dans des proportions en volume allant de 30 à 50 % et de plusieurs additifs inhibiteurs de corrosion. Les propriétés du fluide de refroidissement sont présentées dans le tableau II.7 en comparaison avec l'eau pure.

Tableau 2.7- Propriétés du fluide de refroidissement [23].

température	Cp (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)		ρ (kg.m ⁻³)		μ (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)	
	20 °C	90°C	20 °C	90°C	20 °C	90°C
eau	4183	4208	998	965	1,01. 10 ⁻³	0,31. 10 ⁻³
eau +glycol 30%	3762	3950	1040	995	2,21. 10 ⁻³	0,55. 10 ⁻³
eau +glycol 60%	3344	3616	1080	1017	4,35. 10 ⁻³	0,79.10 ⁻³

De par la nature très déformée des noyaux d'eau et de l'état de surface des parois, généralement issues de fonderie fonte ou aluminium, la nature des échanges entre parois et fluide de refroidissement est généralement de type convectif turbulent. La plupart des auteurs, ayant modélisé les échanges thermiques dans les circuits de refroidissement du moteur, utilisent des corrélations établies pour des écoulements turbulents, stationnaires, monophasiques dans des conduites droites, avec ou sans prise en compte de l'effet d'entrée. La corrélation la plus couramment utilisée est la formulation proposée par Colburn :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu(T_e)}{\mu(T_p)} \right)^{0,14} \quad (\text{II. 81})$$

Avec T_e température locale de l'eau.

La longueur caractéristique utilisée pour le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique du passage d'eau, défini par :

$$D_H = \frac{4.S_{pass}}{L_m} \quad (\text{II. 82})$$

Avec : S_{pass} , l'aire de la surface de passage de l'écoulement,

L_m , le longueur du périmètre mouillé.

Le coefficient d'échange convectif est calculé grâce à la relation de définition du nombre de

$$\text{Nusselt : } h = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_H} \quad (\text{II. 82})$$

Classiquement, dans un moteur à combustion interne moderne, les diamètres hydrauliques rencontrés sont de l'ordre de 10 mm. Le tableau II. 8 présente des valeurs types du coefficient d'échange entre parois et fluide de refroidissement pour une température des parois de 120 °C.

Tableau II. 8. Coefficient d'échange calculé à partir de la corrélation de Colburn [23] :

Régime	(tr/min)	780	2000	4000
Débit moteur	(L/min)	20	50	110
T _{fluide de refroidissement}	(°C)	80	80	80
h _c	(W.m ⁻² .K ⁻¹)	530	5470	9230

La puissance thermique échangée est égale à :

$$\phi_{\text{paroi-eau}} = S_{p-e} \cdot h \cdot (T_p - T_e) \quad (\text{II. 83})$$

Avec S_{p-e} surface d'échange entre la paroi et le fluide de refroidissement.

Dans ces conditions, et avec une température de parois de 150 °C, le flux échangé, ramené par unité de surface, varie entre 25 et 900 kW · m⁻². Les conditions de débits et de gradients de températures sont primordiales dans les niveaux de puissances obtenus. Dans les phases de montée en température, les gradients entre parois et fluide de refroidissement sont plus importants ; ils peuvent atteindre 30 à 50 K, alors qu'en phase établie ils sont de l'ordre de 20 à 30 K.

Cette corrélation ne prend pas en compte l'ébullition nucléée qui peut intervenir localement dès que la température de la paroi dépasse la température d'ébullition du fluide. L'ébullition apparaît lorsque la différence entre la température d'une paroi et la température de saturation du fluide avec lequel elle est en contact est supérieure au degré de surchauffe ΔT_{\min} défini selon Graham par :

$$\Delta T_{\min} = T_p - T_{sat} = \frac{2\sigma_s T_{sat}}{R_{moy} L_v \rho_v} \quad (\text{II. 84})$$

Avec

R_{moy} : le rayon moyen (m) des zones de nucléation qui s'apparente à la rugosité des parois (50 µm en moyenne pour des parois issues de fonderie) ;

σ_s : la tension de vapeur saturante ($\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$) ;

L_v : la chaleur latente de vaporisation du fluide ($\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$) ;

ρ_v : la masse volumique de la vapeur ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$) ;

T_{sat} : la température de saturation du fluide (K).

L'ensemble des paramètres physiques dépend à la fois de la nature du fluide (taux de glycol) et du niveau de pressurisation du circuit. L'action de la pressurisation du circuit de refroidissement est primordiale ; elle permet de repousser les points de fonctionnement vers les zones plus chaudes ce qui a un impact, nous l'avons vu, sur la consommation et les émissions polluantes [23].

Dans les conditions rencontrées dans un circuit de refroidissement automobile, le degré de surchauffe est de l'ordre de 0,5 K. On peut donc négliger son influence et considérer que l'ébullition apparaît dès que la température de surface excède la température de saturation. Le coefficient d'échange thermique s'exprime donc par la relation de Chen [26] :

$$h_{\text{ébullition}} = 0,000\ 122 \frac{\lambda_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma_s^{0,5} \mu_l^{0,29} L_v^{0,24} \rho_v^{0,24}} (T_p - T_{\text{sat}})^{0,24} f_s \Delta p^{0,75} \quad (\text{II. 85})$$

Δp étant la différence de pression de saturation entre le fluide à T_{sat} et T_p , et f_s le facteur de surpression dépendant directement du nombre de Reynolds au point considéré.

La puissance thermique échangée est égale à :

$$\phi_{\text{paroi-eau}} = S_{p-e} \cdot h_{\text{ébullition}} \cdot (T_p - T_e) \quad (\text{II. 86})$$

Les architectures de circulation de fluide de refroidissement au sein du moteur, les paramètres de débit et de température du fluide, ainsi que la pressurisation du circuit sont généralement dimensionnés afin d'éviter l'apparition de l'ébullition nucléée. Celle-ci s'avère destructrice, l'ébullition locale ayant généralement pour conséquence l'érosion du carter ou de la culasse par corrosion due à la cavitation.

Durant les phases de montée en température du moteur, les parois de la chambre de combustion sont naturellement froides vis-à-vis de la température des gaz de combustion. Ce gradient important est renforcé par une circulation de fluide froid dont le débit est dimensionné sur des points de fonctionnement à chaud.

Le fait même de refroidir de la même façon qu'en phase chaude un moteur durant les premières minutes de fonctionnement repousse d'autant l'obtention des conditions idéales de température du point de vue thermodynamique et thermochimique. En conséquence, le refroidissement des parois de chambre durant ces phases de montée en température est à associer à des pertes d'énergie plus importantes qui contribuent à la surconsommation et à l'augmentation des émissions polluantes constatées durant ces phases critiques [26].

III.1.Introduction

Le banc d'essai TD 43 est construit à partir d'un moteur diesel marin à quatre temps « FarrymanA30 », refroidi par l'eau et transformé en vue de lui conférer une certaine universalité. Le taux de compression peut varier entre 5 et 18, ce qui permet en alimentation normale de faire fonctionner le moteur à l'essence, au gazole, au propane ou au gaz naturel.

Certains accessoires permettent d'élargir le champ d'investigation : injection d'essence, détecteur de pression et générateur rotatif permettant d'obtenir des graphiques pression/volume et pression/angle de vilebrequin, un surpresseur d'alimentation augmente la puissance de sortie, un calorimètre des gaz d'échappement permettant de dresser un bilan thermique précis [1].

III.2.Généralités et description

Banc d'Essais de Moteur à Taux de Compression Variable équipé d'un système ADA (Acquisition Automatique de Données) Moteur monocylindre, refroidi à l'eau, quatre-temps, essence/diesel, came en tête. Puissance nominale : 7,5kW à 2500 t/mn. Taux de compression variable entre 5:1 et 18:1, par déplacement vertical de la culasse, avec rattrapage du déplacement par poussoirs hydrauliques.

Le banc d'essai dispose d'un surpresseur qui peut être utilisé en version diesel et injection d'essence. Un dynamomètre électrique est accouplé au moteur et sert à démarrer ce dernier et le faire tourner lors des essais de frein.

Un socle rigide en acier reposant librement sur quatre pieds anti-vibration sert de support au moteur ainsi qu'au dynamomètre.

Deux consoles sont montées derrière le moteur, celle de gauche regroupe les commandes électriques du dynamomètre en mode moteur et en mode générateur, ainsi que les commandes de sélection des instruments de mesures des performances du moteur. Au-dessus de cette console sont fixés les réservoirs d'essence, de gazole ainsi que le réservoir d'eau de refroidissement. Derrière la console sont montés un débitmètre visqueux destiné à mesurer la consommation d'air du moteur et l'ensemble radiateur-ventilateur assurant le refroidissement

L'instrumentation, très complète, permet, à la fois, l'observation directe des paramètres de fonctionnement, par rotamètres et instruments analogiques, vitesse, couple, puissance, températures des gaz, et de l'eau de refroidissement, débits combustibles et eau de refroidissement, et, par capteurs, l'acquisition des mêmes paramètres par micro-ordinateur. Le

logiciel fourni permet l'analyse des données, l'affichage, et l'impression des caractéristiques et les performances du moteur. La figure III.1. Donne une vue générale du banc d'essai.

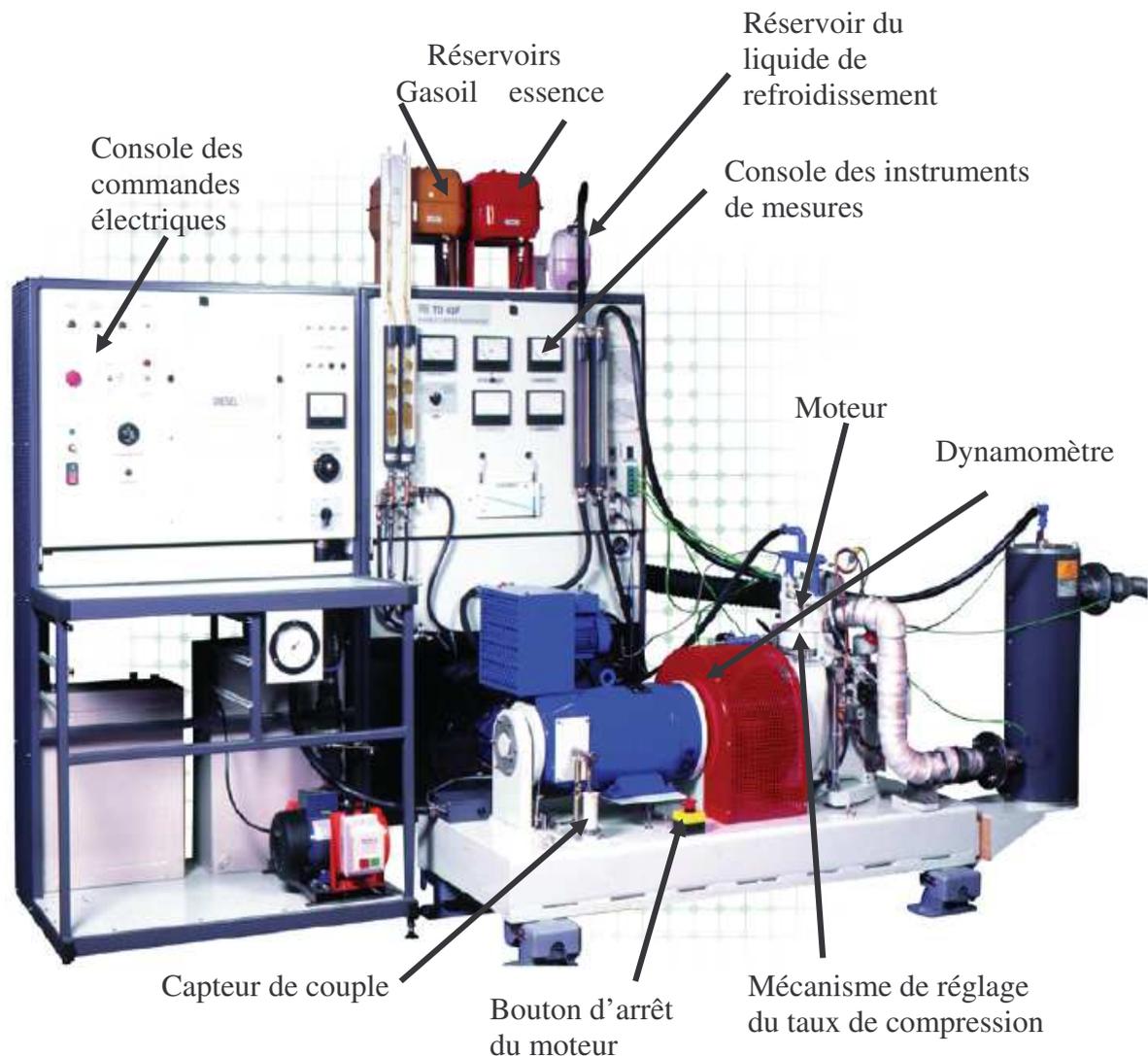


Figure III.1. Vue générale du banc d'essai DT 43 [1].

III.3. Les différents organes du banc d'essai moteur

III.3.1. Le moteur

Le moteur est à quatre temps de conception classique. Mis à part le fait que le taux de compression peut être modifié, l'ensemble complet : culasse, cylindre et soupapes peuvent se déplacer par rapport au carter-moteur à l'aide de manette à cliquet. Les tiges des poussoirs des soupapes sont entraînées par des poussoirs hydrauliques qui se règlent automatiquement quand on modifie le taux de compression.

III.3.1.1. Modification du taux de compression

Le taux de compression varie si le volume de la chambre de combustion varie, pour cela il suffit de déplacer la partie supérieure du moteur par rapport au carter. Deux butées pré-réglées sont prévues pour éliminer tout risque de programmer des taux sortant de la plage autorisée de 5 à 18. Le déplacement du cylindre est mesuré à l'aide d'un micromètre. La courbe d'étalonnage attachée à la console droite nous donne le réglage micrométrique correspondant au taux de compression voulu.

Les figures III.2. et III.3. Montrent les courbes d'étalonnage pour le réglage du taux de compression à l'aide d'un micromètre.

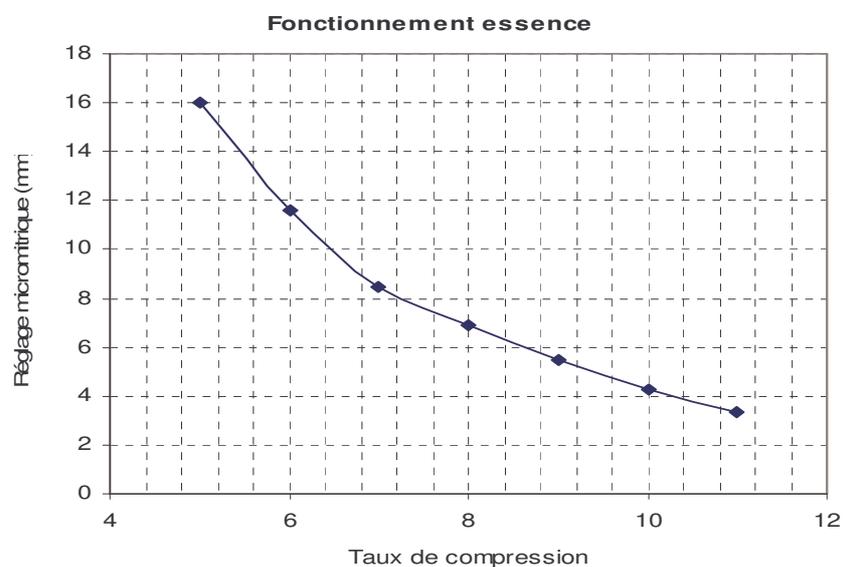


Figure III.2. Courbe d'étalonnage pour un fonctionnement essence [1]

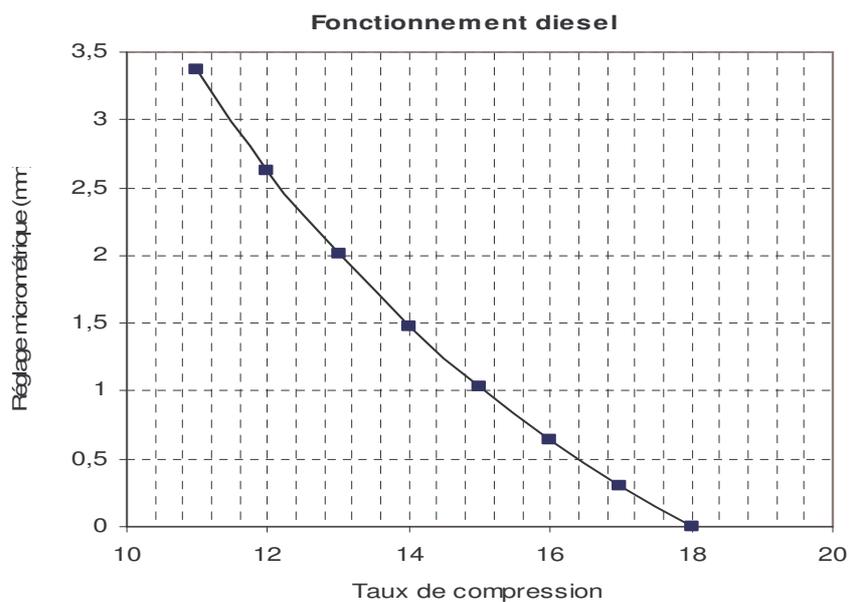


Figure III.3. Courbe d'étalonnage pour un fonctionnement diesel [1]

III.3.1.2. Protection du moteur

Le moteur est protégé contre la surchauffe et la survitesse. En effet, il est équipé d'un dispositif automatique qui coupe les alimentations et arrête complètement le banc dès qu'il excède la valeur de 85°C, et contre la survitesse en raison des forces centrifuges, la vitesse maximale du moteur est limitée à 2750 tr/mn et pour cela le banc est pourvu d'un contacteur centrifuge de survitesse qui active le moteur dès que la vitesse atteint la valeur sus citée.

III.3.1.3. Système d'allumage

Le système d'allumage est composé d'une bobine classique de 12 V et un rupteur dont la commande est assurée par une came. L'allumage peut être calé entre 30° avant PMH et 10° après PMH.

III.3.2. Dynamomètre

Le dynamomètre est un appareil électrique conventionnel à courant continu qui, outre son rôle de frein d'essai du moteur, sert également à mettre celui-ci en marche et à le faire tourner lors des essais de mesure.

Les commandes du dynamomètre sont situées sur la console de gauche.

En plaçant le sélecteur « Motor-Generate » en position et en branchant un jeu de résistances électriques en parallèle « Banc de charge », le dynamomètre oppose au moteur une résistance qui permet de contrôler sa vitesse à pleine ouverture. La variation de l'intensité de charge s'effectue à l'aide du bouton « on LOAD CURRENT CONTROL ». Le dynamomètre est conçu pour supporter en permanence une intensité de 25A. Le carter du dynamomètre repose sur deux paliers à roulements et pivote entre deux limites très étroites.

III.3.3. Tachymètre

Le banc d'essai est muni d'un tachymètre électrique qui sert à mesurer la vitesse du moteur en comptant les impulsions, ceci grâce à un disque, pourvu à sa périphérie de fentes et monté sur un arbre intermédiaire entraîné par l'arbre du boîtier d'allumage à l'aide d'une roue dentée et d'une courroie.

III.3.4. Système de refroidissement du moteur

L'eau est pompée dans le collecteur de tête vers le radiateur qui dissipe la chaleur dans l'atmosphère et contribue à harmoniser l'écoulement. Elle passe ensuite dans la chemise d'eau

du cylindre où elle se charge de la chaleur dégagée par le moteur. Les températures de l'eau sont mesurées à l'entrée et à la sortie par des capteurs installés dans la chemise. L'eau poursuit son chemin à travers la vanne de commande et le rotamètre est retourné finalement au collecteur de tête.

III.3.5. Instrument de mesure

Parmi les autres instruments que comporte le banc d'essai, on distingue le couple-mètre qui mesure le couple, les thermocouples qui donnent les différentes températures (eau de refroidissement du moteur, eau de calorimètre, gaz d'échappement)

Le circuit de mesure de la puissance qui, grâce aux signaux électriques communiqués par le couple-mètre et le tachymètre, évalue électroniquement la valeur de la puissance au frein. Un calorimètre relié aux thermocouples, alimenté en eau du robinet du laboratoire permet la mesure de la température des gaz d'échappement. Le banc est équipé également d'un débitmètre visqueux relié à un manomètre dont le rôle est de mesurer la consommation d'air du moteur.

III.3.6. Accessoires supplémentaires

Pour son fonctionnement en version essence et propane ou gaz naturel, le banc est équipé respectivement d'un circuit d'allumage et d'un compteur de gaz avec un carburateur adéquat (carburateur à essence et carburateur à gaz).

Dans le but d'accroître la puissance de sortie du moteur par l'amélioration du rendement volumétrique (augmentation de la masse d'air aspirée dans la chambre de combustion), le banc d'essai dispose alors d'un surpresseur électrique permettant la suralimentation du moteur.

III.3.7. Spécification du banc d'essai moteur TD43

Les différentes caractéristiques de banc d'essai TD 43 sont présentées dans le tableau.1.

Tableau III.1. Spécification du banc d'essai TD43 [1].

Taux de compression	5 :1 à 11 :1 (essence)
	12 :1 à 18 :1 (diesel)
Alésage	95 mm
course	82 mm
cylindrée	582 cm ³
régime	1000 à 2500 tr/mn
Puissance maximale	7 kw
Couple maximum	50 Nm
Calage de l'allumage (essence)	De 30° avant à 10° après le PMH
Venturi (essence)	19, 21, 23, 25

III.4. Les grandeurs mesurables

III.4.1. La vitesse

Mesurée électroniquement par un dispositif de couplage d'impulsion. On lit sa valeur directement sur le cadran, (Tachymètre).

III.4.2. Le couple

La tendance du carter à tourner avec l'arbre est absorbée par un bras poussant contre un ressort dont la compression est mesurée par un potentiomètre linéaire.

Le signal électrique de sortie du potentiomètre est proportionnel au couple exercé sur le carter qui se lit directement sur le cadran du couplemètre.

III.4.3. La puissance du frein

Les signaux électriques du tachymètre et du couplemètre sont transmis au circuit de mesure de la puissance qui sera lue directement sur le cadran. Les pertes par friction ne sont pas comptées.

III.4.4. Les températures

Toutes les températures sont mesurées à l'aide de thermocouples et sont affichées directement sur les cadrans des thermomètres.

III.4.5. La consommation d'air

L'air n'est aspiré dans le cylindre que pendant une course du piston sur quatre temps, car le moteur est monocylindre. Pour réduire la tendance à avoir un débit pulsant, un débitmètre visqueux est prévu ainsi pour éviter la nécessité d'un volume d'amortissement très important.

La mesure du débit s'effectue en relevant la chute de pression entre l'intérieur et l'extérieur du cylindre, et la courbe d'étalonnage nous donne la valeur du débit d'air admis.

III.4.6. La consommation du carburant

Elle est déterminée après l'ouverture des robinets et en mesurant le temps nécessaire au moteur pour consommer les différents volumes donnés par la pipette.

III.5. Résultats fournis par le système optionnel E32

III.5.1. Diagrammes de l'indicateur électronique

L'indicateur électronique E32 est utilisé pour obtenir des diagrammes pression/volume et pression/angle du vilebrequin.

La pression dans le cylindre est mesurée au moyen d'un capteur piézo-électrique miniature.

La figure III.4 montre les résultats types obtenus, sous la forme de photographies de l'oscilloscope prises à l'aide d'une caméra polaroid. Les traces montrent l'influence du calage de l'allumage sur les diagrammes pression/volume et pression/angle du vilebrequin. La pression maximale diminue à mesure que l'on retarde le calage de l'allumage. Quand on retarde fortement l'allumage, on observe deux pointes de pression distinctes. La première est due à la compression du mélange air/carburant par le piston, Le diagramme pression/volume prend la forme d'un 8, qui indique une perte importante à l'aspiration et une réduction globale du travail fourni.

Le diagramme pression/angle du vilebrequin montre la durée relativement longue de la combustion. Quand l'étincelle se produit 30° avant le PMH, la pression maximale est atteinte à 20° après ce même PMH. Si l'étincelle se produit seulement à 10° après le PMH, La pression maximale n'est atteinte qu'à 70° après le PMH.

L'effet de l'explosion est représenté par la figure III.4 La vitesse d'augmentation et la valeur maximale de la pression sont toutes deux très élevées, leur pointe se situant juste après le PMH. La boucle pression/volume indique une puissance de sortie très faible. Ces traces sont à comparer à celles obtenues selon la figure III.5 pour le même calage de l'allumage à 20° avant le PMH [25].

La pression moyenne effective indiquée peut être facilement estimée à partir du diagramme de l'indicateur, et comparée à la valeur calculée à partir de la puissance au frein et de la vitesse du moteur indiquées par les instruments du banc [1].

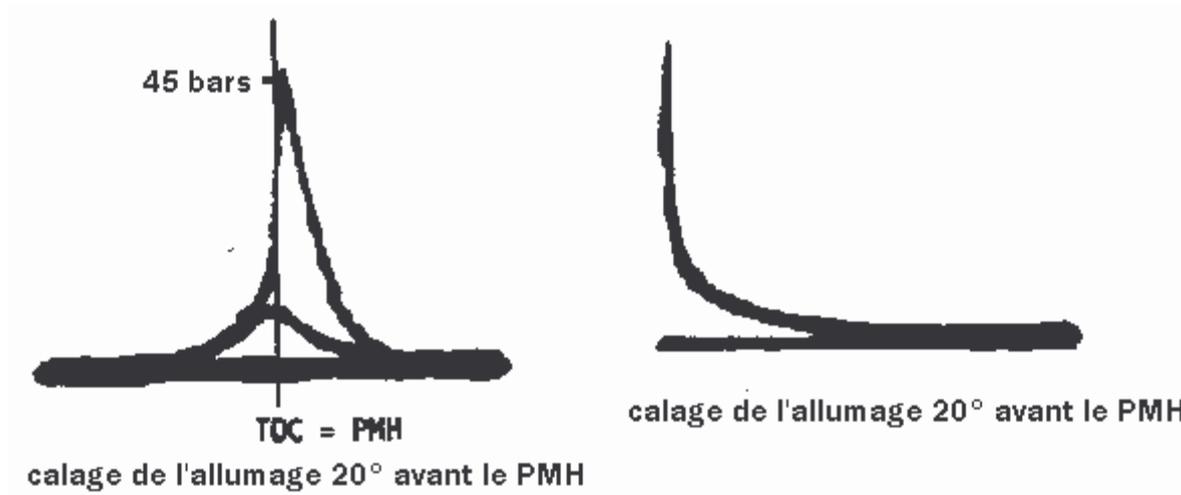


Figure III.4. Diagrammes d'indicateur montrant la valeur élevée de l'explosion et des pertes de friction aux taux de compression élevés (moteur essence) [1].

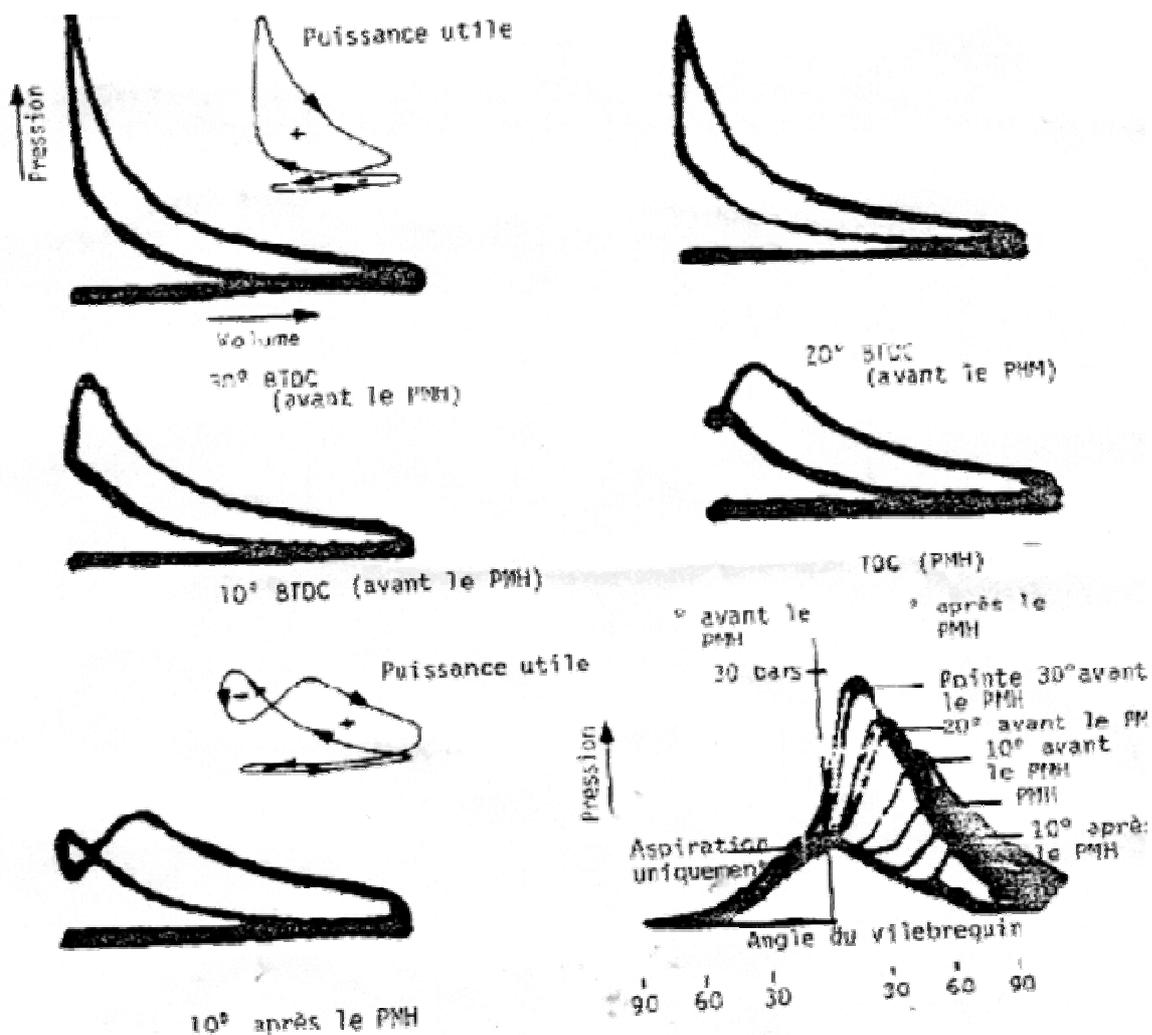


Figure III.5. Diagrammes d'indicateur – Effets du calage de l'allumage [1].

IV.1. - Introduction

Dans ce chapitre, on présentera les hypothèses et les modèles utilisés pour le tracé du diagramme P/V ainsi que pour le calcul des distributions de température dans les différents organes du moteur du banc d'essai TD43.

Pour des calculs pratiques simplifiés sur l'admission un diagramme quasi-réel simplifié sera utilisé en supposant la pression constante sur la plupart des courses d'admission et d'échappement. Le maximum d'efficacité du cycle sera atteint pour la plus petite pression d'échappement possible et la pression d'admission maximale possible.

IV.2. Les cycles quasi-réels dans le moteur

IV.2.1. Calcul de l'admission normale

IV.2.1.1. Hypothèses

- on considère que les courses admission- échappement se déroulant à pression constante ;
- Pendant l'admission, le fluide moteur est considéré comme gaz parfait inerte du point de vue chimique ;
- L'écoulement autour de la soupape d'admission est considéré isentropique ;
- L'énergie cinétique du fluide moteur à l'entrée du cylindre est intégralement transformée en chaleur ;
- La fermeture de la soupape d'échappement et l'ouverture de la soupape d'admission sont considérées dans le point mort haut ;
- La fermeture de la soupape d'admission est considérée avec retard après le point mort bas ;
- On admet Il existe un échauffement du mélange frais lors de son passage dans les collecteurs d'admission ;
- Le fluide moteur, en fin d'admission, est un mélange homogène de gaz frais et de gaz résiduels ;
- Pour la section de passage autour des soupapes, on considère que le coefficient de débit, la vitesse et les volumes spécifiques ont des valeurs moyennes pour toute la course.

IV.2.1.2. Equation générale**a)- Conservation de l'énergie**

Elle est donnée par :

$$dU = \delta Q_P - p \cdot dV - i_{gc} \cdot dG_{gc} + i_{cf} \cdot dG_{cf} \quad (IV. 1)$$

Avec :

U : énergie interne du fluide dans le cylindre (kj/cycle).

Q_P : chaleur échangée avec les parois (kj/cycle).

P : pression (Pa).

V : volume (m³).

G_{gc} : masse des gaz de combustion dans le cylindre (kg/cycle).

i_{gc} : enthalpie spécifique des gaz de combustion (kj/kg).

G_{cf} : masse de la charge fraîche dans le cylindre (kg/cycle).

i_{cf} : enthalpie spécifique des gaz frais (kj/kg).

b)- Equation d'écoulement

$$dG_{gc} = \frac{\mu_e \cdot f_e \cdot W_e}{v_{gc}} dt \quad (IV. 2)$$

$$dG_{cf} = \frac{\mu_a \cdot f_a \cdot W_a}{v_{cf}} dt \quad (IV. 3)$$

$$W_e = \varphi_e \sqrt{2 \cdot (i_{gc} - i_{gcc})} \quad (IV. 4)$$

$$W_a = \varphi_a \sqrt{2 \cdot (i_{cf} - i_{cfc})} \quad (IV. 5)$$

Où : W_a et W_e sont les vitesses instantanées d'écoulement autour des soupapes d'admission et d'échappement.

f_a, f_e : les sections instantanées de passage autour des soupapes.

v_{cf}, v_{gc} : les volumes spécifiques (m³/kg).

ϕ_a, ϕ_e : Coefficients de vitesse.

μ_a, μ_e : Coefficients de débit.

i_{gc}, i_{cf} : enthalpies dans le cylindre.

i_{gcc}, i_{cfc} : enthalpies dans le collecteur d'admission.

c)- Equation de continuité (bilan de masse)

$$dG = dG_{cf} - dG_{gc} \quad (IV. 6)$$

IV.2.1.3. Calcul approximatif de l'admission

Les équations générales et les hypothèses présentées avant, nous permettent de tirer les équations suivantes caractérisent l'admission.

$$\text{En considérant } \frac{V_a}{V_s} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \quad \frac{V_c}{V_s} = \frac{1}{\varepsilon - 1} \quad \text{et} \quad \Theta = \frac{T_0 + \Delta T}{T_0}$$

Le coefficient de pureté K_p :

$$K_p = \frac{1}{1 + \rho \cdot \frac{p_g}{p_0} \cdot \frac{T_0}{T_g} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1)\eta_v}} \quad (IV. 7)$$

Le coefficient de remplissage η_v :

$$\eta_v = \frac{V}{\Theta} \cdot \frac{1}{K(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{p_a}{p_0} \cdot \left(\varepsilon + (K - 1)(\varepsilon - 1)\sigma - \frac{p_g \cdot \rho}{p_a} \right) \quad (IV. 8)$$

Ainsi la pression d'admission prend la forme suivante :

$$p_a = \frac{p_0}{\sigma} \cdot \left[1 - \frac{N^2}{1800 \cdot g \cdot \frac{K}{K-1} \cdot p_0 \cdot V_0 \cdot (\varphi_a \cdot \varpi_a)^2} \cdot \left(\frac{\varepsilon - \mu \cdot \rho}{\varepsilon - 1} \right)^2 \cdot \frac{1}{\left(\frac{f_m}{V_s} \right)^2} \right]^{\frac{K}{K-1}} \quad (IV. 9)$$

Pour résoudre les équations (IV. 7), (IV. 8) et (IV. 9) pour préciser les valeurs de T_a , K_p , η_v et p_a , nous avons à choisir 14 paramètres parmi lesquels 4 (p_0 , T_0 , K et N) sont données par le problème et le reste devrait être choisi à partir des données statistiques suivantes :

P_g (daN/cm²) : 1.05 à 1.15

T_g (K) : 900 à 1100 pour le moteur à essence et 600 à 900 pour le moteur diesel.

ΔT (K) : 10 à 45 pour le moteur à essence et 10 à 20 pour le moteur diesel.

F_m/V_s (m²/m³) : 0.4 à 1.3

σ : 0.9 à 0.98.

$\mu_a \cdot \varphi_a = 0.7$ à 0.92

ρ : 0 à 1,

μ : 0.5,

ν : 1.05 à 1.15,

Les résultats devront être compris dans les plages suivantes :

$P_g(\text{daN/cm}^2)$: 0.8 à 0.95

$\eta_v=0.75$ à 0.95

K_p : 0.9 à 0.95 pour l'essence et 0.95 à 0.97 pour le diesel.

T_a (K) : 340 à 400 pour l'essence et 310 à 350 pour le diesel.

IV.2.2. Calcul de la compression :

Pour les calculs, on considère que Le processus de compression est poly tropique, donc :

$$Pv^{n1}=\text{cte} \quad (\text{IV. 10})$$

Tel que $n1$ est l'exposant poly tropique, il prend des valeurs entre 1.34 et 1.48

IV.2.3. Calcul de la combustion

IV.2.3.1. Calcul de la combustion essence

IV.2.3.1.1. Hypothèses :

On peut exprimer la combustion dans les moteurs à essence par une combustion isochore (cy) et une combustion isotherme (yt). On considère que les chaleurs spécifiques varient avec la température, qu'il y a échange de chaleur entre paroi et fluide, que la composition chimique change instantanément dans le point c et que le dégagement de chaleur ayant lieu entre deux transformations isochore et isotherme.

IV.2.3.1.2. Bilan énergétique

$$Q_r = \Delta U_{ct} + W_{ct} + Q_{pct} \quad (\text{Kcal/Kg}) \quad (\text{IV. 11})$$

Q_r : chaleur de réaction,

Q_p : chaleur aux parois,

$Q_r = Q_i$ si $\alpha > 1$ et $(Q_i = 13800 \cdot (1 - \alpha))$ si $\alpha < 1$, une partie de la chaleur est évacuée avec le CO non brûlé.

La chaleur totale utilisée est une fraction de Q_r :

$$Q_t = \xi \cdot Q_r \quad (\text{IV. 12})$$

$$Q_p = (1 - \xi) \cdot Q_r \quad (\text{IV. 13})$$

$$\Delta U_{ct} = \Delta U_{cy} + \Delta U_{yt} \quad (\text{IV. 14})$$

$$W_{ct} = \Delta W_{cy} + W_{yt} \quad (\text{IV. 15})$$

La chaleur produisant W_{yt} peut-être considérée comme une fraction ξ_t de la chaleur totale utilisée, donc elle sera égale à fraction $\xi_t \cdot \xi \cdot Q_r$, le bilan devient :

$$\xi \cdot Q_r \cdot (1 - \xi_t) = \Delta U_{cy} \quad (\text{IV. 17})$$

$$\Delta U_{cy} = (U_y - U_0)_{cy} - (U_c - U_0)_{ma} \quad ; \text{ ma : mélange au point a.}$$

$$\Delta U_{cy} = n_{gc} (u_y - u_s) - n_{ma} (u_c - u_0) \quad ; n_{gc} (\text{Kmol/Kg}) ; u (\text{Kcal/Kmol})$$

$$n_{ma} = n_c = n_{cf} \cdot (1 + \mu_{gc})$$

$$n_{gc} = n_y = n_{cf} \cdot (\mu_c + \mu_{gc})$$

μ_c : Coefficient chimique de variation molaire = n_f/n_i ($n_i = n_{cf} = 1.06$ à 1.07)

$$\text{Et } p_y \cdot V_y = p_t \cdot V_t = n_y \cdot R \cdot T_y \Rightarrow \frac{V_t}{V_y} = \delta_t = e^{\frac{\xi \cdot \xi_t \cdot Q_r}{1.986 n_t \cdot T_t}} \quad \text{et } p_t = \frac{p_y}{\delta_t}$$

Données pratiques

$$\xi = 0.8 \text{ à } 0.92$$

$$\xi_t = 0.08 \text{ à } 0.3$$

$$P_y = 25 \text{ à } 60 \text{ dan/cm}^2$$

$$T_y = 2100 \text{ à } 2200 \text{ K}$$

IV.2.3.2. Calcul de la combustion diesel :

On considère que la combustion se déroule en trois étapes (Fig. IV.1) :

- combustion isochore $c \rightarrow y$;
- combustion isobare $y \rightarrow z$;
- combustion isotherme $z \rightarrow t$.

IV.2.3.2.1. Bilan énergétique :

$$Q_r = \Delta U_{ct} + W_{ct} + Q_{pct} ; \xi \cdot Q = \Delta U_{ct} + W_{ct} \quad \text{Kcal/Kg} \quad (\text{IV. 18})$$

$$\Delta U_{ct} = \Delta U_{cz} \quad (\text{IV. 19})$$

$$W_{ct} = W_{yz} + W_{zt} ; \quad W_{zt} = \xi_t \xi \cdot Q_r \quad (\text{IV. 20})$$

Donc:

$$\xi \cdot (1 - \xi_t) \cdot Q_r = \Delta U_{cz} + W_{yz} \quad (\text{IV. 21})$$

$$|W_{yz}| = p_y (V_z - V_y) = p_y V_z - p_y V_y = (p_y V_z - \Omega \cdot p_c V_c) \quad (\text{IV. 22})$$

$$P_c V_c = n_c R \cdot T_c \text{ et } P_y V_y = n_y \cdot R \cdot T_y \Rightarrow W_{yz} = 1.986 \cdot n_c (\mu_t \cdot T_c - \Omega \cdot T_c)$$

$$\text{D'où : } \frac{\xi \cdot Q_r (1 - \xi_t)}{n_{cf} \cdot (1 + \mu_{gc})} + (u_c - u_0)_{ma} + 1.986 \cdot \Omega \cdot T_c = \mu_t (u_z - u_z)_{gc} + 1.986 \cdot \mu_t T_z \quad (\text{IV. 23})$$

Pour résoudre l'équation et déterminer les paramètres, on utilise la même relation pour $(u_c - u_0)$ et $(u_z - u_0)$ la même relation que pour déterminer p_y .

On choisit Ω en fonction du type de moteur ($p_y = \Omega \cdot p_c$).

$$\delta_p = \frac{V_z}{V_c} = \frac{n_z}{n_c} \cdot \frac{p_c}{p_y} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \mu_t \cdot \frac{1}{\Omega} \cdot \frac{T_z}{T_c} \quad (\text{IV. 24})$$

$$T_t = T_z \Rightarrow \delta_t = \frac{V_t}{V_z} = e^{\frac{\xi_t \cdot \xi \cdot Q_r}{1.986 \cdot n_t \cdot T_t}} ; \quad p_t = p_z \frac{V_z}{V_t} = \frac{p_z}{\delta_t} \quad (\text{IV. 25})$$

Données pratiques :

$$\xi = 0.8 \text{ à } 0.98 ; \quad \xi_t = 0.1 \text{ à } 0.45$$

$\Omega = 1.4$ à 1.6 pour les moteurs à préchambre de combustion

= 1.5 à 1.8 pour les moteurs à chambre de turbulence

= 1.7 à 2.2 pour les moteurs à injection directe

(Les petites valeurs sont destinées pour les moteurs lents).

$$P_z = 45 \text{ à } 100 \text{ daN/cm}^2 ; \quad T_z = 1800 \text{ à } 2100 \text{ K.}$$

IV.2.4. Calcul des paramètres de la détente :

La pression et la température sont données par :

$$P_d = p_t \left(\frac{V_t}{V_a} \right)^{md} = \frac{p_z}{\delta_t} \cdot \left(\frac{V_t}{V_z} \cdot \frac{V_z}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_a} \right)^{md} = \frac{\Omega \cdot p_c}{\delta_t} \cdot \left(\frac{\delta_t \cdot \delta_p}{\varepsilon} \right)^{md} \quad (\text{IV. 26})$$

$$T_d = T_c \cdot \left(\frac{V_t}{V_a} \right)^{md-1} = T_z \cdot \left(\frac{\delta_p \cdot \delta_t}{\varepsilon} \right)^{md-1} \quad (\text{IV. 27})$$

Données pratiques :

pour l'essence

pour le diesel

 $m_d = 1.25$ à 1.35

1.2 à 1.3

 $p_d = 3$ à 5 daN/cm²2 à 4 daN/cm² $T_d = 1200$ à 1600 K

900 à 1200 K

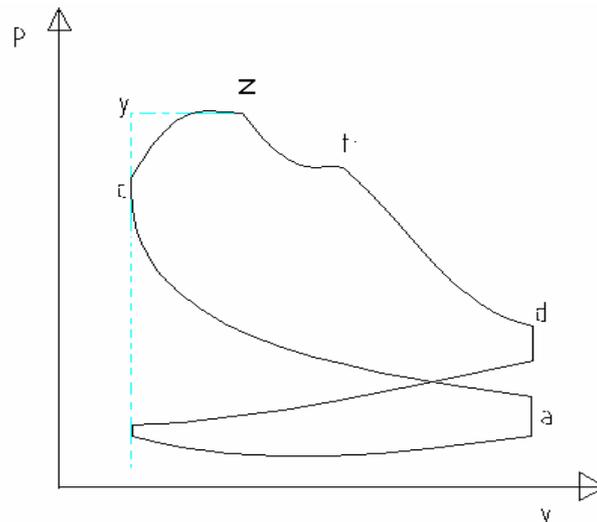


Fig. IV.1 : la trace de diagramme PV.

IV.3. Transfert thermique dans les différents organes

Les pièces qui constituent la chambre de combustion, domaine défini précédemment (chapitre I), sont en contact intime avec les gaz de combustion. Afin de déterminer la distribution de températures au sein de ces structures on fait appel à l'étude des transferts thermiques conductifs dans les différents organes constitutifs du moteur.

IV.3.1. Modèle mathématique

Dans notre configuration, le transfert de chaleur se fait en deux directions : radiale et longitudinale ; le transfert de chaleur dans la direction angulaire ou tangentielle est supposé négligeable, ce qui nous permet de considérer que le problème est bidimensionnel et axisymétrique.

L'équation de conduction de chaleur, dans ce cas, sera donnée par :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + K \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + S \quad (\text{IV. 28})$$

L'intégration de (IV.28) nous donne :

$$\rho C_p \int_w^e \int_s^s \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx dr = K \int_w^e \int_s^s \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \right] dt dx dr \quad (\text{IV. 29})$$

IV.3.2. Conditions initiale et aux limites

IV.3.2.1. Le cylindre

Le cylindre du moteur est entouré par un circuit d'eau : une pompe centrifuge met cette eau en circulation entre le moteur et le radiateur de refroidissement.

A l'intérieur du cylindre les gaz de combustion évoluent durant les différentes phases du cycle. Par conséquent, les parois du cylindre sont thermiquement chargées : les parois internes sont à une température nettement supérieure comparée à celle des parois externes. En plus, les températures du haut du cylindre sont supérieures à celles de la partie inférieure, cela est dû à la détente des gaz. La température de ces derniers est inférieure à la température des gaz en phase de combustion ayant lieu à la partie supérieure des cylindres.

Pour étudier la conduction à travers les parois des cylindres on adopte quelques approximations [11,27] :

- Le flux de chaleur au travers des matériaux des parois est analysé suivant l'hypothèse mono dimensionnelle ;
- La température de la paroi est constante au cours d'un cycle, donc les variations cycliques de la température de surface ne sont pas considérées ;
- Le coefficient de transfert de chaleur gaz – parois est le même quelle que soit la surface considérée ;
- La température du réfrigérant et le coefficient d'échange parois–eau sont constants.

Le transfert de chaleur des gaz vers le réfrigérant peut être alors analysé en deux parties :

- Transfert de chaleur gaz- parois et eau- parois se fait par convection et/ou par rayonnement (voir paragraphe convection dans le cylindre) ;
- Transfert de chaleur, dans les parois, se fait par conduction.

L'hypothèse monodimensionnelle permet l'analyse de ce transfert thermique par analogie avec la théorie des circuits électriques élémentaires, compte tenu des simplifications complexes [11,21].

IV.3.2.1.1. Coefficient d'échange paroi-eau [11].

Ce coefficient est donné par la relation de SONNENKEN. Le coefficient d'échange entre la paroi et l'eau en circulation le long du cylindre s'écrit :

$$h(W / m^2 .K) = h_0 + h_c .\sqrt{U_{eau}} = 348,5 + 2091 .\sqrt{U_{eau}} \quad (IV. 30)$$

Avec :

U_{eau} : vitesse de fluide de refroidissement (eau) comprise entre 0.5 et 1.7 m/s.

h_0 : coefficient de transfert de chaleur en convection naturelle.

IV. 3.2.1.1. Condition initiale

Pour le cylindre nous n'avons considéré que la conduction radiale. Et on a considéré une distribution de température logarithmique en régime de transfert quasi-permanent comme conditions initiales [28].

$$T = T_1 + \frac{T_2 - T_1}{\text{LOG}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} * \text{LOG}R \quad (IV. 31)$$

R_1 : rayon intérieur,

R_2 : rayon extérieur,

T_1 : la température sur la surface inférieure,

T_2 : la température sur la surface supérieure.

IV.3.2.1.1. Conditions aux limites :

IV.3.2.1.1. Conditions aux limites supérieures :

La partie externe de la chemise est en contact avec l'eau de refroidissement, sa température est $T_\infty = 353$ K et le coefficient de transfert convectif h_A est constant et égal à 5470 W/m²K.

Nous supposons qu'il règne sur la frontière du domaine nominal avec le milieu ambiant, une condition convective qui dans le code de calcul [2], cela correspond à :

- $KBCM1(I) = 2$
- $FLXCM1 = h_A * T_\infty$
- $FLXPM1(I) = -h_A$

La figure IV.2, montre une partie du cylindre ainsi que les conditions aux limites correspondantes.

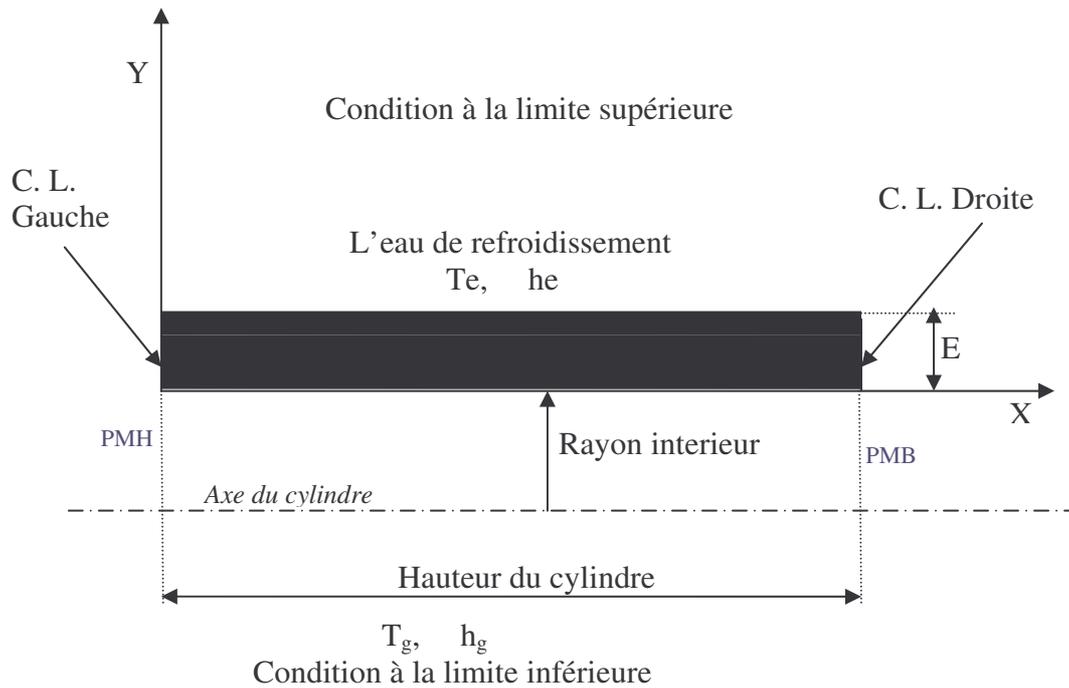


Figure (IV.2). Condition aux limites du cylindre

IV.3.2.1.2. Conditions aux limites inférieures :

La limite inférieure correspond à la frontière avec la chambre de combustion, et la condition y prévale est une condition de convection avec une température de gaz T_g et un coefficient de transfert convectif variable h_g calculé comme suit : [3]

$$h_g = 0,23(1+b) \cdot \left(\frac{P_g^{0.7}}{T_g^{0.2} * D^{0.3}} \right) \tag{IV. 33}$$

Où $D = \frac{8 * 10^{-2} * L}{4 * 10^{-2} + L}$

$$T_g = 2700 * \left(\frac{6 * 10^6}{P_g} \right)^{-0.22}$$

$$P_g = 6 * 10^6 * \left(\frac{0.01}{L} \right)^{1.28}$$

$$L = 0.01 + (14.4 * (\text{itération} * \Delta t)) ; \quad \text{Où } L_0 = 10\text{mm}$$

L : longueur du volume occupé par le gaz à un instant donné.

D : diamètre équivalent,

b : paramètre dépendant de la géométrie de la chambre. $(-0.3 < b < 0.2)$.

Pour le code de calcul cela correspond à :

$$- \text{KBCJ1(I)} = 2$$

Et on introduira la condition à la limite on tenant compte de position du piston, et de géométrie de la chambre de combustion (pour le cas $b = 0.1$)

$$- \text{FLXCJ1(I)} = h_g * T_g$$

$$- \text{FLPXJ1(I)} = -h_g$$

IV.3.2.1.3. Conditions aux limites gauches :

La conduction radiale étant plus importante que la conduction longitudinale, nous négligeons le flux de chaleur le long du cylindre, donc :

$$- \text{KBCI1(J)} = 2$$

IV.3.2.1.4. Conditions aux limites droites :

Le cylindre est séparé de la culasse par un joint d'étanchéité isolant, la condition d'isolation est donc :

$$- \text{KBCL1(J)} = 2$$

IV.3.2.2. La culasse :

Pour étudier la conduction à travers la culasse, en tenant compte des approximations suivantes :

- La culasse sera un corps cylindrique.
- Les soupapes d'échappement et l'injecteur (Diesel) au lieu d'être coniques seront cylindriques.

IV.3.2.2.1. Condition initiale

Pour la culasse nous avons considéré une distribution de température linéaire suivant la direction axiale et nous avons négligé la conduction radiale et tangentielle [28].

$$T = T1 + Y * \left(\frac{T2 - T1}{Ep} \right) \quad (\text{IV. 33})$$

Avec : $T1$: la température sur la surface inférieure,
 $T2$: la température sur la surface supérieure.

IV.3.2.2.2. Conditions aux limites :

Pour la condition à la limite inférieure il y a une convection engendrée par les gaz brûlés, avec une température T_g et un coefficient de transfert variable h_g . Pour la limite gauche, le flux de chaleur longitudinal est supposé négligeable devant le flux axial. À la limite droite on admet que la région est adiabatique à cause de la symétrie. Et la condition à la limite supérieure est une condition de convection due au milieu ambiant causé par l'air d'environnement.

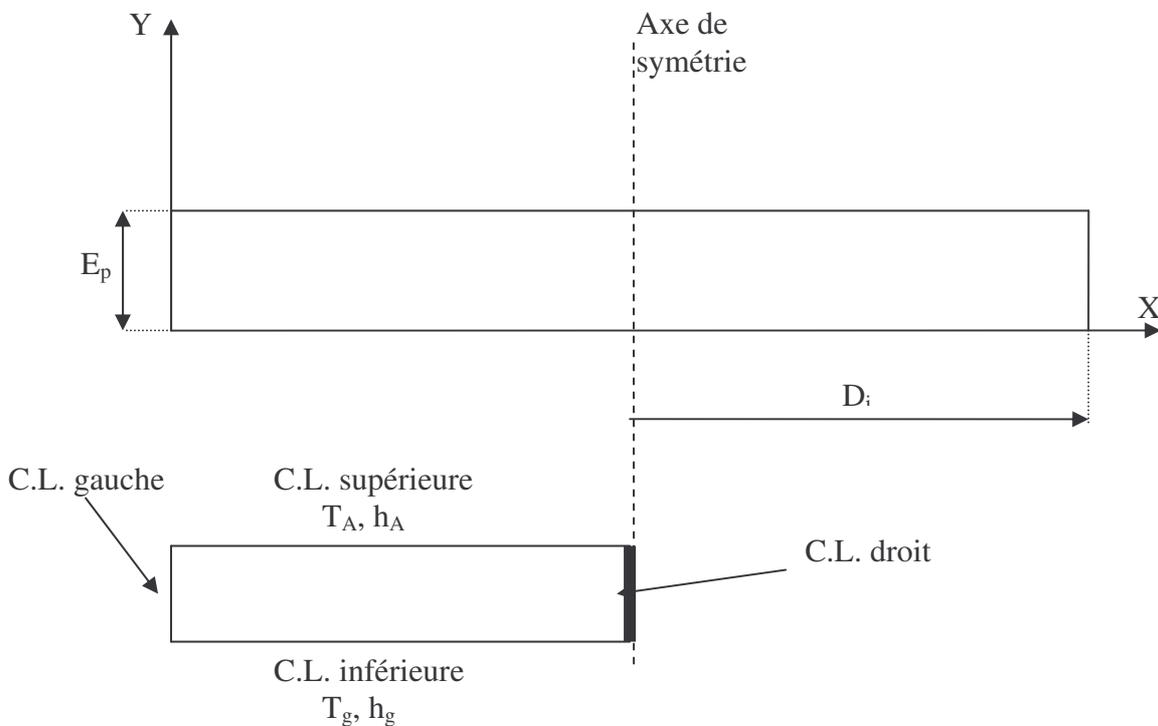


Figure (IV.3). Conditions aux limites de la culasse.

La culasse étant assimilée à une plaque plane circulaire, ne présentant aucune irrégularité géométrique. Dans le code calcul, cela correspond :

- KBCJ1 (I) = 2
- FLXCJ1 (I) = $h_g * T_g$
- FLXPJ1 (I) = - h_g
- KBCI1 (J) = 2
- KBCL1 (I) = 2
- KBCM1 (I) = 2
- FLXCM1 (I) = $h_A * T_A$
- FLXPM1 (I) = - h_A

IV.3.2.3. La conduction dans les soupapes

Les soupapes d'un moteur à combustion interne fonctionnent sous sévères conditions thermiques.

La résolution de problème thermique au sein de la soupape est compliquée à cause, de la température du gaz à l'intérieur du cylindre moteur varie cycliquement, les parties similaires de soupapes sont soumises aux différentes températures et les coefficients de transferts convectifs par tige et tête. Voir figure (IV.4).

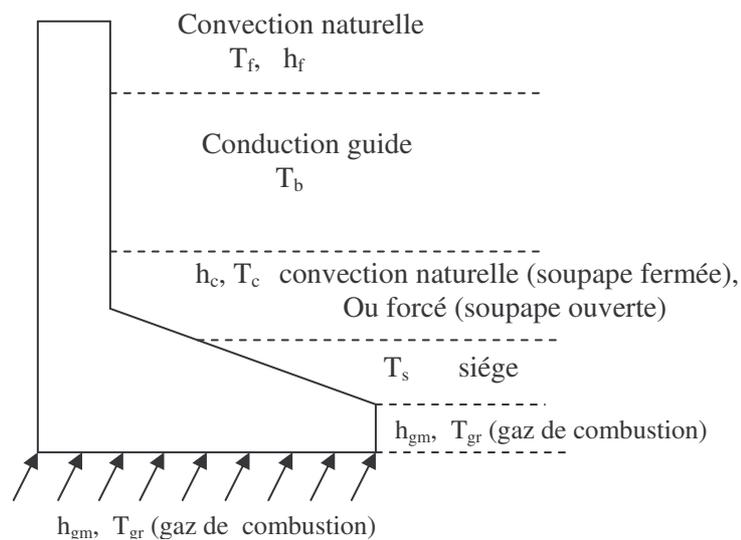


Figure (IV.4)- Répartition des zones sur les frontières d'une soupape.

Pour des raisons de symétrie, on ne considérera qu'une seule partie. Le domaine étant rectangulaire et présentant des irrégularités géométriques.

IV.3.2.3.2. Conditions aux limites :

La partie inférieure de la soupape est exposée aux gaz chauds expulsés, de température T_{gr} et coefficient de transfert h_{gm} , pour la limite gauche la région est considérée adiabatique à cause de la symétrie, dans la partie supérieure on détermine trois régions, une région (C) considérée adiabatique, région (A) où règne la température d'environnement T_a et un coefficient de transfert convectif h_a et l'autre est déterminée par la partie supérieure de la zone (S) où règne la température connue T_s , et à la limite droite on détermine trois régions, une où règne les gaz de combustion elle est déterminée par la région (B) de température T_{gr} et le coefficient h_{gm} ; une zone (S) où il y a une température connue à la frontière T_s , et le reste de soupape (région A) qui subit une condition de convection avec une température T_a et un coefficient de transfert h_a voir figure (IV.4.b).

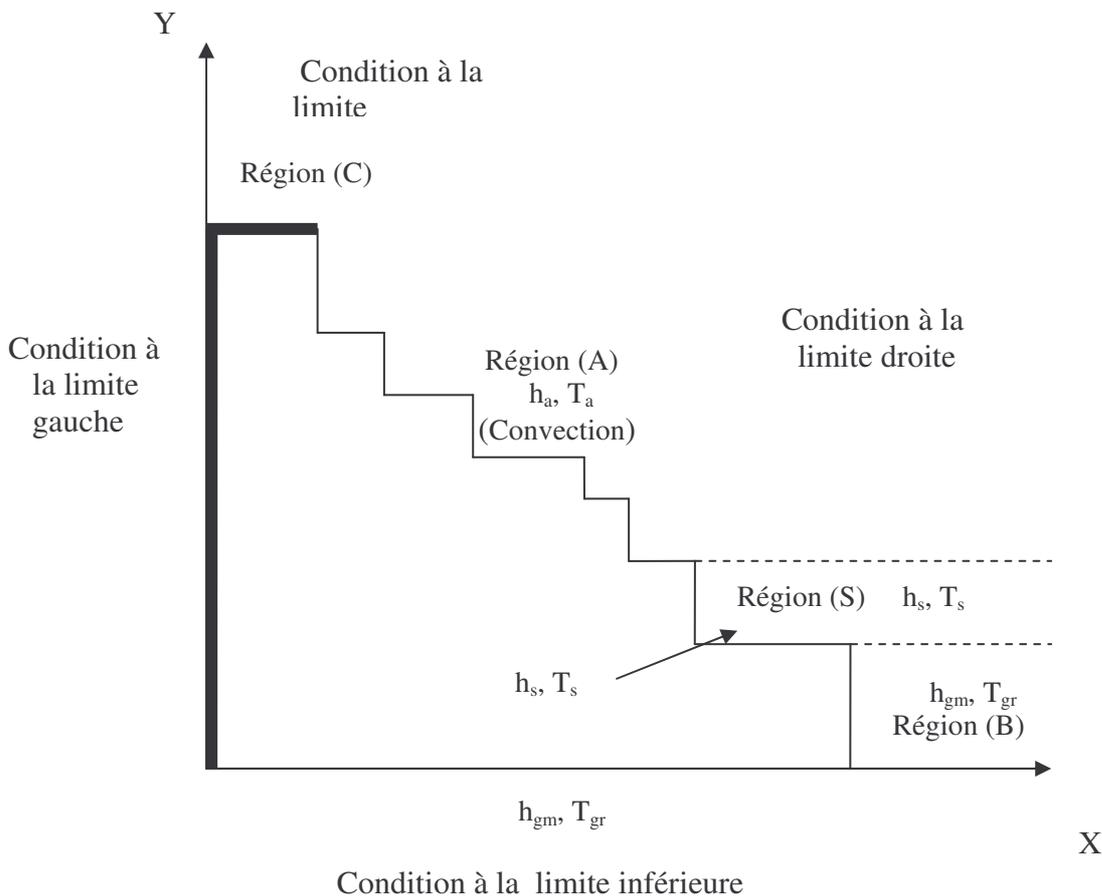


Figure (IV.4.b)- Conditions aux limites de la soupape.

IV.3.2.4. La conduction dans le piston.

L'étude thermique du piston a été toujours difficile à cause de la complexité de l'environnement où évolue le piston ou différentes interaction fluide-parois du piston influent sur son mouvement. En plus, les variations cycliques de la température des gaz à l'intérieur du cylindre d'une part et la forme irrégulière du piston d'autre part compliquent la résolution.

IV.3.2.4.1. Conditions initiales du piston.

Pour le piston nous avons considéré une distribution de température linéaire suivant la direction axiale comme conditions initiales et nous avons négligé la conduction radiale et tangentielle.

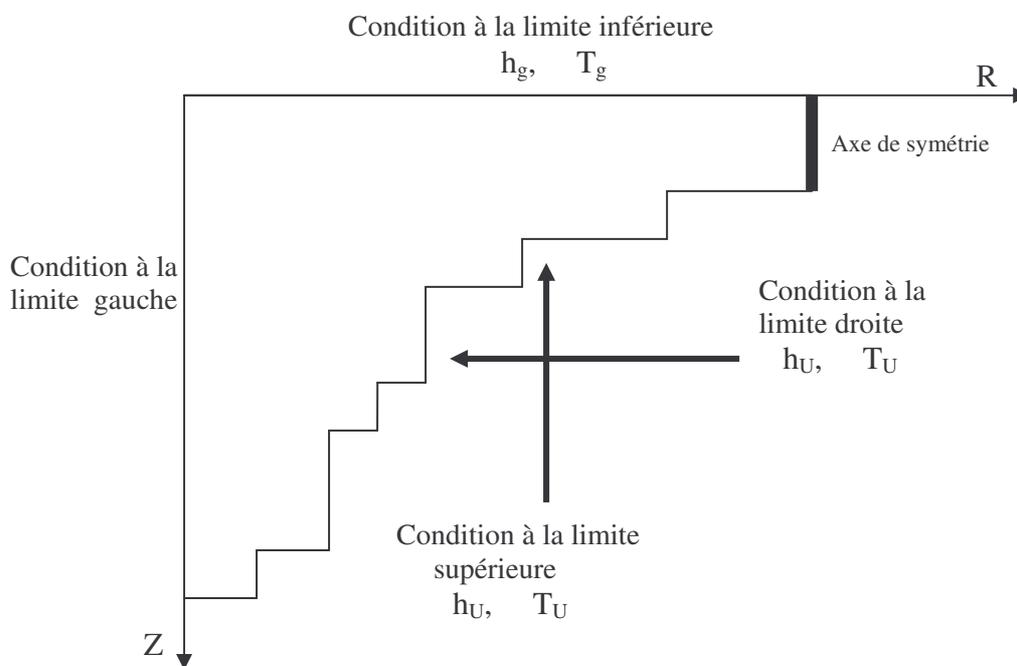


Figure (IV.4)- Conditions aux limites sur le piston.

IV.3.2.4.2. Conditions aux limites :

À la limite supérieure la paroi du piston se trouve en contact avec l'huile de graissage, sa température est T_U et son coefficient de transfert est h_U dépendent de sa viscosité et du régime de rotation du moteur. Pour la limite inférieure il y a une condition de convection avec une température des gaz T_g et un coefficient de transfert variable. Dans la partie gauche, on suppose que le flux radial soit négligeable, car le flux axial est plus important que le flux

radial. Et sur la frontière droite on détermine deux régions, une adiabatique à cause de la symétrie, et l'autre c'est une condition de convection, voir Figure (IV.4).

IV.4. CONCLUSION

Compte tenu de la complexité géométrique du piston et des soupapes ainsi que la manque de données sur ces organes, on s'intéressera dans la suite à déterminer les distributions de température dans le cylindre et la culasse.

V.1. Introduction

Dans ce qui suit, nous présenterons brièvement la technique numérique utilisée ainsi que la méthode de résolution du système algébrique.

Pour résoudre les équations différentielles aux dérivées partielles régissant la conduction de chaleur, nous avons utilisé un code de calcul basé sur l'algorithme 'CONDUCT'. Ce dernier utilise la méthode des volumes finis pour calculer et déterminer les températures dans le domaine de calcul.

V.2. La méthode des volumes finis

Dans son ensemble, la méthode des volumes finis consiste à définir à l'intérieur du domaine de calcul un réseau de points appelés nœuds, chaque nœud se trouve entouré par un volume élémentaire sur lequel on va intégrer les équations aux dérivées partielles. Pour deux points voisins, les volumes de contrôle respectifs doivent posséder un côté commun appelé interface ; il s'ensuit que la réunion de tous les volumes de contrôle forme le domaine de calcul.

Cette propriété fondamentale va permettre la mise en évidence des propriétés de conservation des flux locaux et globaux au sein du volume de contrôle et du domaine.

On rappelle que l'idée principale de cette méthode est d'intégrer les équations différentielles dans le volume de contrôle, afin d'aboutir à une équation algébrique qu'il faudra ensuite résoudre par des méthodes itératives [28].

V. 3. Equation de la chaleur

V. 3.1. Conduction dans les parois

Les transferts de chaleur dans les différents organes du moteur sont de type convectif-radiatif. Dans notre étude, on suppose que les transferts radiatifs sont négligeables, et nous nous sommes intéressés aux transferts thermiques purement convectifs dans les organes que nous voulons étudier (le cylindre et la culasse).

L'équation d'énergie est l'équation de base pour le calcul de la distribution de température dans un corps solide. Elle s'écrit sous la forme suivante :

$$\rho.c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = \text{div} \left(-K \vec{\nabla} T \right) + S_0 \quad (\text{V.1})$$

ρ : Masse volumique du matériau.

C : capacité calorifique.

T : température.

t : temps.

$\vec{\nabla}T$: Gradient de température.

K : conductivité thermique du matériau.

S_0 : Source thermique interne (dans le matériau).

À l'aide de certaines hypothèses citées dans la description du problème, on transforme cette équation afin de la mettre sous des formes appropriées aux solutions numériques.

- Pas de génération de source interne $S_0 = 0$,
- Tous les propriétés thermophysiques sont constantes (ρ , c , K).

V.3.2. Conduction en régime transitoire:

L'équation différentielle gouvernant la conduction de chaleur pour régime transitoire unidimensionnel est :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \quad (\text{V.2})$$

Dans cette équation, il y a deux variables indépendantes, la distance x et le temps t . Dans le problème transitoire, la distribution initiale de la température à l'instant $t = 0$ est connue.

Notre objectif est de trouver la distribution de température à tout instant t .

On donne une distribution de température à l'instant t , et on trouve une distribution de température à l'instant $t + \Delta t$.

Où : Δt , est l'incrément de temps [7].

On dénote les valeurs connues (anciennes) de T_P , T_E , T_W à l'instant t par T_P^0 , T_E^0 , T_W^0 et par T_P , T_E , T_W les nouvelles valeurs inconnues à l'instant $t + \Delta t$.

L'équation aux variables discrètes sera déduite en intégrant l'équation donnée par (V.2) à travers le volume de contrôle entourant le nœud P et sur l'intervalle du temps :

$$\rho c \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \right] dx dt \quad (\text{V.3})$$

Nous supposons que T_P prévaut sur l'ensemble du volume de contrôle, nous obtenons :

$$\rho c \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \rho c \Delta x (T_P^1 - T_P^0) \quad (\text{V.4})$$

Ce qui nous donne :

$$\rho c \Delta x (T_P^1 - T_P^0) = \int_t^{t+\Delta t} \left[\frac{K_e (T_E - T_P)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P - T_W)}{(\partial x)_w} \right] dt \quad (\text{V.5})$$

Avec :

$$\int_t^{t+\Delta t} T_P dt = [f T_P^1 + (1-f) T_P^0] \Delta t \quad (\text{V.6})$$

Où : f représente un facteur de pondération compris entre 0 et 1

L'équation (V.2) peut être écrite sous la forme :

$$\rho c \frac{\Delta x}{\Delta t} (T_P^1 - T_P^0) = f \left[\frac{K_e (T_E^1 - T_P^1)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P^1 - T_W^1)}{(\partial x)_w} \right] + (1-f) \left[\frac{K_e (T_E^0 - T_P^0)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P^0 - T_W^0)}{(\partial x)_w} \right] \quad (\text{V.7})$$

En réarrangeant et en supprimant l'indice 1 nous obtenons :

$$a_P T_P = a_E [f T_E + (1-f) T_E^0] + a_W [f T_W + (1-f) T_W^0] + [a_P^0 - (1-f) a_E - (1-f) a_W] T_P^0 \quad (\text{V.8})$$

Où :

$$a_E = \frac{K_e}{(\partial x)_e} \quad (\text{V.9})$$

$$a_W = \frac{K_w}{(\partial x)_w}$$

Et :

$$a_P^0 = \frac{\rho c \Delta x}{\Delta t} \quad (\text{V.10})$$

$$a_P = f a_E + f a_W + a_P^0$$

Le développement d'un schéma numérique peut se faire de trois manières, selon la valeur du facteur f :

- Si $f = 0$: le schéma est dit explicite, et la solution recherchée est exprimée de manière non itérative en fonction des termes précédents connus des conditions aux limites et initiales ;

- Si $f \neq 0$: le schéma est dit implicite, et la solution recherchée n'est obtenue qu'avec la résolution simultanée d'une série d'équations.
- Si $f = 1$: le schéma est totalement implicite ;
- Si $f = 0.5$: le schéma est dit de Crank–Nicholson.

Le schéma totalement implicite a été préféré pour sa grande stabilité et parce qu'il tient compte des nouvelles valeurs calculées.

V.3.3. Problème à deux et trois dimensions

Considérant l'équation régissant le transfert de chaleur bidimensionnel et tridimensionnel

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S \quad (\text{V.11-a})$$

Et

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left(K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad (\text{V.11-b})$$

Pour les coordonnées axisymétriques, l'équation s'écrit :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(Kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad (\text{V.11-c})$$

L'équation de discrétisation est :

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (\text{V.12-a})$$

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_T T_T + a_B T_B + b \quad (\text{V.12-b})$$

Avec:

$$a_E = \frac{K_e \Delta y}{(\Delta x)_e} ; a_E = \frac{K_e \Delta y \Delta z}{(\Delta x)_e} \quad (\text{V.13-a, b})$$

$$a_W = \frac{K_w \Delta y}{(\Delta x)_w} ; a_E = \frac{K_w \Delta y \Delta z}{(\Delta x)_w} \quad (\text{V.14-a, b})$$

$$a_N = \frac{K_n \Delta y}{(\Delta x)_n} ; a_E = \frac{K_n \Delta y \Delta z}{(\Delta x)_n} \quad (\text{V.15-a, b})$$

Suivant la même procédure que précédemment, nous obtenons l'équation de discrétisation :

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (\text{V.23})$$

Avec :

$$a_E = \frac{K_e \Delta r}{r_e (\partial \theta)_e}; \quad a_W = \frac{K_w \Delta r}{r_w (\partial \theta)_w}; \quad a_N = \frac{K_n r_n \Delta \theta}{(\partial r)_n}$$

$$a_S = \frac{K_s r_s \Delta \theta}{(\partial r)_n}; \quad a_P^0 = \frac{\rho c \Delta V}{\Delta t}$$

$$b = S_c \Delta V + a_P^0 T_P^0;$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^0 - S_p \Delta V$$

Où ΔV , est le volume de volume de contrôle. Il est égal à : $\frac{1}{2}(r_n + r_s)\Delta\theta\Delta r$.

Les équations de discrétisation données par la relation (V.23), peuvent être résolues comme un ensemble d'équations linéaires simultanées. Nous construisons la procédure comme un algorithme très efficace, connu comme l'algorithme de Thomas ou la méthode **TDMA** (Tri Diagonal-Matrix Algorithm), c'est-à-dire l'algorithme de la matrice tri diagonale pour la résolution de ce système d'équation.

V.5. L'organigramme de calcul d'un diagramme pression/volume

Nous avons fait un programme sur le code de calcul Matlab. Ce programme nous permet de déterminer les valeurs de la température et de la pression à chaque noeud du cycle, afin de tracer de diagramme P-V pour différentes valeurs de taux de compression. La figure (V.2) représente l'organigramme de tracé de cycle P-V du moteur diesel.

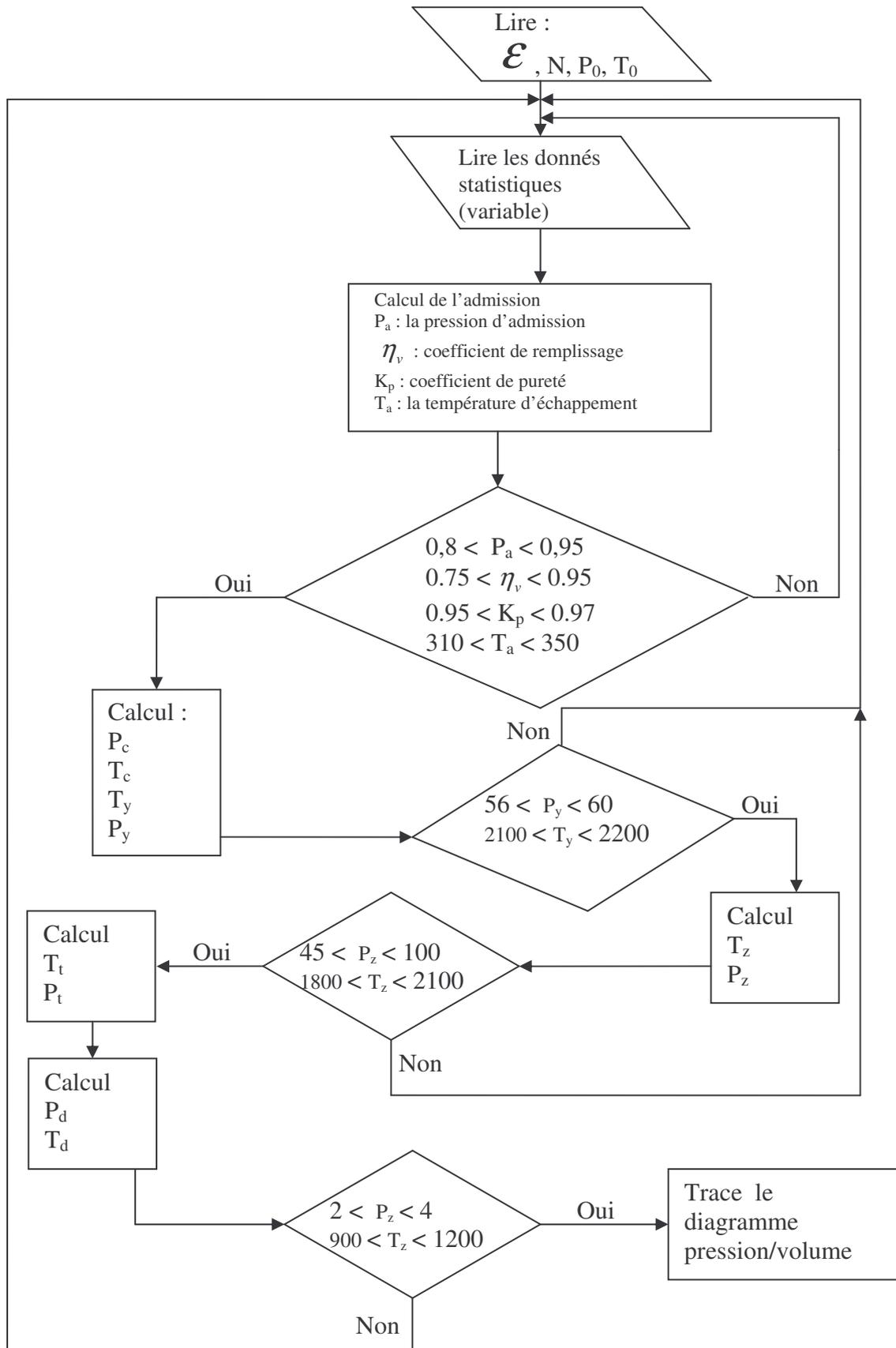


Figure (V.2). L'organigramme de tracé de cycle P-V du moteur diesel.

Dans le cadre de ce travail, on s'est intéressé à la détermination des distributions de température à travers les parois de la culasse et du cylindre du banc d'essai TD 43 disponible au sein du département de génie mécanique. Nous nous sommes intéressé particulièrement aux transferts thermiques purement conductifs dans les différents organes sus-cités, avec des configurations géométriques simples. Nous avons également tracé le cycle P-V pour différents valeurs de taux de comprissions.

VI.1. Distribution de température dans le monocylindre

VI.1.1. Les caractéristiques du moteur

Les calculs ont été effectués sur un moteur Diesel marin à quatre temps de type Farryman A30, refroidi à eau et possédant les caractéristiques de bases suivantes :

Taux de compression	5 -18
Alésage	95 mm
Course	82 mm
Cylindrée	582 cm ³
Régime	2000 tr/mn
Puissance maximale	7 kw
Couple maximale	50 Nm

Nous avons opté pour la chemise, qui est un organe fixe, la fonte de structure ferrique à laquelle est additionnée du molybdène.

La chemise est fabriquée par moulage tandis que la surface interne est cimentée. Le matériau utilisé dans notre étude possède les caractéristiques suivantes :

- Masse volumique : $\rho = 7800 \text{ kg.m}^{-3}$
- La conductivité thermique : $K = 48 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- La chaleur spécifique : $C_p = 460 \text{ J/kg.K}$

VI.1.2. Les caractéristiques du fluide de refroidissement

On a considéré la surface externe en contact avec l'eau de refroidissement qui possède les caractéristiques suivantes :

- Température de fluide de refroidissement : $T_{\text{fluide}} = 80 \text{ }^\circ\text{C}$,
- Coefficient de transfert convectif : $h_c = 5470 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$,

VI.1.3. Les Dimensions du cylindre

L'épaisseur de la paroi entre la chambre de combustion et le liquide de refroidissement est de 6 mm. Nous avons admis que le l'axe du cylindre est horizontal, et le domaine d'étude possède les dimensions suivantes :

- Hauteur : $H = 92 \text{ mm}$,
- Diamètre intérieur : $D_i = 95 \text{ mm}$,
- Diamètre extérieur : $D_e = 107 \text{ mm}$,
- Pression initiale : $P_0 = 6 \text{ MPa}$,
- Température initiale : $T_0 = 2700 \text{ K}$,
- Longueur initiale occupée par le gaz : $L_0 = 10 \text{ mm}$

La figure VI.1, montre une partie du cylindre utilisé ainsi que ses dimensions et les conditions aux limites correspondantes.

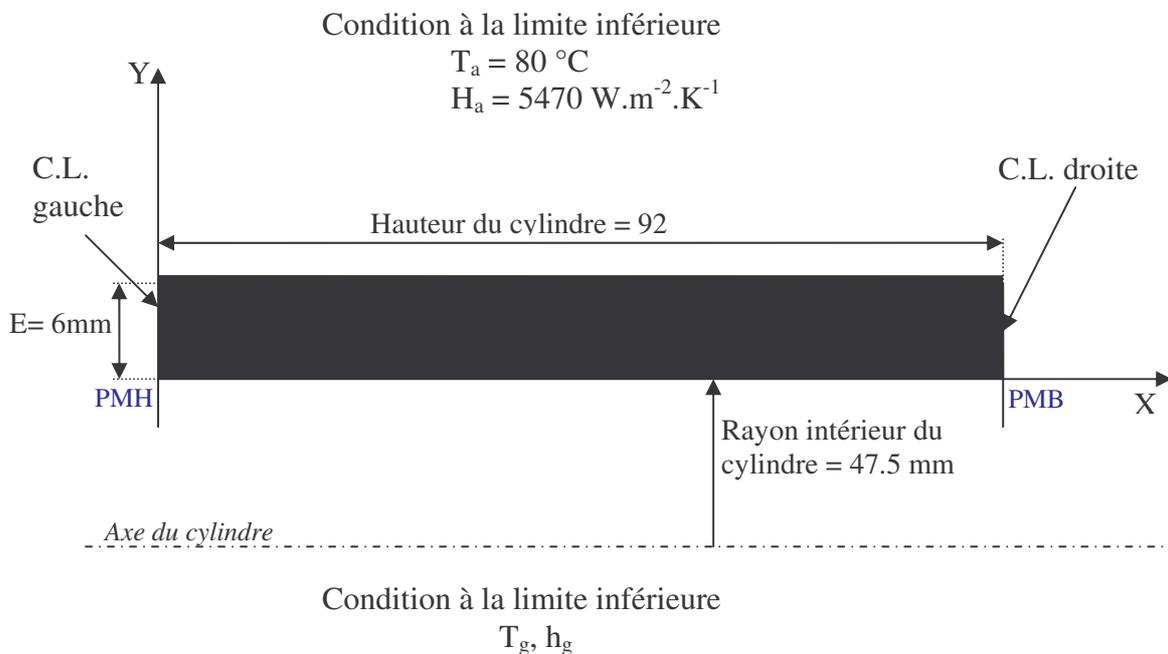


Figure VI.1. Dimensions et conditions aux limites d'une section du cylindre.

VI.1.4. Les Dimensions de la culasse

La géométrie de la culasse que nous avons choisie est simple, le domaine étant rectangulaire et ne présentant aucune irrégularité géométrique. A la frontière supérieure, règne une condition de convection avec l'air d'environnement à la température $T_A = 40^\circ\text{C}$, et un coefficient d'échange $h_a = 35 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Sur les limites gauche et droite, le flux de chaleur longitudinal est supposé négligeable devant le flux axial. A la frontière inférieure, règne une condition de convection engendrée par les gaz brûlés.

L'épaisseur de la paroi entre la chambre de combustion et l'air de l'atmosphère est de 15 mm, (voir la figure (VI. 2)).

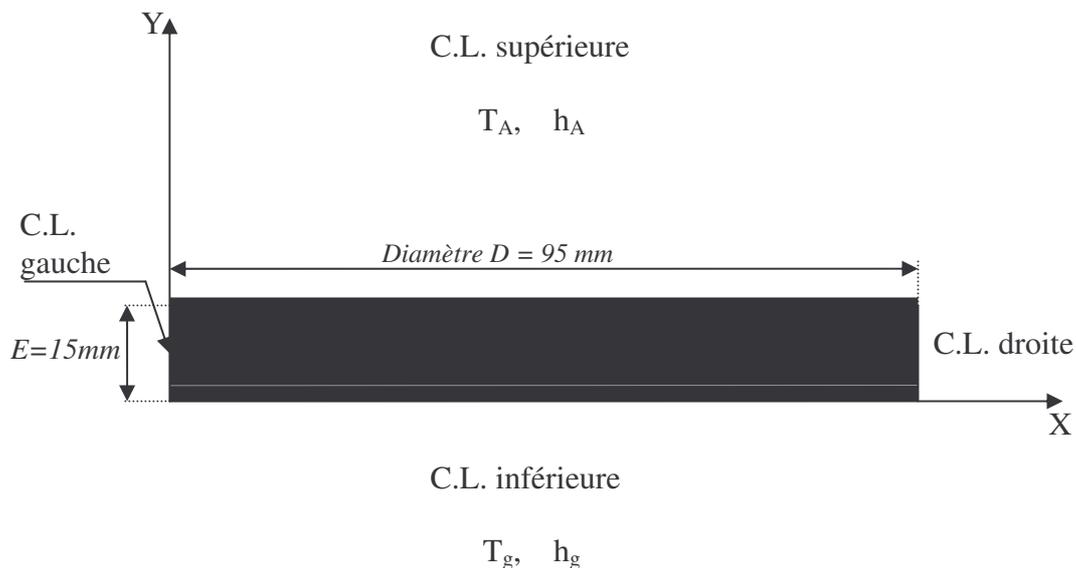


Figure (VI. 2) : Dimensions et conditions aux limites de la culasse.

VI.2. Présentation des Résultats et Discussions

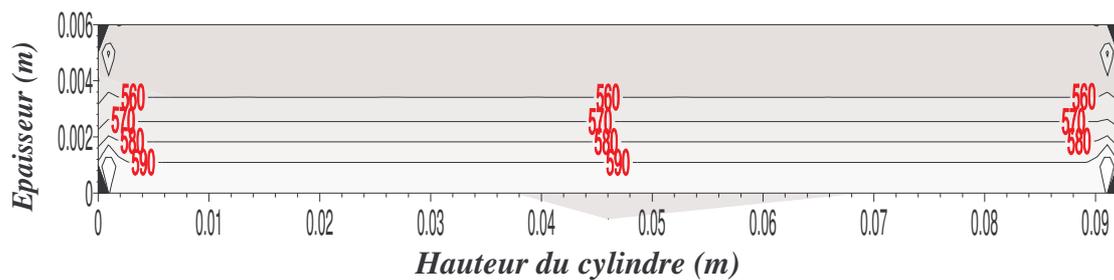
VI.2.1. Résultats sur la conduction à travers les parois du cylindre.

Les figures VI-3 à VI-18, donnent les distributions de température dans le cylindre à différents temps. On remarque que :

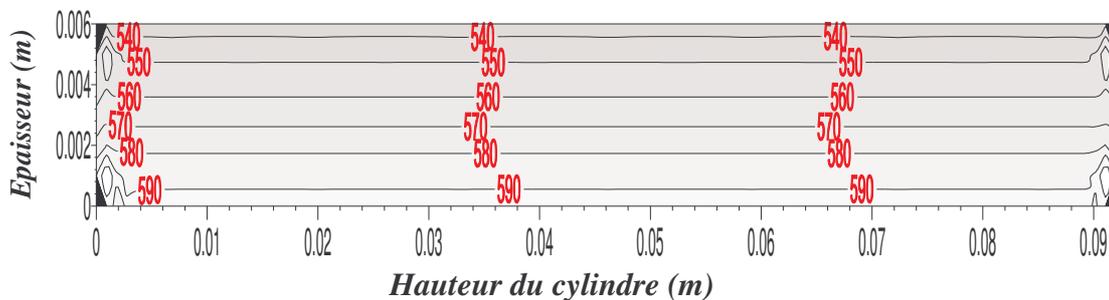
- Les lignes isothermiques sont parallèles entre elles sauf aux extrémités et à partir de l'instant $t = 17 \text{ sec}$;

- Le régime permanent est atteint après environ 35 secondes;
- On atteint la température de l'eau de refroidissement près de la paroi où règne la température des gaz brûlés après environ 35 secondes.
- A l'instant 0.06 secondes c'est-à-dire après que le moteur ait fait un cycle pour un régime de 2000 tr/min, la température varie entre 590K à 560K à travers les parois du cylindre.
- à partir de l'instant $t = 17$ sec la température dans les parois du cylindre est diminuée en fonction de la hauteur du cylindre, c'est la même chose dans les gaz, on voit dans le cycle P-V pendant la phase de combustion-détente une diminution de température des gaz.

A l'instant $t = 0.06$ s



A l'instant $t = 0.1$ s



A l'instant $t = 0.6$ s

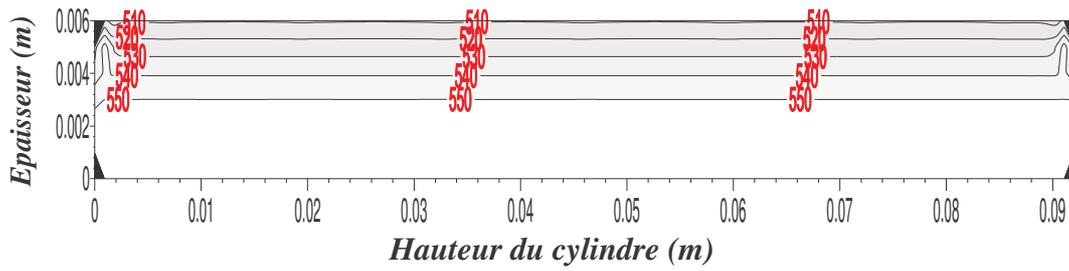


Figure (VI. 5) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant $t = 0.8$ s

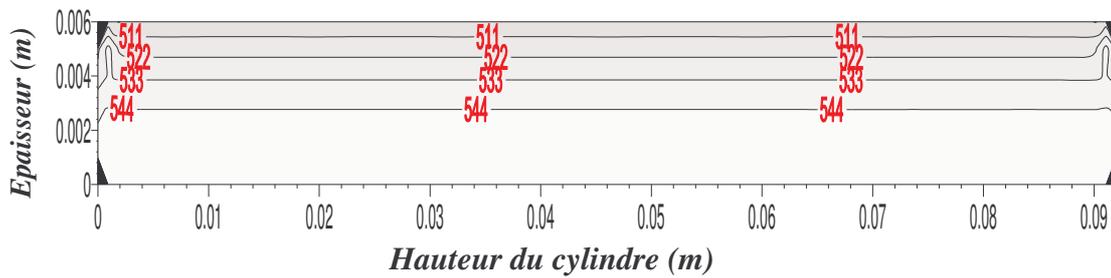


Figure (VI. 6) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant $t = 1$ s

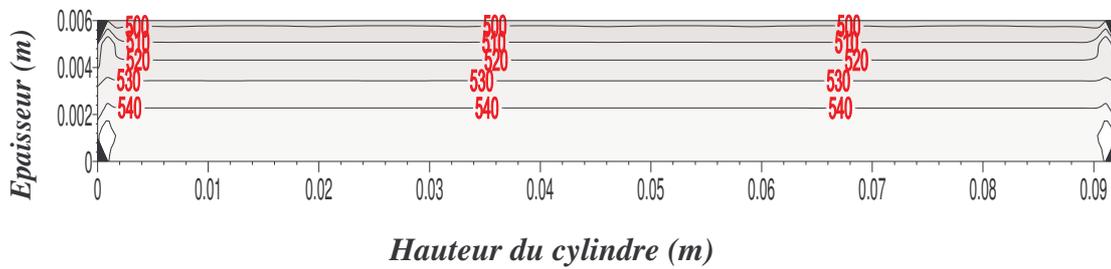


Figure (VI. 7) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant $t = 2$ s

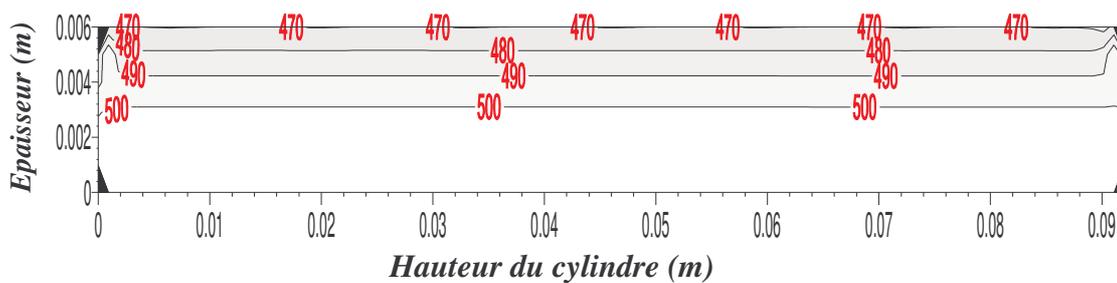


Figure (VI. 8) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 6s

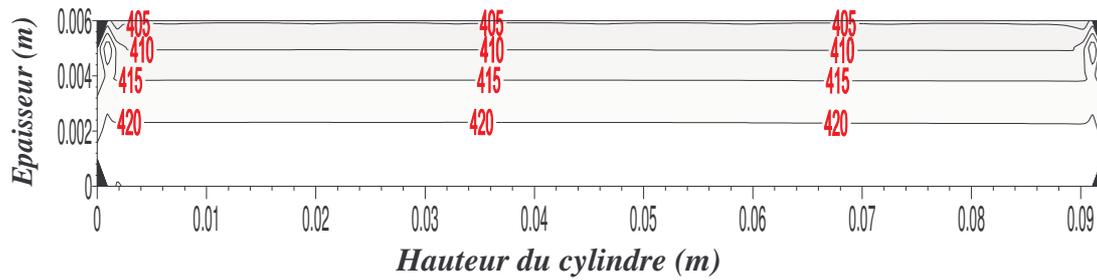


Figure (VI. 9) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 8 s

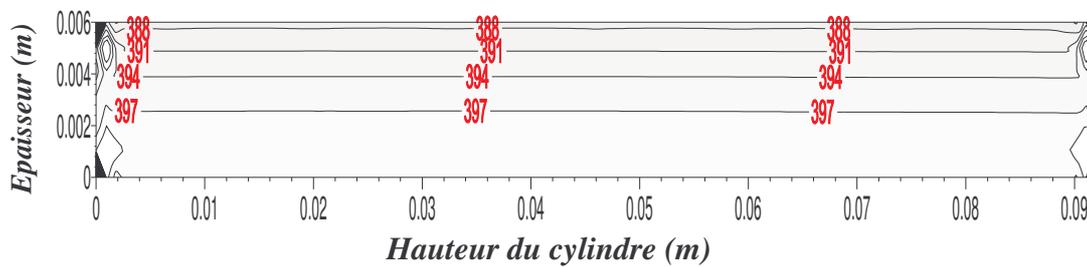


Figure (VI. 10) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 10 s

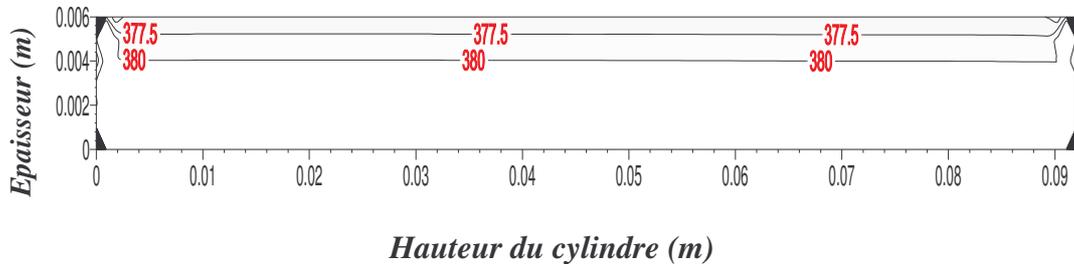


Figure (VI. 11) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 13 s

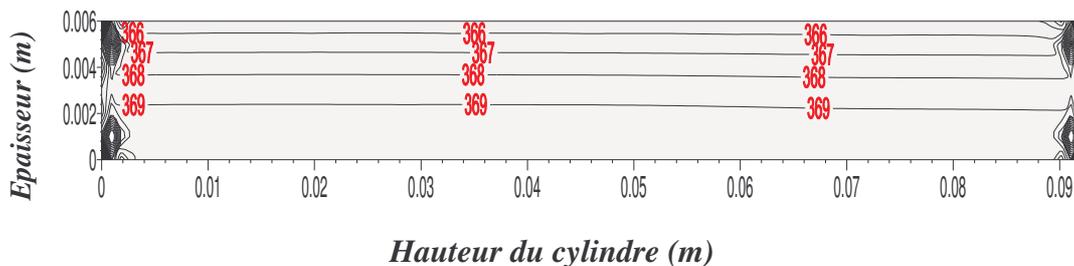


Figure (VI. 12) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 14s

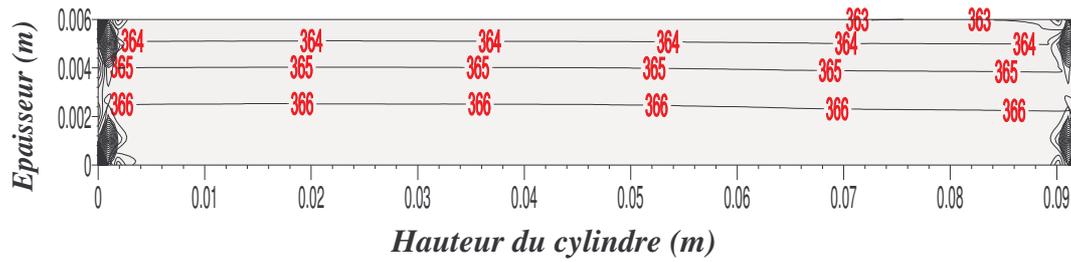


Figure (VI. 13) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 17s

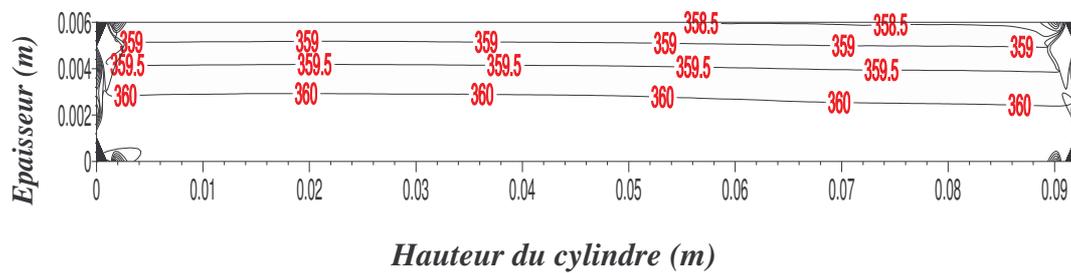


Figure (VI. 14) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 20s

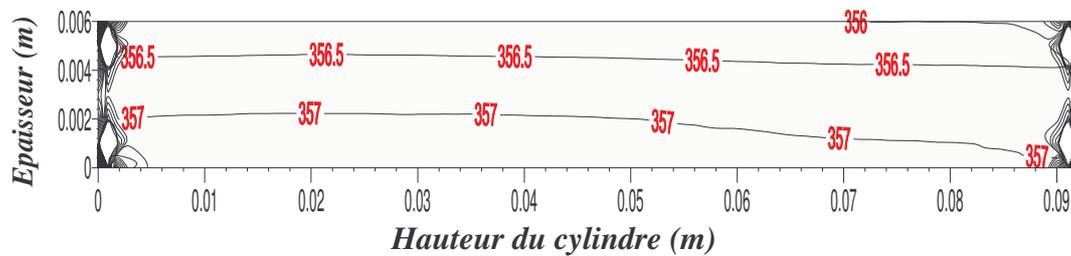


Figure (VI. 15) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant t = 25s

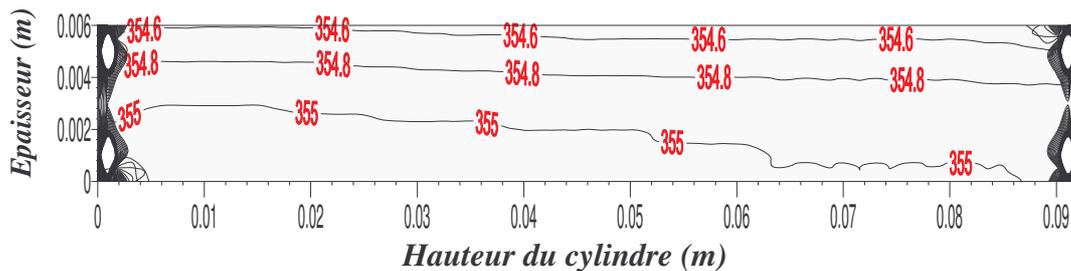


Figure (VI. 16) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant $t = 35s$

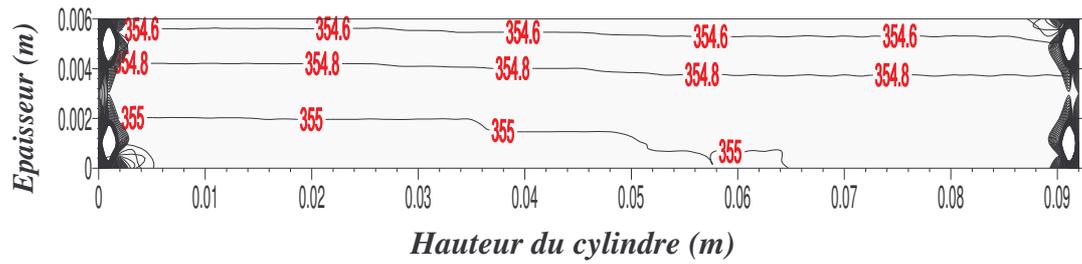


Figure (VI. 17) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

A l'instant $t = 50s$

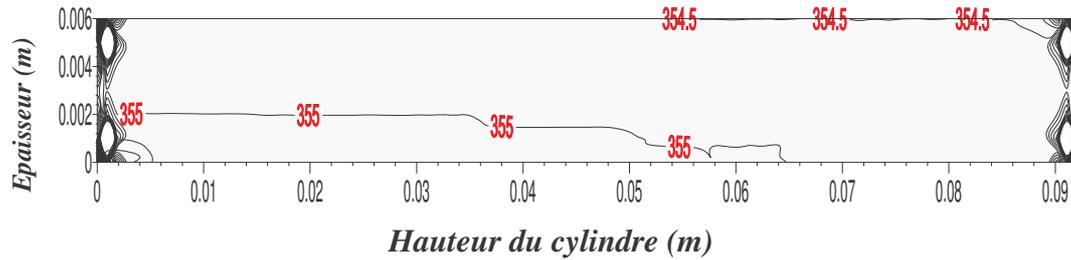


Figure (VI. 18) : Distribution de température en K à travers les parois du cylindre

VI.2.2. Résultats sur la conduction à travers les parois de la culasse.

Les figures VI-19 à VI-32 donnent les distributions de température relatives à la culasse à différents temps. On remarque que :

- Le régime permanent est atteint après environ 20 secondes;
- A l'instant 0.06 secondes c'est-à-dire après que le moteur ait fait un cycle pour un régime de 2000 tr/min, la température varie entre 830K à 670K à travers les parois du cylindre.
- Les lignes isothermiques sont parallèles entre elles ;

● A l'instant $t = 0.005s$

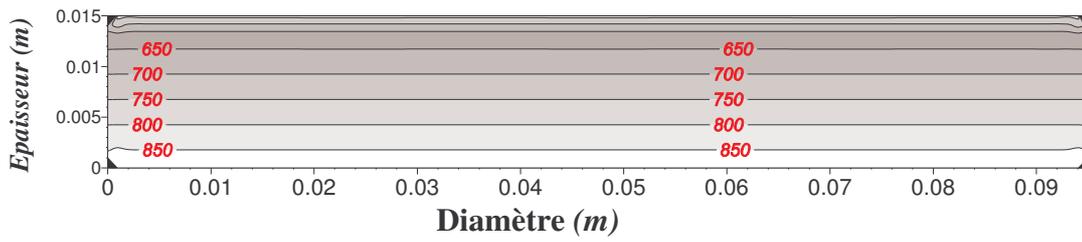


Figure (VI. 19) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

● A l'instant $t = 0.01s$

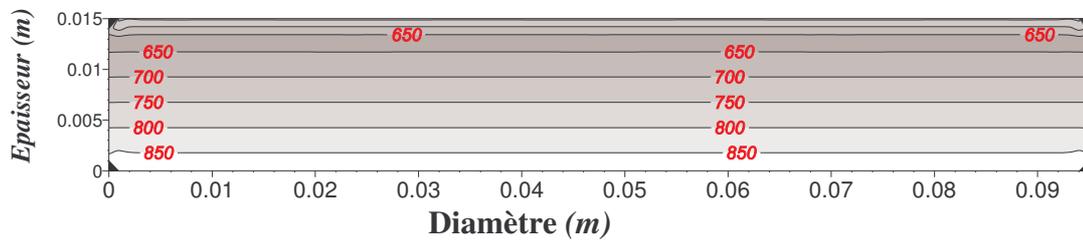


Figure (VI. 20) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

● A l'instant $t = 0.03 s$

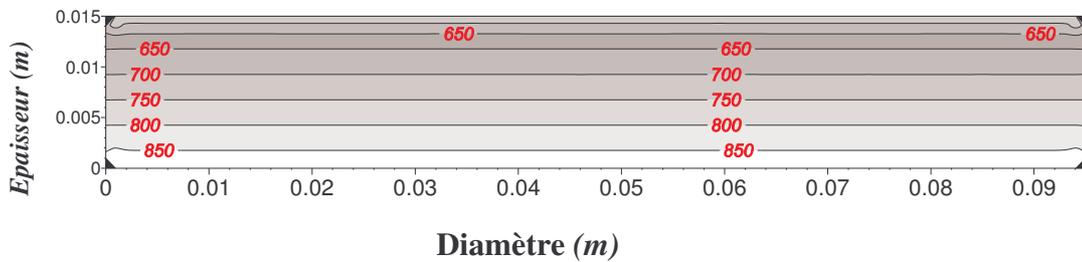


Figure (VI. 21) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

● A l'instant $t = 0.06 s$

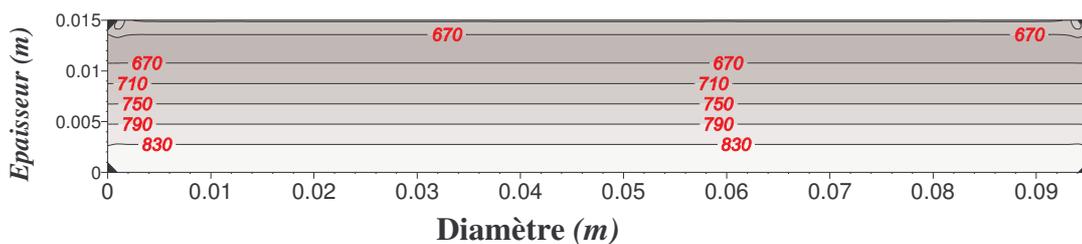


Figure (VI. 22) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 0.1s

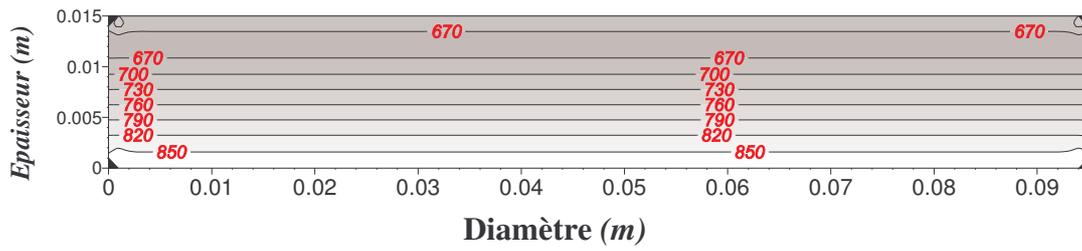


Figure (VI. 23) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 0.3s

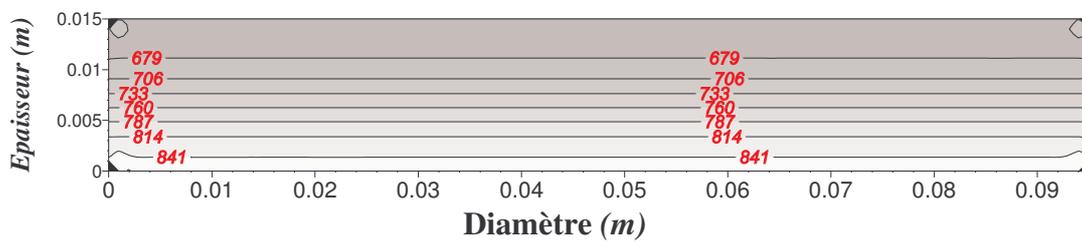


Figure (VI. 24) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 0.6s

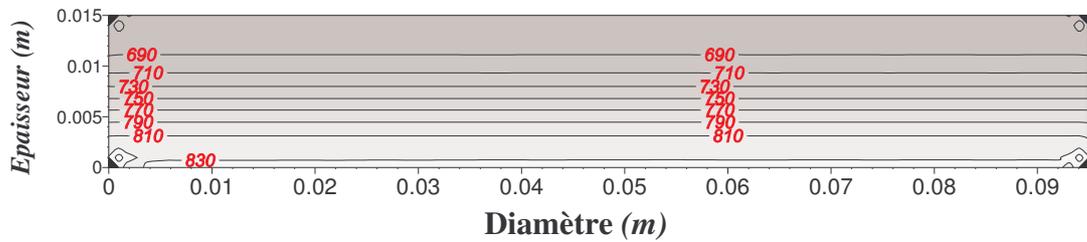


Figure (VI. 25) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 1s

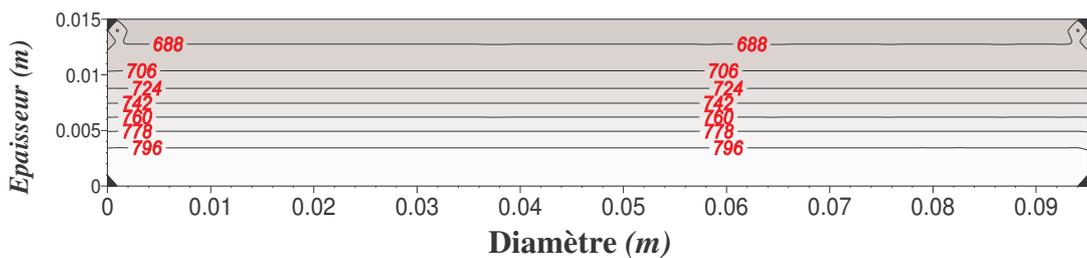


Figure (VI. 26) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 2.5s

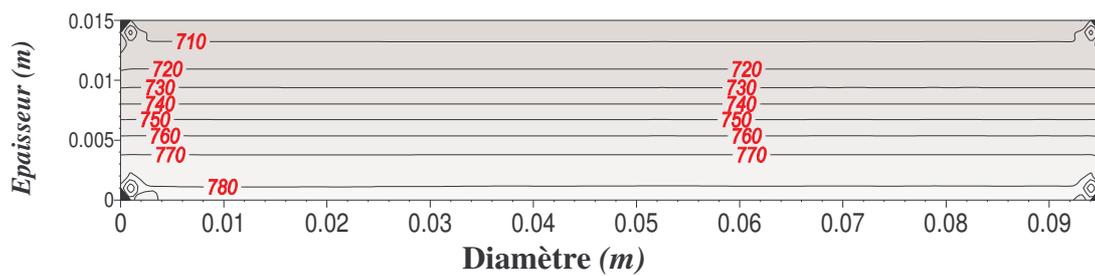


Figure (VI. 27) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 5s

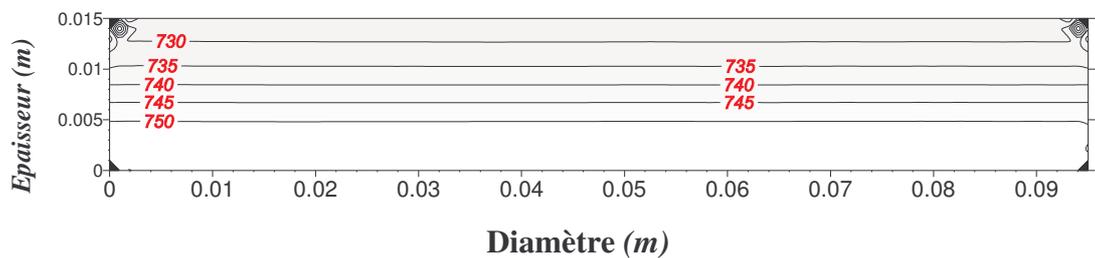


Figure (VI. 28) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 8s

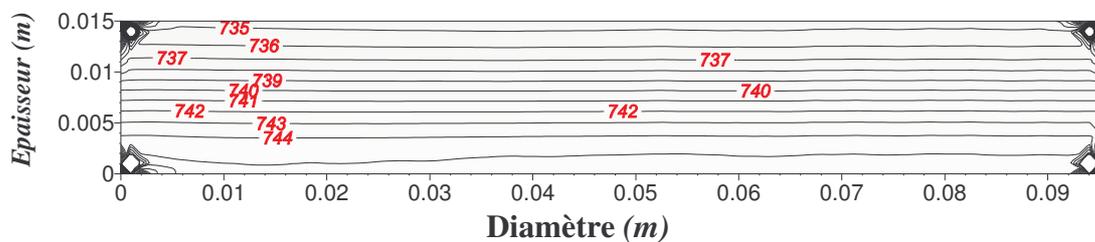


Figure (VI. 29) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant t = 12s

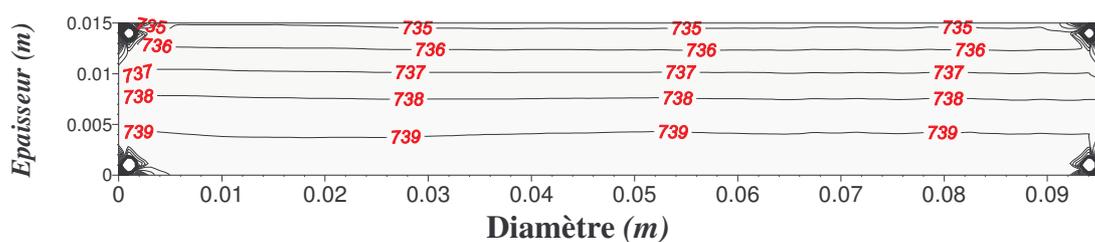


Figure (VI. 30) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant $t = 15s$

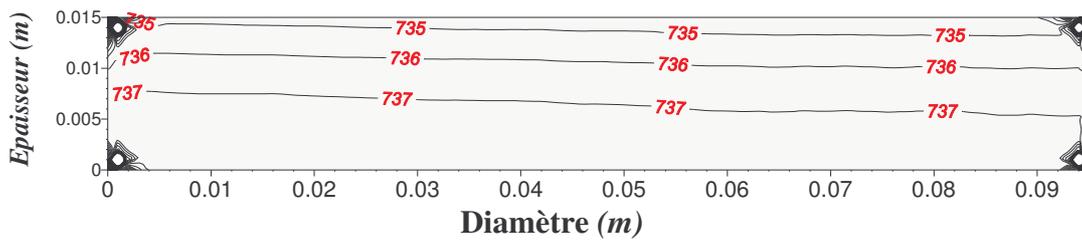


Figure (VI. 31) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

A l'instant $t = 20s$

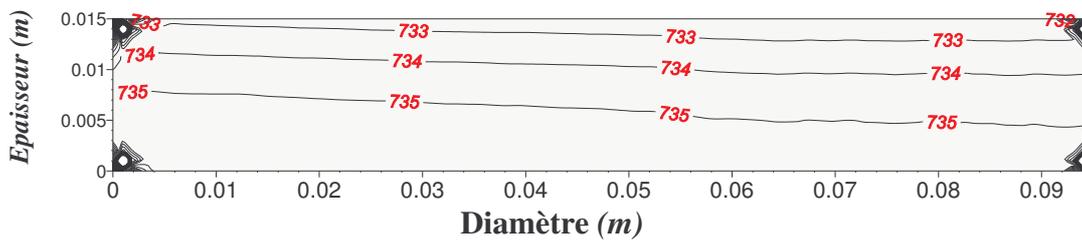


Figure (VI. 32) : Distribution de température en K à travers les parois de la culasse

VI.3. Cycle thermodynamique du monocylindre

VI.3.1 Moteur diesel

L'application sur un moteur diesel à quatre temps qui possède les caractéristiques établies avant, nous donne le diagramme suivant de variation de pression en fonction du volume (diagramme Pression/Volume) pendant les quatre phases, pour les différentes valeurs de taux de compression.

Les figures (VI. 33) ; (VI. 34) ; (VI. 35), représentent les cycles quasi-réels (diagramme pression/volume) pour différentes valeurs du taux de compression.

On remarque que la pression pendant la phase de combustion pour un taux de compression \mathcal{E} égale à 17 varie entre 50 daN/cm² et 90 daN/cm², pour $\mathcal{E} = 15$ la pression varie entre 42 daN/cm² et 76 daN/cm², et pour $\mathcal{E} = 7$ la pression varie entre 13 daN/cm² et 37 daN/cm².

Donc on peut dire quand le taux de compression augmente, la variation de pression pendant la phase de combustion-détente est très importante.

La température augmente avant le PMH et reste en augmentation environ 20° après le PMH, puis il y a une diminution de température jusqu'à la fin de la détente.

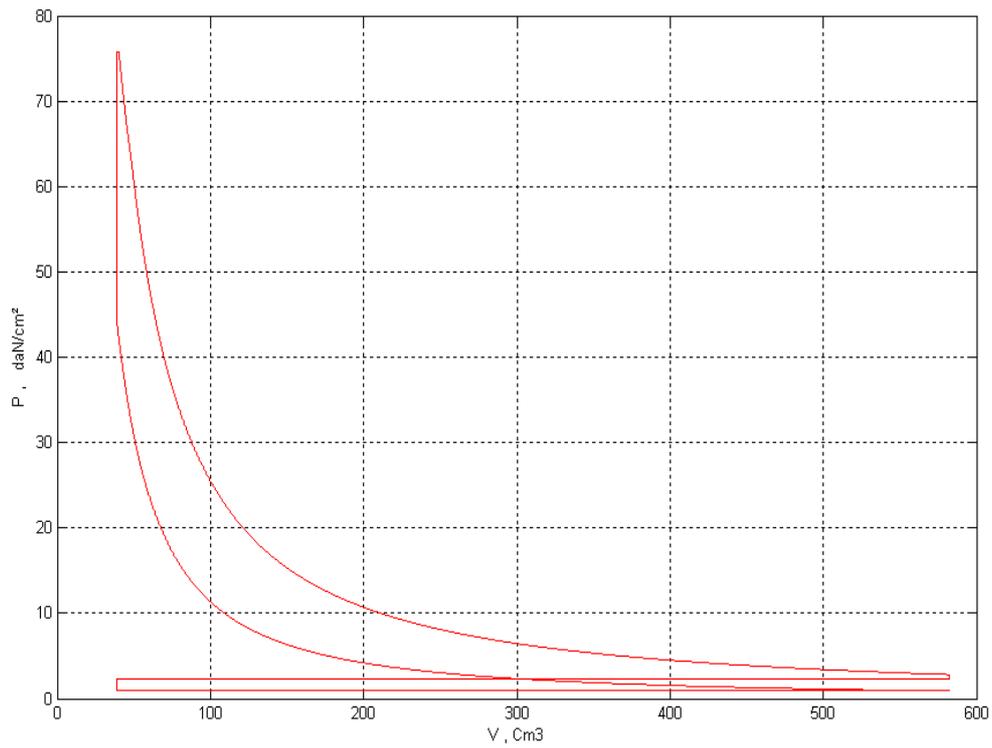


Figure VI. 33. Diagramme PV d'un moteur Diesel pour un taux de compression égale 15.

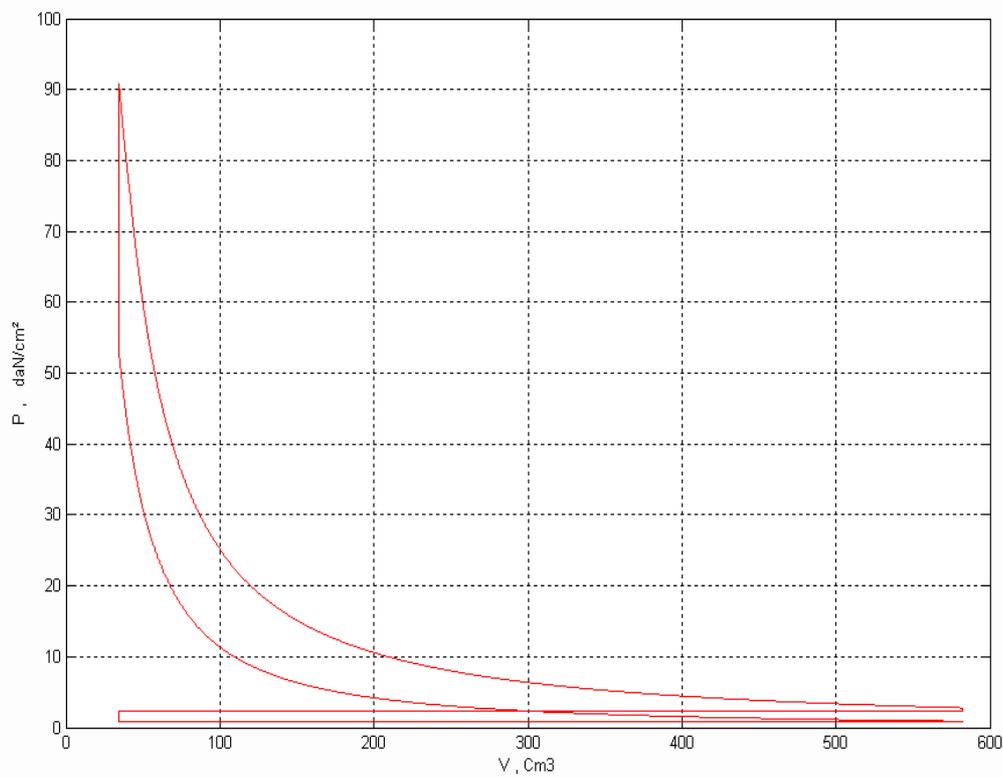


Figure VI. 34. Diagramme PV d'un moteur Diesel pour un taux de compression égale 17.

VI.3.2. Moteur essence

L'application sur un moteur essence nous donne les cycles quasi-réels suivants :

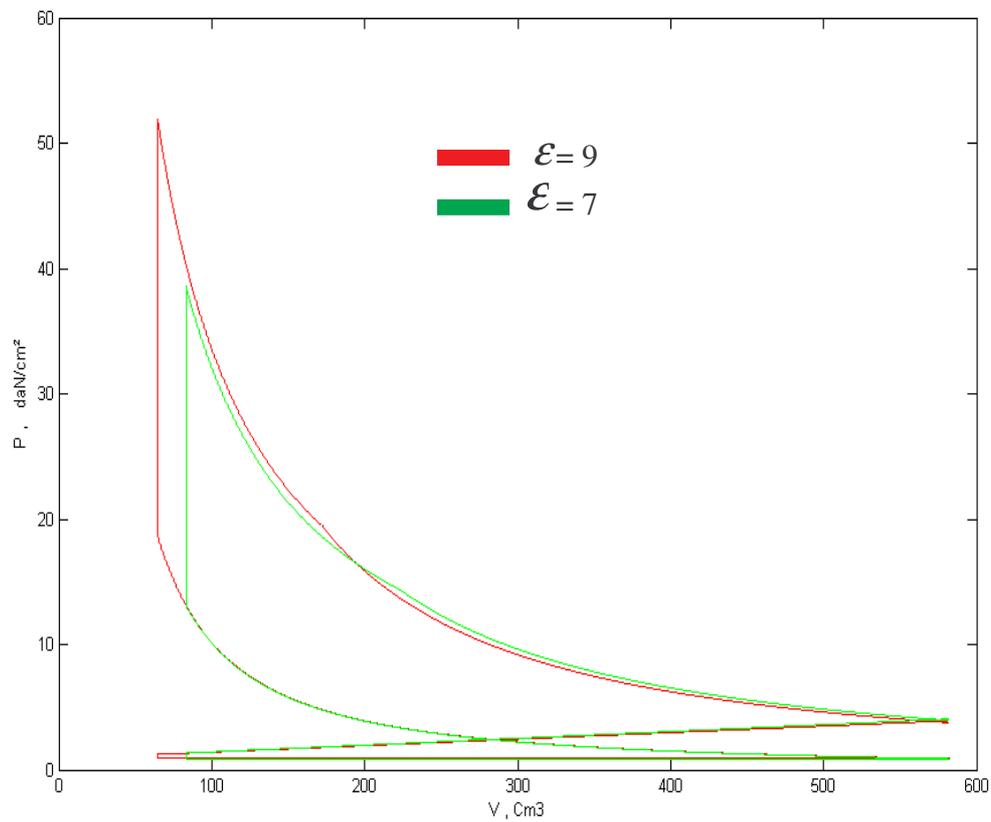


Figure VI.35. Diagramme PV d'un moteur essence pour un taux de compression égale 7 et 9.

CONCLUSION GENERALE

Malgré l'évolution dans la conception des moteurs, certaines zones d'ombre qui ont de l'importance sur l'étude des moteurs restent difficilement accessibles à ce jour, notamment l'étude sur les écoulements avec les transferts de chaleur à l'intérieur du cylindre où se trouvent les gaz, ainsi qu'à travers les parois constituant la chambre de combustion.

Bien évidemment, aborder une telle étude est assez complexe. Nous nous sommes intéressés dans le cadre de cette étude à établir le diagramme P/V du cycle de fonctionnement du moteur du banc d'essai TD 43, disponible au département de Génie Mécanique de l'Ecole Nationale Polytechnique. Nous avons également donné les distributions de température dans le cylindre et la culasse de ce moteur afin d'estimer le temps correspondant à l'établissement du régime thermique. Ces éléments sont d'une importance capitale dans le choix de l'instrumentation adéquate au banc d'essai.

Les résultats obtenus dans cette étude restent relatifs à des hypothèses et des géométries simples. Néanmoins, l'étude a permis de contribuer à la compréhension de certains phénomènes liés aux écoulements avec transferts de chaleur dans les moteurs à combustion interne.

Comme perspectives, nous proposons de compléter ce travail avec une étude complémentaire sur les transferts thermiques dans les autres organes (piston, soupape) ainsi que l'analyse d'écoulement de gaz dans les chambres de combustion. Dans ce contexte, il sera question de prendre en ligne de compte les géométries irrégulières de ces organes ainsi que leur mouvements. Afin de pouvoir aborder de tels sujets, des logiciels plus élaborés (Fluent ou autre logiciel CFD) peuvent être utilisés à ces fins.

Bibliographie

- [1] Manuel d'utilisation du banc d'essai moteur TD43. Bulletin Technique DELTALAB.
- [2] **SUHAS. V. Patankar** « Computation of conduction and duct flow heat transfer »
Innovative Research, INC. 7846 Ithaca Lane North Maple Grove, USA. Copyright
1991 by Innovative Research, Inc USA.
- [3] **WOSCHNI. G.** « A universally applicable equation for the instantaneous heat
transfer coefficient in the internal combustion engine ». SAE Paper No 670931,
1967.
- [4] **POUILLE (J.-P.)** « Moteurs Diesel d'automobiles, Conception et mise
au point ». B 2575 Traité Génie mécanique, volume B3 (1997).
- [5] **J.Chagette.** « Technique d'automobile ». Le moteur, Edition Dunod, 1977, Paris.
- [6] **Alain HAUPAIS.** « Combustion dans les moteurs Diesel ». Technique de l'ingénieur,
Doc. BM 2700.
- [7] **R.BRUN.** « Science et technique du moteur Diesel industriel et de transport ». Tome 1,
Edition Technip, Paris, 1981.
- [8] **J.Trapy.** « Moteur à allumage commandé ». Technique de l'ingénieur, doc. BM 2540.
- [9] **Jean-Louis FROMENT.** « Moteurs Diesel : injection et chambre de combustion ».
Technique de l'ingénieur, Doc. BM 2 585.
- [10] **Christian CLOS.** « Technologie des moteurs alternatifs à combustion interne ».
Technique de l'ingénieur, Doc. B 2 800.
- [11] **Philippe Arques.** « Conception et construction des moteurs alternatifs. De la théorie à
la compétition ». Edition Ellipses, 1999, Paris.
- [12] **Marc DEMOULIN.** « Transvasements gazeux dans les moteurs thermiques ».
Technique de l'ingénieur, Doc. B 2 600.

- [13] **WECLAS, (M.), MELLING (A.), WHITELOW (J.H.).** « Flow separation in the inlet valve gap of piston engine ». Prog. Energy Combust. Sci. Vol. 24, pp. 165-195. 1998.
- [14] **R.BRUN.** « Le moteur Diesel de traction ferroviaire ». La Technique Moderne, 1968, Paris.
- [15] **BECEN, (A.F.), VAFIDIS (C.), WHITELOW (J.H.).** « Steady and unsteady airflow through the intake valve of reciprocating engine ». Vol.110. J. Fluids Engrg, pp 413-420, 1985.
- [16] **Philippe ARQUES.** « Moteurs alternatifs à combustion interne ». De la théorie à la compétition. Edition Ellipses, 1999, Paris.
- [17] **ANNAD, (W.J.D), ROE (G.E).** « Gaz Flow in the Internal Combustion Engine ». Edition FOUULIS, Yeovil, 1974.
- [18] **Kreith, F.; Boehm, R.F.; et. Al.** « Heat and Mass Transfer ». Mechanical Engineering Handbook Ed. Frank Kreith Boca Raton: CRC Press LLC, 1999.
- [19] **FRANK. P. Incropera, DAVID.P.Witt** « Fundamentals of heat and mass transfer ». Edition Mc Grawhitt, 1981, Singapore.
- [20] **ALKILAS (A.C.) et COLE (R.M.).** « Transient heat flux measurements in a divided chamber Diesel engine » Journal of heat transfer, Vol. 107, pp. 439-444, 1985.
- [21] **COLIN. R.Ferguson** « Internal combustion engines ». Edition Wiley & Sons, Canada, 1986.
- [22] **G. Woschni W.Sprindler** « Heat transfer with insulated combustion chamber walls and its influence on the performance of diesel engines ». Journal of engineering for gas turbines and power. Vol.110, pp 483-550, 1988.
- [23] **Alain ALEXANDRE et Ludovic TOMASELLI** «Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles » technique de l'ingénieur, BM 2900.
- [24] **ANNAND (W.J.D.) et MA (T.H.).** « Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression ignition engine ». Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 185, 1971.

- [25] **CATON (J.A.) et HEYWOOD (J.B.)**. « An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port». International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 24, N° 4, pp. 581-595, 1981.
- [26] **CHEN (J.C.)**. « Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective Flows ». I & EC Process design and development, Vol. 5, No 3, 1966.
- [27] **J.P. Lagasse, F.N. Rossi** « Etude thermique de la structure d'un moteur à combustion interne et évaluation de l'efficacité du circuit de refroidissement par une simulation numérique tridimensionnelle ». Entropie, N° 152, 1989.
- [28] **ATTOUCHI** « Etude numérique de la conduction de chaleur à travers les parois d'un moteur à combustion interne ». ENP, thèse de Magister, 2004.
- [29] **SITKEI (G.) et RAMANAIAH (G.V.)**. « A rational approach for calculation of heat transfert in Diesel engines». SAE Paper no 720027, 1972.
- [30] **BORMAN (G.) et NISHIWAKI (K.)**. « Internal combustion engine heat transfert ». Progress in energy and combustion science, Vol. 13, pp. 1-46, 1987.
- [31] **Philippe ARQUES**. « Swirl development in cylindrical combustion chamber of reciprocating engine » C.R. XXI meeting Society of (American) Engineering Sciences, Inc. Blacksburg (USA), 1984.
- [32] **J-Pierre MORANNE**. « Refroidissement des moteurs à combustion interne » Technique de l'ingénieur, B 2830.

Annexe



Méthode de résolution

A.1. introduction :

L'équation de discrétisation dans le cas où il y a un terme source est donnée par :

$$a_p T_p = a_E T_{E+1} + a_W T_{W-1} + b \quad (1)$$

$$\text{Avec : } a_E = \frac{k_e}{\delta x_e}, \quad a_W = \frac{k_w}{\delta x_w}, \quad a_p = a_E + a_W - Sp\Delta x, \quad b = Sc\Delta x ;$$

$$\text{Où : } Sc = \frac{hp}{A} T_\infty, \quad \text{et} \quad Sp = -\frac{hp}{A}.$$

A.2. Condition aux limites

Le domaine unidimensionnel dans la figure (1) a deux frontières, le traitement des frontières est identique pour la raison de similitude, alors il suffit d'étudier l'une des deux. On choisit la frontière gauche et le flux de chaleur comme condition à la limite.

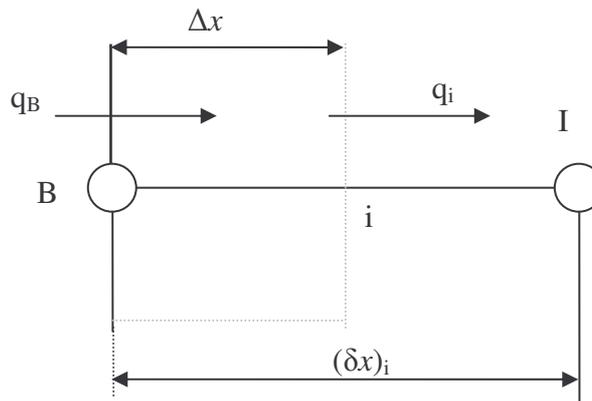


Figure (1). Demi volume de contrôle à la limite gauche.

Si on intègre l'équation $-\frac{dq}{dx} + S = 0$ sur le volume de contrôle on obtient :

$$q_B - q_I + (Sc + SpT_B)\Delta x = 0 \quad (2)$$

Le flux de chaleur q_i est donné par l'expression :

$$q_i = \frac{k_i}{\delta x_i} (T_B - T_I) \quad (3)$$

q_B : provient de l'information à la condition aux limites.

En combinant les équations (2) et (3), on obtient l'équation de discrétisation :

$$a_B T_B = a_I T_I + b \quad (4)$$

$$\text{Où : } a_I = \frac{k_i}{(\delta x)_i}, \quad a_B = a_I - Sp\Delta x, \quad b = Sc\Delta x + q_B.$$

Le flux de chaleur à la limite q_B est donné comme une fonction linéaire de la température à la frontière. Cette expression s'écrit :

$$q_B = f_c + f_p T_B \quad (5)$$

Où : f_c et f_p , sont des coefficients de l'expression linéaire (5).

- Dans le cas où la frontière du domaine est un milieu convectif de température ambiante, c'est-à-dire :

$$q_B = h(T_\infty - T_B) \quad (6)$$

Ce qui implique :

$$f_c = hT_\infty \quad \text{et} \quad f_p = -h$$

- Pour une frontière adiabatique ou une condition de symétrie, q_B est égal à zéro.

Après arrangement et combinaison des équations (2), (3) et (5) on obtient :

$$a_B T_B = a_I T_I + b \quad (7)$$

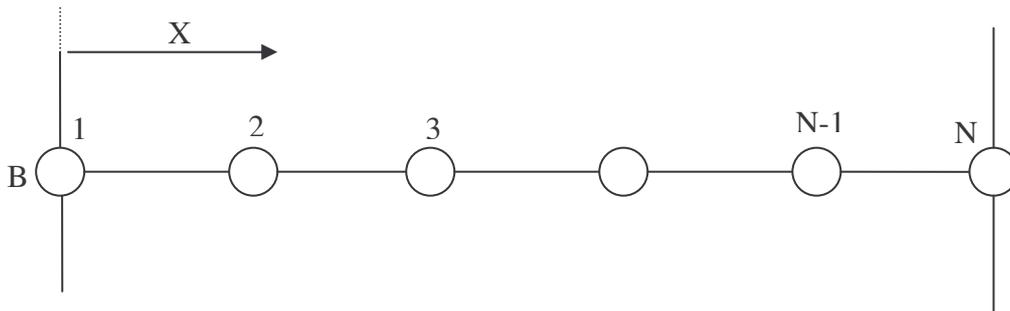
$$\text{Où : } a_I = \frac{k_i}{(\delta x)_i}, \quad a_B = a_I - Sp\Delta x - f_p, \quad b = Sc\Delta x + f_c$$

A.3. METHODE DE RÉOLUTION

Les équations de discrétisation données par la relation (1), pour les points internes de la grille, et de la forme (7) pour les points de la grille à la frontière peuvent être résolus comme un ensemble d'équations linéaires simultanées.

Nous construisons la procédure comme un algorithme général de solution. Puisque nos équations de discrétisation ont une forme particulièrement régulière et simple, elles peuvent être résolus par un algorithme très efficace, connu comme l'algorithme de Thomas ou la méthode TDMA (Tri Diagonal-Matrix Algorithm).

La figure (2) montre la numérotation des points de la grille. Ici 1 et N dénotent les points frontières et 2, 3,N-1 forment les points internes.



La figure (2). Numérotation des points du réseau

Les équations de discrétisation pour les températures de ces points de grille peuvent être écrites :

$$a_i T_i = b_i T_{i+1} + c_i T_{i-1} + d_i \quad (8)$$

Pour $i = 2, 3, \dots, N-1$ cette équation représente l'équation régulière de discrétisation (1).

Les coefficients a_i, b_i, c_i, d_i correspondent évidemment à a_p, a_E, a_W et b respectivement. Pour les points frontaliers 1 et N, nous aurons l'équation (7), cela signifie que :

$$\begin{aligned} a_1 T_1 &= b_1 T_2 + d_1 \\ a_N T_N &= c_N T_{N-1} + d_N \end{aligned} \quad (9-a, b)$$

Où : a_1, b_1 et d_1 sont assimilés à $a_B, a_1,$ et b dans l'équation (4).

Une correspondance similaire peut être donnée à a_N, b_N et puisque les températures frontalières ont seulement un voisin les équations (9-a, b) peuvent être considérées comme membre de l'équation (8) si nous posons :

$$c_1 = 0 \text{ et } b_N = 0 \quad (10)$$

Les équations à la frontière (9-a, b) sont originaires de l'équation (4) quand le flux de chaleur à la frontière est spécifié dans une certaine forme.

Qu'est-ce que nous devrions faire quand la température à la frontière est donnée ?

Nous pouvons encore continuer à utiliser les équation (9-a, b) pour les températures à la frontière mais en établissant leurs coefficients afin d'inclure la valeur donnée.

Ainsi, quand T_1 est donnée nous pouvons établir :

$$a_1 = 1, b_1 = 0 \text{ et } d \text{ est égale à la valeur donnée de } T_1.$$

Des spécifications similaires peuvent être faites dans le cas de T_N donnée. Cet expédient de traiter toujours T_1 et T_N comme inconnues (même quand leurs valeurs sont données), nous permettons d'utiliser N équations pour les N inconnues, pour toute combinaison de condition aux limites. Dans l'algorithme de la matrice tri-diagonale, nous commençons par écrire l'équation (9-a) comme :

$$T_1 = P_1 T_2 + Q_1 \quad (11)$$

$$\text{Où : } P_1 = \frac{b_1}{a_1} \text{ et } Q_1 = \frac{d_1}{a_1} \quad (12)$$

Cette relation est remplacée dans l'équation (8) pour $i = 2$. Le résultat implique que T_2 est exprimée en fonction des termes de T_3 . Pour un processus de substitution successive, nous serons capables d'exprimer chacune de T_i en terme de T_{i+1} ainsi :

$$T_i = P_i T_{i+1} + Q_i \quad (13)$$

Où : P_i et Q_i sont les nouveaux coefficients créés dans le processus de substitution.

Le point T_{i-1} est exprimé comme :

$$T_{i-1} = P_{i-1}T_i + Q_{i-1} \quad (14)$$

Si nous substituons cette relation dans l'équation (13) nous obtenons :

$$a_i T_i = b_i T_{i+1} + c_i (P_{i-1} T_i + Q_{i-1}) + d_i \quad (15)$$

Cette expression peut être écrite de la même façon que l'équation (13). Par identification :

$$\begin{aligned} P_i &= \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i-1}} \\ Q_i &= \frac{d_i + c_i Q_{i-1}}{a_i - c_i P_{i-1}} \end{aligned} \quad (16 - a, b)$$

Notons aussi que P_i et Q_i ont le même dénominateur et qu'il dépend des valeurs de P_{i-1} et Q_{i-1} . Un procédé aussi récursif requiert un point de départ, il est commodément fourni par l'équation (12) qui n'est pas récursif.

Quand nous venons à l'évaluation de P_N et Q_N , nous trouvons alors, $P_N = 0$ (voir l'équation (8) et (16-a) pour plus de détails), par la suite on tire de l'équation (13) $Q_N = T_N$.

Une fois que la valeur de T_N est connue, on peut commencer le processus de la substitution inverse (back- substitution), dans lequel on utilise l'équation (13) pour obtenir les valeurs de : $T_{N-1}, T_{N-2}, \dots, T_3, T_2, T_1$.

A.4. La méthode ligne par ligne

Dans cette méthode l'équation algébrique à la $(K+1)$ ième itération est :

$$a_p \phi_p^{(K+1)} - a_E \phi_E^{(K+1)} - a_W \phi_W^{(K+1)} = a_S \phi_S^{(K)} + a_N \phi_N^{(K)} + b \quad (17)$$

Où les valeurs des variations $\phi_m^{(n)}$ seront les valeurs calculées à l'itération précédente, alors, dans ce cas le système d'équation relatif à l'ensemble des nœuds devient tridiagonal suivant l'une des directions considérée :

$$\beta_i \phi_i^{(K+1)} + \gamma_i \phi_{i+1}^{(K+1)} + \alpha_i \phi_i^{(K+1)} = \lambda_i \quad (i = 2, n) \quad (18)$$

Avec :

$$\beta_i = a_p, \quad \gamma_i = a_E, \quad \alpha_i = -a_W, \quad \lambda_i = a_S \phi_S^{(K)} + a_N \phi_N^{(K)} + b.$$

L'ensemble de ces équations constitue donc un système d'équation qui peut s'écrire sous forme matricielle comme :

$$\begin{bmatrix} \beta_1 & \gamma_1 & & & \\ \alpha_2 & \beta_2 & \gamma_2 & & \\ & & & \alpha_i & \beta_i & \gamma_i \\ & & & & & & \alpha_n & \beta_n \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_i \\ \phi_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \lambda_1 \\ \lambda_2 \\ \lambda_i \\ \lambda_n \end{bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

n : Nombre d'inconnues dans la direction donnée.

Soit le système d'équations algébriques linéaires à matrice tri diagonale donnée par (A.1).

Une technique de résolution rapide d'un tel système est la procédure d'élimination attribuée à Thomas (1949), appelée aussi méthode « T.D.M.A » et qui est une version simplifiée de l'algorithme de Gauss.

Son principe est le suivant : tout d'abord, on utilise la première équation pour éliminer ϕ_1 de la seconde équation. La nouvelle équation ainsi obtenue est à son tour utilisée pour éliminer ϕ_2 de la troisième équation. Une telle démarche est appliquée pour toutes les équations restantes jusqu'à éliminer ϕ_{n-1} de la n-ième équation. Cette dernière aura alors uniquement une seule inconnue.

Les autres inconnues $\phi_{n-1}, \phi_{n-2}, \dots, \phi_2, \phi_1$ sont donc calculées par substitution successive en faisant le chemin inverse.

Supposons que ϕ_{i-2} a été éliminée de la (i-1)-ième équation. Dans ce cas, on peut écrire :

$$b_{i-1}\phi_{i-1} + c_{i-1}\phi_i = d_{i-1} \quad (\text{A.2})$$

Cette dernière est utilisée pour éliminer ϕ_{i-1} de la i-ième équation. D'où :

$$\left(\beta_i - \frac{\alpha_i c_{i-1}}{b_{i-1}} \right) \phi_i + \gamma_i \phi_{i+1} = \lambda_i - \frac{\alpha_i d_{i-1}}{b_{i-1}} \quad (\text{A.3})$$

En comparant l'équation (A.2) avec l'équation (A.3), on trouve que les coefficients b_i, c_i et d_i sont données en fonction de $b_{i-1}, c_{i-1}, d_{i-1}$ et de $\alpha_i, \beta_i, \gamma_i, \lambda_i$ par les relations suivantes :

Pour $i = 2, 3, \dots, n$

$$b_i = \beta_i - \frac{\alpha_i c_{i-1}}{b_{i-1}}$$

$$c_i = \gamma_i$$

$$d_i = \lambda_i - \frac{\alpha_i d_{i-1}}{b_{i-1}}$$

Pour $i = 1$

$$b_1 = \beta_1, \quad c_1 = \gamma_1, \quad d_1 = \lambda_1$$

Lorsque $i = n$, la $n^{\text{ième}}$ équation s'écrit : $b_n \phi_n = d_n$

Donc :

$$\phi_n = \frac{d_n}{b_n}$$

Les autres valeurs de ϕ sont calculées à partir de l'équation (A.2) qui, après transformation devient :

-Pour $i = n, n-1, \dots, 2$

$$\phi_{i-1} = \frac{(d_{i-1} - c_{i-1} \phi_i)}{b_{i-1}}$$

L'algorithme complet se présente alors comme suit :

-pour $i = 1, 2, \dots, n$:

$$c_i = \gamma_i$$

$$b_i = \beta_i, \quad d_i = \lambda_i$$

-Pour $i = 2, 3, \dots, n$:

$$k = \frac{\alpha_i}{b_{i-1}}$$

$$b_i = \beta_i - k \cdot c_{i-1}$$

$$d_i = \lambda_i - k \cdot d_{i-1}$$

$$\phi_n = \frac{d_n}{b_n}$$

-Pour $i = n, n-1, \dots, 2$:

$$\phi_{i-1} = \frac{(d_{i-1} - c_{i-1} \phi_i)}{b_{i-1}}$$

ملخص:

الهدف من هذه الدراسة متعلق بفهم السيلان المرفق بالتحويل الحراري داخل اسطوانة مقعد التجارب TD 43 الموجود في دائرة الهندسة الميكانيكية بالمدرسة الوطنية المتعددة التقنيات. النتائج المقدمة تتعلق برسم مخطط الضغط/الحجم لمختلف قيم نسبة الضغط وكذلك بتوزيع درجات الحرارة في القسم الأعلى الاسطواني للمحرك و الاسطوانة لمقعد التجارب.

كلمات مفتاحيه: توزيع درجات الحرارة، مخطط P/V، مقعد التجارب، محاكاة رقمية.

Résumé :

L'objectif visé à travers cette étude est relatif à la compréhension des écoulements avec transfert de chaleur dans un monocylindre d'un banc d'essai TD 43 disponible au département de génie mécanique de l'école nationale polytechnique.

Les résultats présentés sont relatifs au tracé du diagramme Pression/Volume pour différents taux de compression ainsi qu'aux distributions de température dans la culasse et le cylindre du banc d'essai.

Mots clés : Distributions de température, Diagramme P/V, Banc d'essai, Simulation Numérique

Abstract:

The aim of this study is related to the understanding of the flows with heat transfer in one-cylinder of a test bench TD 43 available in the mechanical engineering department of the national polytechnic school of Algiers.

The results presented are related to the layout of the Pression/Volume diagram for various compression ratios and to the distributions of temperature in the cylinder head and the cylinder of the test bench.

Key words: Distributions of temperature, Diagram P/V, Test bench, Digital simulation.