

12/03

République Algérienne Démocratique et Populaire
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la
Recherche Scientifique
Ecole Nationale Polytechnique
Département du Génie Mécanique

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

PROJET DE FIN D'ETUDES

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

Thème

**Etude préliminaire de transfert thermique
dans un cylindre d'un moteur
à combustion interne**

Encadré par :

Mr M.BENBRAIKA

Présenté par :

RAHMI Rabah

Promotion : Juin 2003

ENP -10,avenue Hacène Badi - El Harrach - Alger

DEDICACES

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

A ma mère et mon père ;

A mes frères et ma sœur ;

A toute ma famille ;

A Rabah, mes deux oncles et leurs familles ;

A tous mes amis ;

A mon promoteur, M.BENBRAIKA ;

A tous mes camarades de promotion

Je dédie ce travail

Rabah

REMERCEMENTS

المدسة الوطنية المتعددة الفتيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Je remercie dieu le tout puissant de m'avoir donné la volonté et le courage afin d'arriver à la finalité de ce modeste travail.

Je remercie aussi ma famille, à qui revient la gloire de m'avoir éduqué, encouragé et soutenu.

Je tiens tout particulièrement à remercier mon promoteur Monsieur Benbraika d'avoir accepté de diriger cette étude.

Je remercie également les membres du jury, qui ont accepté de discuter et d'examiner ce modeste travail. Mes remerciements vont aussi à tous les enseignants qui ont contribué à ma formation.

J'adresse aussi ma profonde reconnaissance à tous ceux qui, de près ou de loin, ont contribué à l'élaboration de ce mémoire.

Sans oublier, mes camarades de classe pour leurs aides, leurs encouragements et leurs disponibilité, la promotion juin 2003 sans oublier Chérif, Achour, Ali, Mohamed, Sofiane, Moumene, Hamza, Salim, Nabil, Djamel.

Que tout le personnel de la bibliothèque de l'ENP, INGM, USTHB, soit vivement remercié.

ملخص : يهدف هذا العمل الى دراسة اولية للظواهر الحرارية داخل أسطوانة محرك ذو احتراق داخلي
ثم اذجار هذه الدراسة بالتركيز على الظواهر الحرارية الثلاث و قمنا بمقارنة بين الدراسة
النظرية و الدراسة التطبيقية كما قمنا أيضا باقتراح نموذج تقريبي لحل معادلة الانتشار
الحراري في المكبس بالاعتماد على البرنامج Matlab

كلمات مفتاحية : محرك ذو احتراق داخلي، الانتشار الحراري، الحمل، Matlab

Résumé :

La présente étude a pour objectif de faire une étude préliminaire sur les phénomènes de transfert thermique dans un cylindre d'un moteur à combustion interne .

Ce travail s'est basé sur les trois modes de transfert existants .Une comparaison entre l'étude théorique et pratique a été discutée .

Une modèle approximatif, sous Matlab a été aussi présenté .

Mots clé : moteur à combustion interne , transfert thermique , cylindre , convection .Matlab.

Abstract :

The aim of this work is to present a preliminary study of heat transfer phenomena in internal combustion engine .

We focused our study on the three heat phenomenon , a comparison between theoretical and practical methods is also discussed .

A simulation of the temperature distribution is given under Matlab software .

Key words : internal combustion engine , heat transfer , cylinder , convection , Matlab .

Introduction	1
chapitre I :	
Présentation du domaine d'étude	5
I.1 Généralités	5
I.2 Classification	5
I.3 fonctionnement	6
I.3.1 Cycle à quatre temps	6
I.3.2 Cycle à deux temps	9
I.4 Domaine d'étude	11
I.5 Description des organes du domaine d'étude	11
I.5.1 Les organes fixes	12
I.5.1.1 Les collecteurs ou tuyauteries	12
I.5.1.2 Tuyauterie d'échappement	13
I.5.1.3 Culasse	14
I.5.2 Les organes mobiles	16
I.5.2.1 Les soupapes	16
I.5.2.1 Le piston	18
chapitre II.	
Transfert dans les moteurs	20
II.1 Généralités sur les processus de transferts thermiques	20
II.2 Concepts fondamentaux	21
II.3 Origine de la chaleur interne	22
II.3.1 Combustion	23
II.3.2 Frottements	26
II.4 Répartition des flux thermiques évacués par les parois.....	26
II.5 Bilan énergétique	28
II.5.1 Bilan thermodynamique	28
II.5.2 Bilan thermique	29
II.6. Répartition des modes de transfert de chaleur au cours d'un cycle	30
II.7 Définition du système thermodynamique	31
II.8 Détermination des transferts de masse	33

II.8.1 L'écoulement dans une tuyère	33
II.8.2 Application à la détermination des débits masse aux soupapes	36
II.9 Quantité de chaleur dégagée par la combustion	38
II.9.1 Moteur Diesel	39
II.9.2 Moteur à allumage commandé	39
chapitre III	
Formulation mathématique	41
III.1 Convection	41
III.1.1 Introduction	41
III.1.2 Echange de chaleur entre le gaz et la paroi	41
III.1.3 Etude de transfert thermique dans les systèmes d'admission	43
III.1.3.1 Collecteur d'admission	43
III.1.3.2 Etude de transfert thermique dans les soupapes d'admission	46
III.1.4 Etude de transfert thermique dans les systèmes d'échappement	52
III.1.4.1 Transfert de chaleur autour des soupapes	52
III.1.4.2 Transfert thermique dans la tuyauterie d'échappement.....	58
III.1.5 Transfert de chaleur au travers des parois du cylindre	62
III.2 Transfert radiatif	69
III.2.1 Les transferts radiatifs en combustion	70
III.2.2 Longueurs d'onde des transferts radiatifs en combustion	70
III.2.3 Transfert radiatif en milieu semi-transparent	71
III.2.4 Propriétés radiatives du domaine	73
III.3 Conduction	75
III.3.1 Conditions aux limites	75
III.3.2 Conduction dans les soupapes	75
III.3.3 Culasse	79
III.3.4 Chemise	81
III.3.5 Conclusion	83
III.3.6 Etude de quelque résultats expérimentaux	84
III.3.6.1 Analyse expérimentale des paramètres agissant sur les flux thermiques ...	85
III.3.6.2 Conclusion	92

chapitre IV.

Application sur le piston	93
IV.1 Conduction dans le piston	93
IV.2 Bilan thermique du piston	93
IV.3 Formulation mathématique du problème	95
IV.4 Conditions aux limites	96
IV.5 Résolution sous Matlab	96
V. Conclusion	99
Bibliographie	100

Nomenclature

المدرسة الوطنية المتعددة التخصصات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

h	: coefficient d'échange
N_u	: nombre de Nusselt.
R_e	: nombre de Reynolds.
P_r	: nombre de Prandlt.
P_e	: nombre de Peclet.
G_r	: nombre de Grashoff.
Q	: quantité de chaleur.
W	: travail mécanique.
h_f	: enthalpie.
\dot{m}	: débit massique.
T	: température.
P	: pression.
t	: temps.
U	: vitesse.
U_{mp}	: vitesse moyenne du piston.
U_{mg}	: vitesse moyenne du gaz.
U_{eau}	: vitesse de l'eau
S	: surface d'échange.
V_s	: cylindrée.
A_p	: surface du piston.
D	: diamètre du cylindre.
b	: diamètre de base du piston
L_s	: levé de la soupape à partir de son siège.
N	: vitesse de rotation du moteur.
C	: couple moteur.
δ	: diffusivité thermique.
α	: coefficient de dilatation thermique
R	: résistance thermique.
C_p	: chaleur spécifique.
ξ	: coefficient d'efficacité physique et aérodynamique.
θ_f	: durée de la combustion.
j	: exposant de la loi de VIBE.
f	: fraction résiduelle des gaz brûlés.
P_{ci}	: Pouvoir calorifique .
θ	: angle vilebrequin.
$A_{s,j}$: surface appropriées de chaque coté de l'écoulement..
$T_{s,j}$: température des différentes surface de la soupape.
D_s	: diamètre de la soupape (diamètre de la tête).
μ	: viscosité dynamique de l'air.
f	: facteur de frottement.

Nomenclature

- ε : facteur d'émissivité .
 σ : constante de Boltzmann.
 ρ : masse volumique.
 S_0 : source thermique interne.
K : conductivité thermique du matériau.

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
المكتبة — BIBLIOTHEQUE
Ecole Nationale Polytechnique

Indice :

- a : air.
J : jet.
g : gaz.
e : entré.
s : sorté.
b : brûler.
p : parois.
cy : cylindre.
c : carburant
m : moyenne.
d : point aval.
u : point amont
k : suralimentation
x : coordonnée locale.
vc : volume de contrôle.
0 : paramètres de collecteur d'admission.
f : paramètres de collecteur d'échappement.

abréviation

- PMH : point mort haut
PMB : point mort bas
AOA : avance ouverture admission
AOE : avance ouverture échappement.
RFE : retard fermeture échappement

المدرسة الوطنية المتعددة التقنيات
BIBLIOTHEQUE — المكتبة
Ecole Nationale Polytechnique

INTRODUCTION GENERALE

Selon **J.R. Heywood**, les premiers moteurs à combustion interne commercialisés furent ceux construits à quelques **5000** exemplaires entre **1860** et **1865** d'après le concept de **J.J.L Lenoir (1882 – 1900)**. Ce moteur utilisait une combustion de gaz de ville et d'air à la pression atmosphérique c'est-à-dire sans compression préalable, il développait environ 6 cv avec un rendement de **5%**.

A la même époque **Nicolaus Otto** et **Eugen langen** développèrent un moteur similaire dont la production cumulée fut quelque **5000** exemplaires en **1867**, et dont le rendement atteignait environ **11%**.

Pour réduire la masse de ces moteurs (en particulier celle des organes en mouvement) et en augmenter le rendement, **Nicolaus Otto** imagina et construisit en **1876** un moteur selon le concept que nous connaissons aujourd'hui, c'est-à-dire avec une compression préalable à la combustion. Plus de **50,000** exemplaires furent vendus en Europe et aux USA dès **1900**.

Après une recherche persistante que **Rudolph Diesel** inventa en **1892**, le cycle qui porte son nom et dans lequel la compression se fait sur l'air seul ; la combustion est alors obtenue avec l'injection du combustible dans l'air chauffé par la compression, le rendement obtenu fait le double du cycle Otto [1].

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.

Entre autres les phénomènes de combustion et surtout les transferts de chaleur dans le cylindre.

Pour contribuer à comprendre partiellement ces phénomènes, le laboratoire moteur a proposé un thème de recherche portant sur les phénomènes de transfert dans les moteurs.

Le sujet sera entamé par une étude préliminaire du transfert thermique dans le cylindre du moteur.

Ce travail nous a été confié. Nous nous sommes fixés pour but d'ébaucher ce travail et de fournir un fond documentaire qui permettra de proposer un outil de calcul permettant d'évaluer le champ thermique et de quantifier les différents modes d'échanges qui interviennent à l'intérieur du cylindre durant un cycle complet.

Une première étude bibliographique a montré que beaucoup d'études expérimentales ont été sujet aux problèmes d'échanges thermiques dans les moteurs et plus exactement au niveau de la chambre de combustion qui représente le lieu le plus important dans un moteur [

Les modèles de transfert thermique dans les cylindres sont repartis en quatre grands groupes [2].

1. les modèles phénoménologiques simples

Ils relient le flux de chaleur moyen aux paramètres globaux de l'écoulement, pression **P**, température **T**, vitesse moyenne **U**, et éventuellement à d'autres vitesses de flamme, débit de carburant (**fehmy, alcock**), ou énergie cinétique turbulente moyenne [2].

La relation est de type :

$$h = f(a_1, a_2, \dots, a_n, P_t^{b_1}, T_t^{b_2}, u_t^{b_3})$$

Les paramètres a_1, a_2, \dots, a_n ainsi que les coefficients b_1, b_2, b_3 sont à adapter à chaque cas particulier, l'indice **t** indique que les variations temporelles des paramètres sont prises en compte.

Ces modèles ont surtout un intérêt historique; ils nécessitent un ajustement des divers paramètres pour chaque cas particulier. Les coefficients varient suivant les auteurs ainsi que les unités des différentes grandeurs (d'où l'intérêt d'une analogie dimensionnelle). Citons pour mémoire le modèle de Nusselt ou celui d'Eichelberg.

2. Les modèles phénoménologiques avec analogie de Reynolds

Ils sont dans le même esprit que les précédents, mais prennent une expression adimensionnelle et ont ainsi un caractère plus général (modèle d'Annand, de Woschni, de Le feuvre, de Stradomsky...) [2].

Ils prennent la forme sans dimension :

$$N_u = C_r R_e^a \cdot Pr^b$$

Avec N_u, R_e, Pr respectivement nombres de **Nusselt**, **Reynolds** et **Prandtl**.

Ces modèles sont également difficilement transposables d'un moteur à l'autre ; ils ne peuvent servir qu'à établir des bilans thermodynamiques globaux.

3. les modèles quasi dimensionnels

Ils constituent une première étape vers l'aspect tridimensionnel des transferts thermiques (modèles de **Borgnakke**, de **Morel** et **Keribar**). L'écoulement dans la chambre de combustion est divisé en plusieurs zones sur lesquelles on utilise une forme macroscopique des équations de la mécanique des fluides pour calculer les différentes grandeurs (densité, pression, température, énergie cinétique moyenne et turbulente, etc.).

Ces modèles tiennent compte des variations locales des transferts thermiques avec une résolution cependant assez grossière. Ils permettent une mise en œuvre beaucoup plus simple que les modèles multidimensionnels.

4. les modèles multidimensionnels

On résout alors les équations microscopiques (c'est-à-dire aux dérivées partielles) de la mécanique des fluides et la turbulence, cette résolution est faite à l'aide d'un maillage multidimensionnel et permet de tenir compte des variations quasi continues du flux thermique le long des parois de la chambre de combustion.

Cependant, en raison de la faible épaisseur de la couche limite turbulente dans un moteur (**Iyford** et **PIKE** donnent l'ordre de grandeur du millimètre), il est difficile d'envisager un maillage dans cette zone en raison de la taille des mailles et des temps calcul correspondants.

C'est pourquoi l'on a recourt à des fonctions de parois qui font l'hypothèse d'un profil logarithmique de la vitesse dans la couche limite et l'on déduit la couche limite thermique de la couche limite hydraulique par le nombre de Prandtl (Modèles de **Gosman** et de **Diwakar** par exemple).

L'étude est divisée en quatre chapitres, au chapitre I on présente le moteur et le domaine d'étude des transferts thermiques c'est -à-dire le lieu où évolue le fluide moteur. la présentation porte sur les dimensions, la métallurgie, et la thermique des différentes pièces du domaine.

Au chapitre II, l'étude portera sur les transferts de chaleur dans le moteur et les différents paramètres qui l'influencent.

Introduction

Le chapitre III, portera sur la formulation mathématique du problème de transfert thermique dans le moteur à combustion interne. A la fin de ce chapitre, on présente la comparaison entre l'étude théorique avec quelques résultats expérimentaux.

Le dernier chapitre est une application des transferts thermiques appliqués sur un piston d'un moteur. La résolution du problème fait appel à un calcul des valeurs limites qui seront ensuite injectées dans le code Matlab pour avoir la solution du problème « la conduction dans le piston ».

CHAPITRE I :
Présentation du domaine d'étude

I Présentation du domaine d'étude

I.1 Généralités

Un moteur est une machine qui reçoit de l'énergie sous une forme et la restitue sous une autre forme plus aisément utilisable pour le but recherché.

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.

Si le fluide est inerte et simplement transporteur de calories (cas de la machine à vapeur) le moteur est dit à *combustion externe* ; s'il produit lui-même, en brûlant à l'intérieur d'organes appropriés du moteur, l'énergie nécessaire au fonctionnement, le moteur est dit à *combustion interne*.

I.2 Classification

Beaucoup de moteurs à combustion interne utilisent l'essence comme combustible, celle-ci étant introduite dans les cylindres préalablement mélangée à l'air. Ces moteurs dits moteurs à explosions 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 des Diesel par une pompe d'injection : on les appelle moteurs à injection d'essence.

Lorsque les moteurs sont conçus pour utiliser un combustible lourd (gaz-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 moteurs à combustion par opposition aux moteurs à explosions, ou encore moteurs 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 (moteur à 4 temps, moteurs à 2 temps) suivant que les opérations successives

d'admission, de compression, de combustion et détente, et d'échappement s'effectuent en deux tours ou en un seul tour de l'arbre moteur.

Pour terminer, Il faut citer les moteurs à combustion interne à huile lourde pour lesquels la transformation de l'énergie s'effectue à l'aide d'une turbine (turbo-moteur). Pour ces derniers la combustion s'effectue soit dans une chambre à volume constant alimentée par un compresseur centrifuge, soit dans des chambres de volume variable (générateur à pistons libres).

Ces deux types de « turbines automobiles » ne sont pas encore utilisés sur les voitures de type courant.

Dans la pratique, pour différencier les deux principaux types de moteurs dont l'emploi s'est généralisé, on les désigne sous la dénomination de :

- Moteur à explosion ou moteur à essence (4 ou 2 temps) ;
- Moteur à injection ou à huile lourde ou Diesel.

Les premiers sont encore appelés : moteurs à combustion à volume constant, ou encore moteur à carburation externe.

Les seconds sont parfois appelés : moteurs à combustion à pression constante [3].

I.3 Fonctionnement

I.3.1 Cycle à quatre temps

La grande majorité des moteurs à combustion fonctionne selon le cycle à quatre temps, qui dure deux tours de moteur et dont les phases caractéristiques sont les suivantes (figure (1.1)).

□ 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 à pollution zéro.

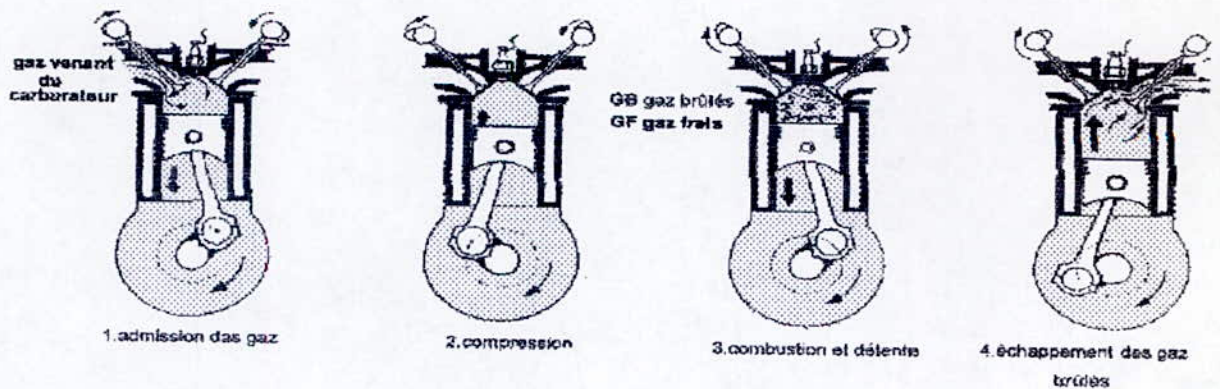
Un calage d'admission bien adapté peut entraîner une légère suralimentation du moteur en un point de régime tandis que l'accroissement du nombre de soupapes par cylindre améliore le remplissage à tout régime. La suralimentation par compresseur permet des accroissements plus substantiels du remplissage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

□ 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 atteindrait à pleine ouverture 10 à 20 bars 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.



Figure(1.1) : cycle à quatre temps

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 bars à pleine charge. Les gaz sont à ce moment très chauds (2 000 à 3 000 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).

□ Temps 4. Échappement

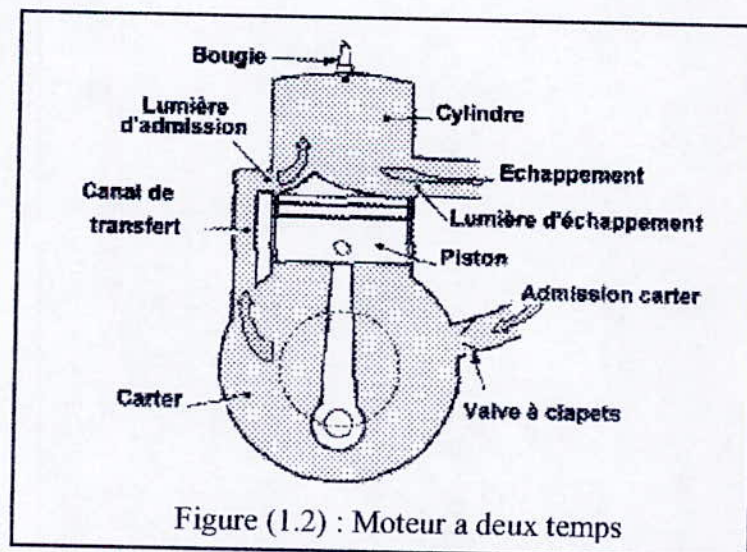
La soupape d'échappement s'ouvre lorsque le piston atteint le PMB, les gaz de combustion s'évacuent, au début sous l'effet de leur propre pression, puis sous la poussée du piston qui remonte. Pour tenir compte des inerties des gaz, l'échappement peut s'ouvrir quelque peu avant le PMB (AOE = avance ouverture 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**. Il est d'autant plus important que le moteur doit être performant à haut régime.

I.3.2 Cycle à deux temps

Le cycle 2 temps ne dure qu'un tour moteur et ses phases de fonctionnement se distinguent par la présence ou non d'échanges gazeux avec l'extérieur.

□ Temps 1. Échappement-admission

C'est la phase clé pour un moteur 2 temps ; les ouvertures d'admission et d'échappement restent simultanément ouvertes pendant la plus grande partie de cette période qui voit le piston descendre du PMH vers le PMB, ce qui implique que l'admission des gaz frais et l'expulsion des gaz brûlés s'effectuent en même temps : c'est la phase dite de **balayage**. Les gaz de combustion s'échappent sous leur propre pression et les gaz d'alimentation doivent être comprimés pour pouvoir pénétrer dans le cylindre. Cette légère compression, quelques dizaines de millibars, peut être obtenue soit en profitant de la course vers le bas du piston et en comprimant les gaz dans le carter (admission par le carter (figure (1.2)), soit en utilisant un compresseur. L'alimentation en carburant peut s'effectuer en amont du cylindre, par carburation ou injection, pour permettre au mélange de se réaliser au préalable avec cependant le risque qu'une partie soit court-circuitée à l'échappement.



Cet inconvénient peut être évité par une injection directe dans le cylindre pendant la compression, solution plus coûteuse mais qui place alors le moteur à deux temps au même niveau que celui à quatre temps pour les consommations et la pollution.

La phase de balayage caractérise le moteur deux temps dont elle détermine le bon fonctionnement ; elle en a fait le succès par la simplicité de construction qu'elle permet, mais aussi la mauvaise réputation sur les plans rendement et pollution par les pertes à l'échappement qui en ont été longtemps la conséquence.

□ **Temps 2. Compression-allumage-détente**

Les ouvertures d'admission et d'échappement sont fermées ; si l'alimentation n'est pas effectuée en amont du cylindre, le carburant peut être alors injecté lorsque le piston remonte. La fin de compression et de combustion se déroulent d'une manière identique à celle du moteur à quatre temps. Le travail est récupéré pendant la détente qui se termine dès l'ouverture de l'échappement. Souvent, pour un moteur 2 temps, le taux de compression est évalué en partant d'une cylindrée comprise entre le PMH et l'ouverture de l'échappement : c'est donc un taux de détente [4].

I.4 Domaine d'étude

pour un moteur donné dont les parois en contact avec les gaz sont décomposées en zones offrant chacune une surface d'échange S ;

- ❖ Zone I : collecteur d'admission,
- ❖ Zone II : collecteur d'échappement,
- ❖ Zone III : Fonds de culasse et soupapes,
- ❖ Zone IV : Plats des pistons,
- ❖ Zone V : Chemises.

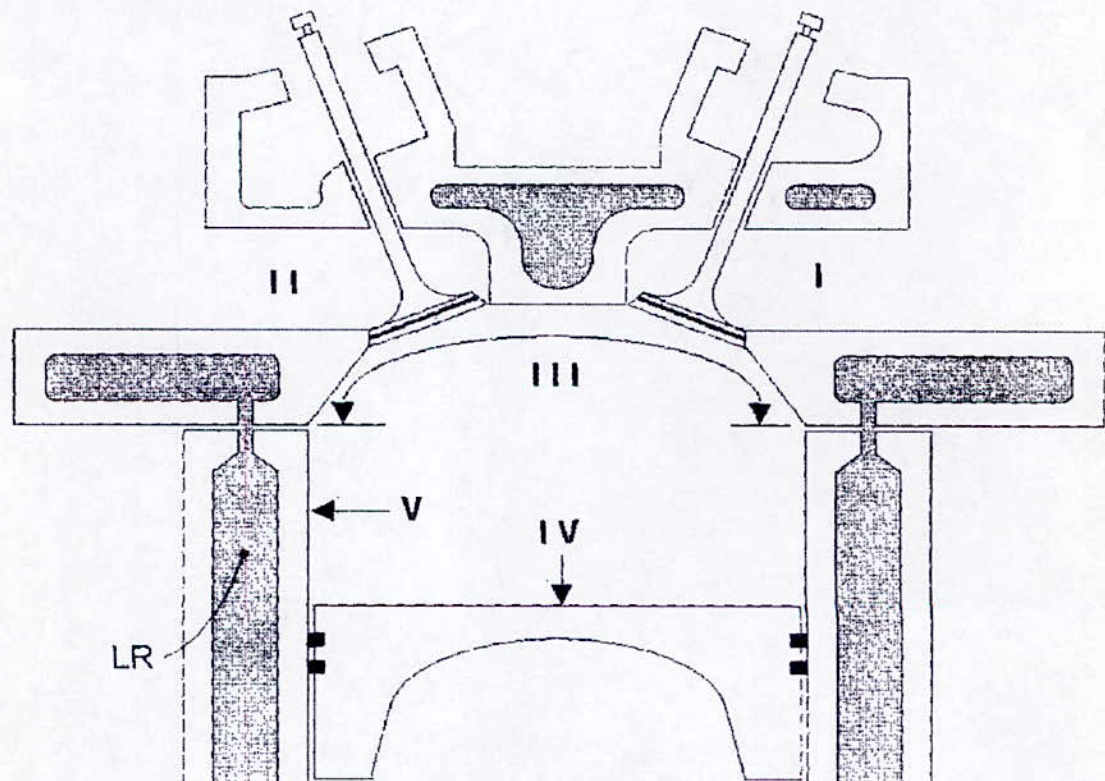


figure (1.3) : zones d'échange gaz-parois internes [5].

I.5 Description des organes du domaine d'étude

on distingue deux types d'organes :

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

I.5.1 Les organes fixes

I.5.1.1 Les collecteurs ou tuyauteries

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 [3].

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 [3].

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 [3].

Caractéristiques 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 50 m/s .
- Elle doit permettre une alimentation égale, qualitative et quantitative, de tous les cylindres.
- Elles ne doit pas favoriser les condensations d'essence, pour cela, il faut que la largeur exposée à l'air soit aussi faible que possible et que le rayonnement soit minimum.

- Elle doit être aussi simple que possible en raison des obstacles à la circulation que constituent les coudes.

Le diamètre généralement adopté est de 35 à 40 % de l'alésage. La forme des tubulures d'admission dépend essentiellement :

- ✓ du mode d'alimentation,
- ✓ de la forme et usinage des cylindres [3].

1.5.1.2 Tuyauterie d'échappement

Les conditions auxquelles doivent satisfaire les collecteurs et tuyauteries 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 [3].

1. Métallurgie des collecteurs

Les collecteurs d'échappement, sont généralement en fonte comme ceux d'admission [6].

2. 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 [6].

I.5.1.3 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 [3].

1) Métallurgie de la culasse

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.

Tableau (1.1) : Métallurgie de culasse [3].

moteur	matériau
Moteur à injection directe	Fonte-acier soudé
Moteur à préchambre et motocyclette	Aluminium

2) Thermique de la culasse

La culasse, en contact intime et prolongé avec les gaz de combustion, est la pièce de l'ossature du moteur qui évacue la plus grande densité de flux thermique; elle risque donc d'être soumise à d'importantes déformations thermiques [6].

L'intérêt qui s'attache à ce que les températures de culasse soient aussi faibles et homogènes que possible se conjugue parfaitement au souci d'une température d'air admis au cylindre aussi basse que possible tant pour le rendement volumétrique de la cylindrée que pour la température du cycle .

Si l'admission de l'air frais produit un refroidissement des soupapes et des chapelles d'admission, par contre les soupapes d'échappement, et les pièces environnantes sont à une température particulièrement élevée du fait que :

- L'influx thermique s'y opère, avec un coefficient de transfert thermique élevé (du fait de la pression et de la turbulence des gaz).
 - Par les surfaces de tête de soupape et de fond de culasse en contact avec les gaz durant les temps « moteurs » et « échappement ».
 - Par les surfaces des chapelles et conduits d'échappement durant le temps « échappement ».

- L'évacuation de l'énergie calorifique emmagasinée dans les soupapes ne s'opère que par les surfaces :
 - Entre tête et siège de soupape,
 - Entre tige et guide de soupape [6] .

1.5.2 Les organes mobiles

1.5.2.1 Les soupapes

Les caractéristiques mécaniques les plus importantes des aciers pour soupapes sont :

- la résistance mécanique à chaud caractérisant la non rupture en service.
- La résistance sous charge prolongée à chaud caractérisant la non déformation en service.
- La dureté à la température de régime caractérisant l'allongement maximal sous déformation permanente.

Par surcroît, le matériau utilisé doit posséder un bon coefficient de conductibilité calorifique.

Toutes les soupapes peuvent résister jusqu' à 600°C.

a) Soupape d'admission

Elle est généralement fabriquée en un seul métal, de l'acier au chrome silicium.

Le chrome rend l'acier dur et résistant à l'usure et lui permet d'atteindre un point de fusion de 1890° C [6].

b) Soupape d'échappement

La soupape d'échappement est particulièrement sollicitée du point de vue thermique. Elle est fabriquée généralement en bimétal, afin que la tête et la queue répondent mieux aux exigences variées. Les aciers pour soupape d'échappement doivent posséder une bonne conductibilité thermique et résister à la chaleur, ainsi qu'à la corrosion , Ils obtiennent ces qualités par addition de Cr, Si, Ni, W.

Pour la partie inférieure de la queue et la tête de la soupape, très exposées à la chaleur, on emploie un acier au chrome manganèse particulièrement résistant à la chaleur, à la corrosion et à l'oxydation à chaud.

La partie supérieure de la queue est fabriquée en acier au chrome silicium. Les deux parties sont soudées ensemble par friction .

Les portées des soupapes d'échappement sont souvent recouvertes de métal dur tel le chrome, le cobalt ou le tungstène, (le tungstène atteint son point de fusion à 3370°C), pour réduire l'usure et éviter la déformation de la portée de soupape.

Ces combinaisons de matériaux sont indispensables pour les soupapes très sollicitées, car les aciers au chrome-manganèse particulièrement résistants à la chaleur présentent des propriétés de glissement moins bonnes avec tendance au grippage dans le guide de soupape.

Elles présentent de plus une conductivité thermique moins élevée que les aciers de la partie supérieure de la queue.

Pour favoriser la dissipation de la chaleur, deux solutions interviennent :

- Soit qu'on fabrique des soupapes d'échappement creuses, elles sont remplies à 60% de sodium. Le sodium présente une bonne conductibilité de la chaleur; grâce au mouvement de va et vient du sodium liquide, la chaleur est plus rapidement évacuée de la tête de la soupape, dont la température est réduite d'environ 100°C.
- Soit qu'on choisit un matériau isolant thermique tel que la céramique et on la place au niveau de la surface plate de la soupape.

Dimensions des soupapes

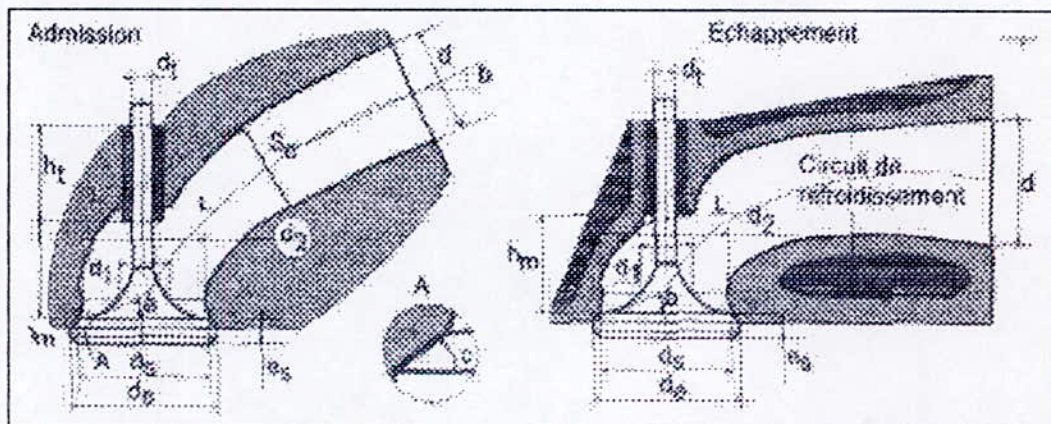


Figure (1.4) : dimensions des soupapes d'admission et d'échappement [7].

Tableau (1.2) : Dimensions des soupapes. Fraction du diamètre de la soupape d_s [7].

Dimension	Admission	Echappement
h_t	compris entre 0,88 et 0,93	0,95
h_m	1	compris entre 0,9 et 1
d_c ($c = 30^\circ$)	compris entre 1,10 et 1,12	compris entre 1,1 et 1,11
d_c ($c = 45^\circ$)	compris entre 1,09 et 1,10	
e_s	compris entre 0,075 et 0,085	compris entre 0,095 et 0,105
d_t	compris entre 0,2 et 0,22	compris entre 0,23 et 0,25
d	compris entre d_s et $d_s + 0,24.L$	compris entre d_s et $d_s + 0,24.L$
d_1	0,25	0,35

d_s	compris entre 0,88 et 0,93	compris entre 0,9 et 1
angle a	15°	
angle b	compris entre 30° et 40°	
Section	$S_c \geq \pi d_s^2 / 4$	

I.5.2.1 Le piston

a) Caractéristiques et métallurgie du piston

Le piston est l'organe mobile qui constitue l'une des parois de la chambre de combustion. Il est animé d'un mouvement alternatif et rectiligne dans le cylindre.[3]

Ce piston doit assumer de multiples fonctions tout en souscrivant à des impératifs particulièrement discordants, à savoir :

- Recevoir et transmettre les successions d'efforts intenses nés de pressions de combustion élevées et brutales sans subir des déformations d'ensemble, Cette situation motive le choix d'un matériau qui possède un module d'élasticité élevé.
- Diffuser les importants flux thermiques qui, transférés par des gaz sous pressions relevées et turbulents, sont entrés par la tête du piston, cette situation motive le choix d'un matériau à diffusivité élevée. On a pour :
 - l'aluminium $\delta = 0.85$
 - l'acier $\delta = 0.12$.
- Assurer l'étanchéité aux gaz de combustion tout en contrôlant l'accès de l'huile à la chambre de combustion.

Cette situation incite à choisir des matériaux à faible coefficient de dilatation thermique

- $\alpha_{acier} = 11$
 - $\alpha_{fonte} = 10$
 - $\alpha_{aluminium} = 22.10^{-6}$
- Etre aussi léger que possible, surtout dans le cas des quatre temps rapides afin de limiter les efforts d'origine dynamique due à l'inertie [6].

b) Dimensions du piston

Cotation

Les formes du piston sont définies dans le tableau (1.3) et la figure (1.5).

Tableau (1.3) : Dimensions du piston par rapport à son diamètre D.[7].

Moteur	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

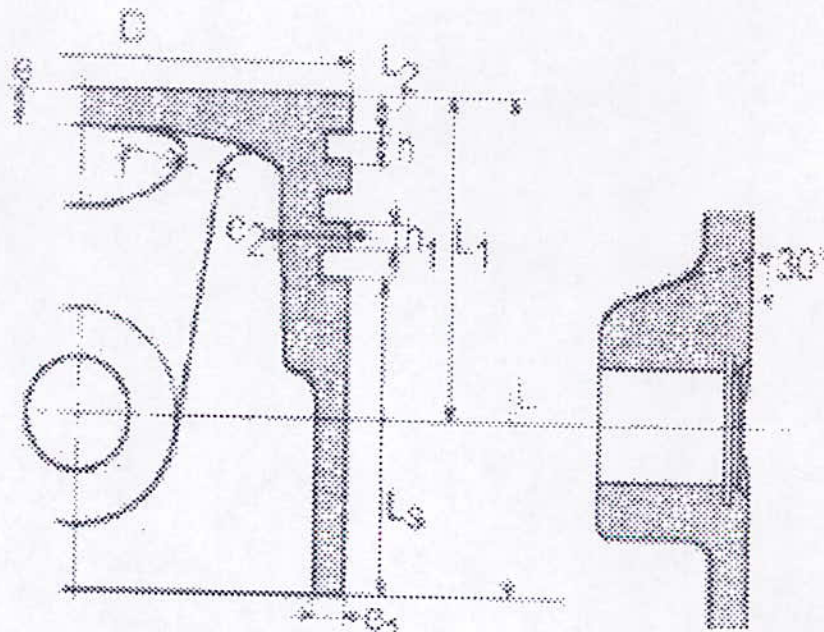


Figure (1.5) : Dimensions du piston pour moteur à allumage commandé ou moteur DIESEL [7].

c) 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.

CHAPITRE II :
Transferts thermiques dans les moteurs

II Transfert dans les moteurs

II.1 Généralités sur 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 types de transfert de chaleur:

➤ la conduction

La conduction est la propagation de la chaleur de molécules à molécules (ou d'atomes à atomes ou d'ions à ions) dans un corps ou dans plusieurs corps contigus sans qu'il y ait mouvement de ce milieu. ce mode d'échange tend à une distribution homogène, au sein du milieu [9].

➤ 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 du fluide et du mouvement du 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 sein du fluide [10].

➤ 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.

Dans la pratique, les trois modes de transfert coexistent mais souvent l'un d'entre eux est généralement prépondérant ce qui conduit à des hypothèses simplificatrices [9].

II.2 Concepts fondamentaux

champ de température

On peut définir en chaque point M d'un corps solide, liquide ou gazeux, une température, fonction scalaire des coordonnées du point et du temps : $T(M,t)$.

lorsque la température dépend du temps, on dit que le *régime thermique est variable*.

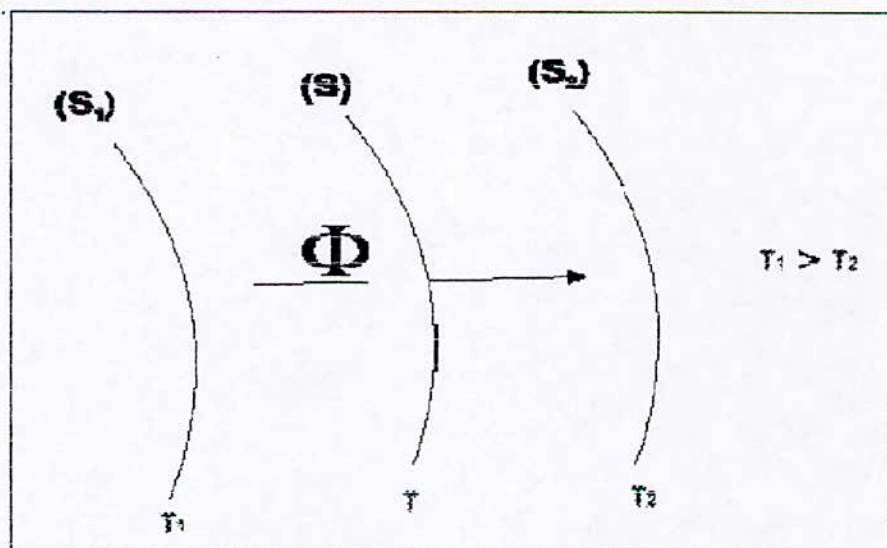
Dans le cas contraire, on dit qu'il est *permanent* [9].

surfaces isothermes

Le lieu des points ayant à chaque instant la même température est appelé *surface isotherme*. En régime variable, les surfaces isothermes sont mobiles et déformables et invariantes en régime permanent [9].

Flux thermique

Pour tous les modes de transfert thermique on définit le flux thermique ou la puissance thermique Φ (W) comme la quantité de chaleur Q (J) traversant une surface isotherme S (m^2) pendant le temps t (s).



Le flux thermique s'exprime aussi fréquemment dans l'industrie en kJ/h. En thermique le flux est toujours pris positif [9].

On a :

$$\phi = \frac{dQ}{dt}$$

Il est possible d'exprimer le flux de chaleur à l'aide de la notion de résistance thermique.

Densité de flux thermique

On définit la densité de flux thermique φ comme étant la puissance échangée par une surface unité .

$$\varphi = \frac{\phi}{S} = \frac{dQ}{S \cdot dt}$$

Résistance thermique

Par analogie électrique on définit les résistances thermiques comme suit :

$$R_g = \frac{1}{h_g A}$$

$$R_p = \frac{x}{KA}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A}$$

En général : $R_g \gg R_p \gg R_e$ avec les indices g : gaz, p : paroi, e : eau

II.3 Origine de la chaleur interne

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

- la combustion,
- les frottements.

II.3.1 combustion

la première est, et de très loin, la plus importante des deux. Elle se dégage, en un temps très court, à un instant donné du cycle.

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

- de la température de l'air admis au cylindre
- de la quantité de combustible brûlée par gramme d'air.

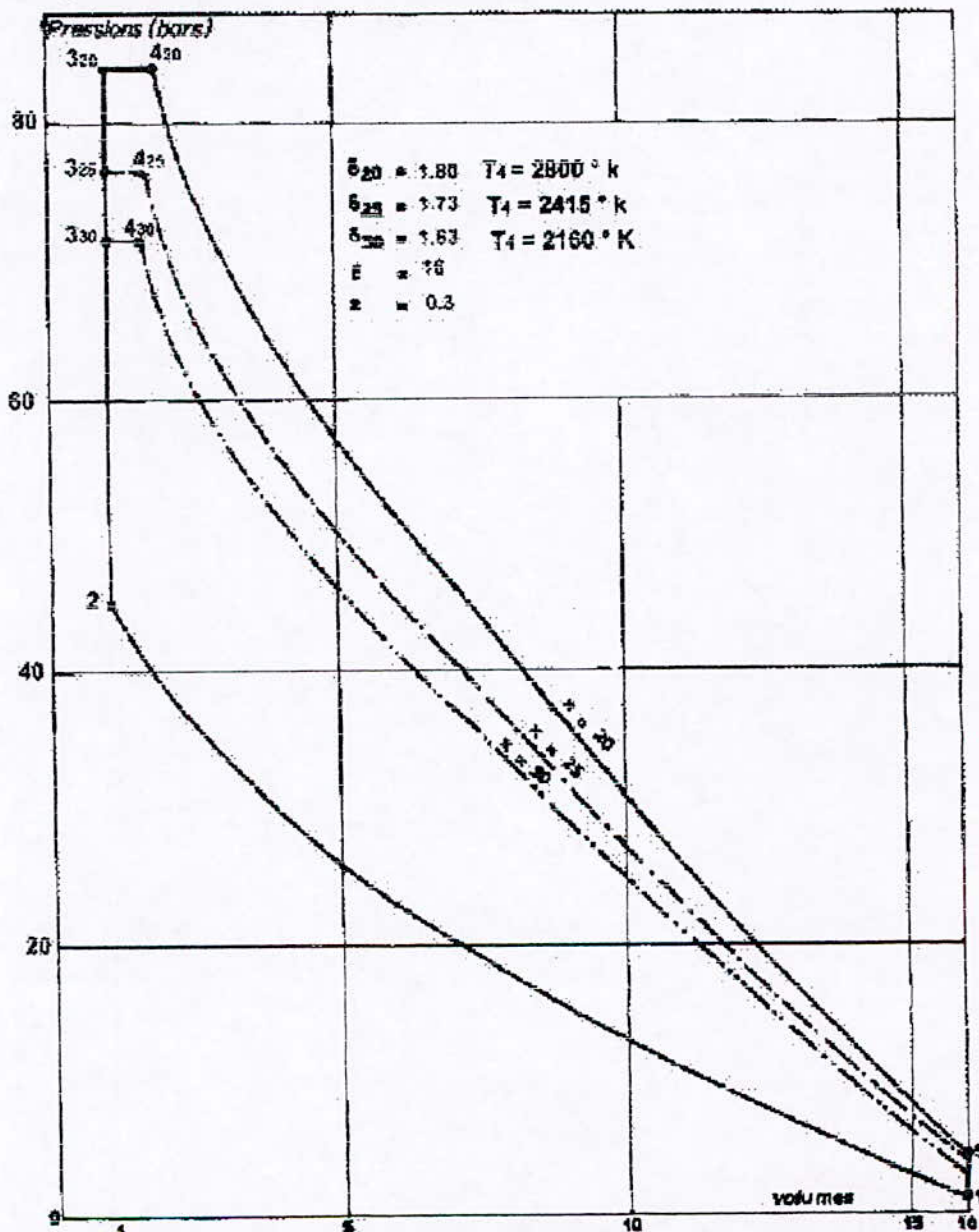


Figure (2.1) : Evolution du diagramme théorique en fonction de la richesse de l'air [11].

Le **flux thermique** traversant l'unité de surface de paroi par unité de temps est proportionnel à :

- a) la différence de température existant entre les gaz chauds et la fraction de surface considérée ;
- b) la valeur du coefficient de transfert thermique , cette valeur croît :
 - avec la vitesse de déplacement des gaz, donc avec la turbulence des gaz et avec la vitesse de rotation du moteur.
 - Avec la pression de ces gaz, donc avec le couple moteur. Eichelberg [6] a proposé la relation du coefficient de transfert $h = 2,1 \cdot \sqrt[3]{U_g} \cdot \sqrt{P_g T_g}$, U_g, P_g, T_g étant la vitesse, la pression et la température absolue des gaz. Il a ainsi déterminé, pour un diesel lent (211 tr/mn) fonctionnant à une p.m.e de 7 bars, le coefficient h (kcal /m². h.°C) qui de 80 en fin d'aspiration, de 230 durant la compression, de 550 durant la détente et de 113 durant l'échappement, le coefficient moyen au cours du cycle étant de 243 ;
 - Avec la propriété de la surface.

Le flux thermique global varie avec le type de chambre de combustion .

La **température** de la face interne d'une paroi extérieurement refroidie est fonction :

- du flux thermique ci-dessus
- de la température du fluide réfrigérant
- du coefficient de transfert thermique entre fluide réfrigérant et paroi externe (vitesse et pression du fluide, nature du fluide, propreté de la paroi : tartre, glycol, etc.).

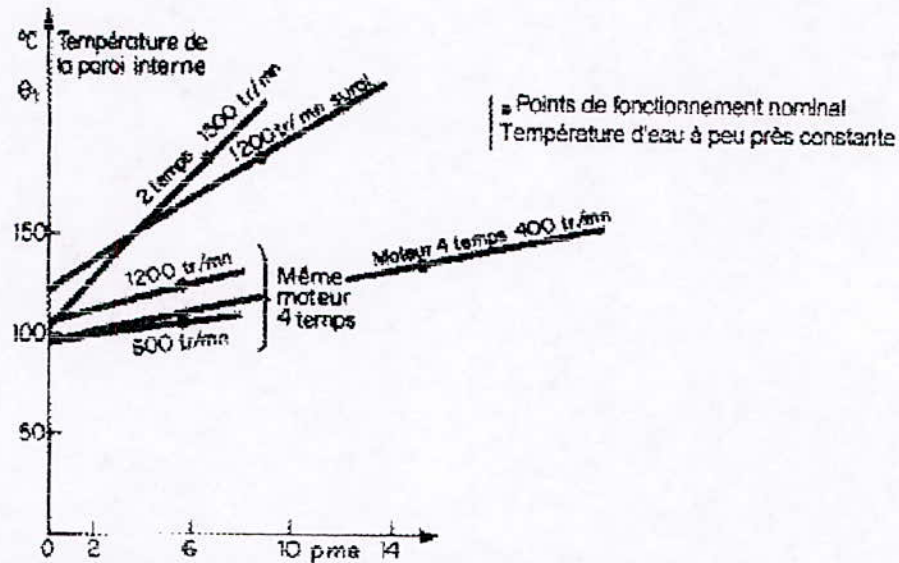


Figure (2.2) : Influence des conditions de fonctionnement [11].

La conductibilité thermique du matériau constituant la structure fixe l'écart entre les températures des faces chaude et froide, conjointement avec l'épaisseur de cette structure .

Quelle que soit l'importance fonctionnelle des impératifs fixant les valeurs des températures des parois limites des structures, il faut, avant tout, bien se convaincre que ces structures sont l'objet de flux thermique et que, en conséquence, toute réduction de leur conductibilité thermique se traduit par un accroissement tant de l'écart des températures que des déformations et contraintes thermiques, ces dernières valeurs étant elles-mêmes fonction de la dilatation linéaire α et du module d'élasticité du matériau [11].

II.3.2 Frottements

L'énergie calorifique engendrée par le déplacement du piston dans la chemise est presque entièrement évacuée par la chemise.

L'énergie calorifique née au sein des assemblages tournants est évacuée presque intégralement dans l'huile retournant au carter. Cette huile doit être refroidie puisqu'il faut limiter la température de l'huile entrant dans les assemblages à une valeur telle que la viscosité de l'huile soit suffisamment élevée pour assurer une épaisseur du film d'huile capable de toujours faire face aux aberrations géométriques de l'assemblage.

II.4 Répartition des flux thermiques évacués par les parois

La température des gaz de combustion est, au premier chef, fonction de la masse d'air utilisée pour brûler un gramme de combustible.

L'énergie thermique dégagée par unité de volume de chambre est fonction du couple demandé au moteur.

La culasse est l'organe qui évacue le plus grand flux thermique par unité de surface et par unité de temps ; la soupape d'échappement est la pièce de moteur qui est la plus thermiquement chargée.

Le piston est également thermiquement très chargé; le choix d'un matériau, l'aluminium, ayant un coefficient de conductivité thermique très élevé, limite les températures maximales à une valeur admissible tant que la densité de flux thermique n'est pas trop élevée. Au-delà d'un certain niveau, un refroidissement forcé par circulation interne d'huile s'impose; lorsque le refroidissement forcé est mis en œuvre, l'aluminium perd de son intérêt.

Les hauts de chemise sont thermiquement très chargés ; les bas le sont peu car ils ne sont soumis qu'à des gaz détendus à faible vitesse et ayant déjà perdu un certain taux d'énergie

calorifique prélevé par les parois. Ce taux d'énergie prélevé aux gaz en cours de détente est fonction du rapport entre la surface des parois du cylindre moteur et la masse de gaz chauds contenus dans ce cylindre. Ce rapport, proportionnel à $\frac{D^2}{D^3}$, étant d'autant plus faible que l'alésage est plus grand, la température moyenne des gaz en cours de détente croît donc avec l'alésage. En conséquences, les températures moyennes des structures des moteurs géométriquement semblables pourvus de circuits de refroidissement homologues croissent donc avec l'alésage. Les soupapes d'échappement sont particulièrement sensibles à cet effet d'échelle.

Lorsque l'alésage croît, il faut abaisser la température des gaz d'échappement (limiter le couple, augmenter le balayage). Le cas des soupapes d'échappement est d'ailleurs particulier du fait de la précarité de leur refroidissement ; la conductibilité du matériau intervient peu sur la température ; ce qui importe c'est la résistance à chaud de ce matériau.

A quantité globale d'énergie calorifique évacuée, la distribution de la chaleur traversant les structures varie avec le rapport $\frac{\text{course}}{\text{alésage}}$; lorsque ce rapport diminue, on constate –ce qui est logique– que les quantités d'énergie évacuées par le piston et la culasse croissent, tandis que celle évacuée par la chemise diminuent. Il faut donc particulièrement soigner le refroidissement des pistons et culasses des moteurs hypercarrés.

Bien que le refroidissement interne du piston ne modifie que peu, en fait, la température de la surface de la tête de piston, il n'en reste pas moins que, à énergie globale constante évacuée par refroidissement, la quantité évacuée par le piston augmente, provoquant une élévation de la température de l'huile. Tout refroidissement de piston doit entraîner un accroissement de la capacité de réfrigérant d'huile si l'on ne veut courir des risques de difficultés dans les coussinets. Ceci est parfois perdu de vue [11].

II.5 Bilan énergétique

Le **bilan énergétique** d'un moteur met en évidence des transferts thermiques dans le liquide de refroidissement et l'huile de graissage. [5]

La quantité d'énergie introduite dans le moteur sous forme de carburant peut être évaluée en multipliant la masse de carburant consommé par son P_{CI} . Cette énergie se transforme au cours d'un cycle moteur pour une part en travail, pour une autre en chaleur transmise au milieu extérieur à travers les parois et enfin en enthalpie évacuée avec les gaz d'échappement. La répartition dépend des conditions de fonctionnement et toute action sur l'un des postes a une incidence sur les deux autres. Ainsi la suppression des transferts thermiques se traduirait, certes, par un accroissement du travail sur l'arbre, mais surtout par une augmentation de l'énergie d'échappement [4].

II.5.1 Bilan thermodynamique

Le **bilan thermodynamique** (figure (2.3)) d'un moteur ne fait apparaître que les trois partitions : le travail indiqué, l'enthalpie échappement et la chaleur transférée aux parois [4].

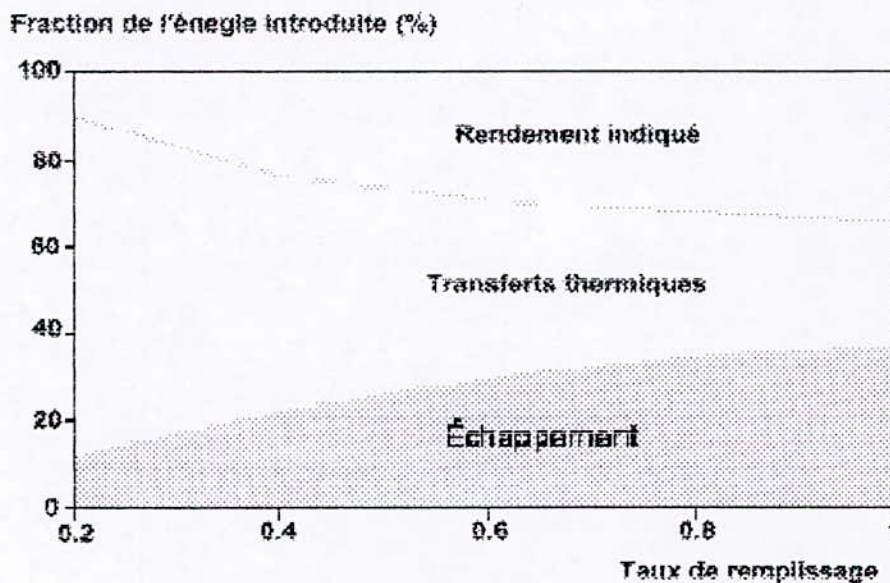


Figure (2.3) : Bilan thermodynamique d'un moteur en fonction de la charge (iso vitesse)

II.5.2 Bilan thermique

Le bilan thermique complet (figures (2.4) et (2.5)) met en évidence les pertes qui interviennent entre la transformation du carburant et le travail recueilli sur l'arbre, c'est-à-dire les pertes dues aux imbrûlés du carburant, au pompage et aux frottements [4].

L'exploitation du cycle thermodynamique théorique ne présente qu'un intérêt pratique limité car, en particulier, les transferts aux parois n'y sont pas pris en compte. On peut cependant en déduire un résultat utile en appliquant le premier principe de la thermodynamique.

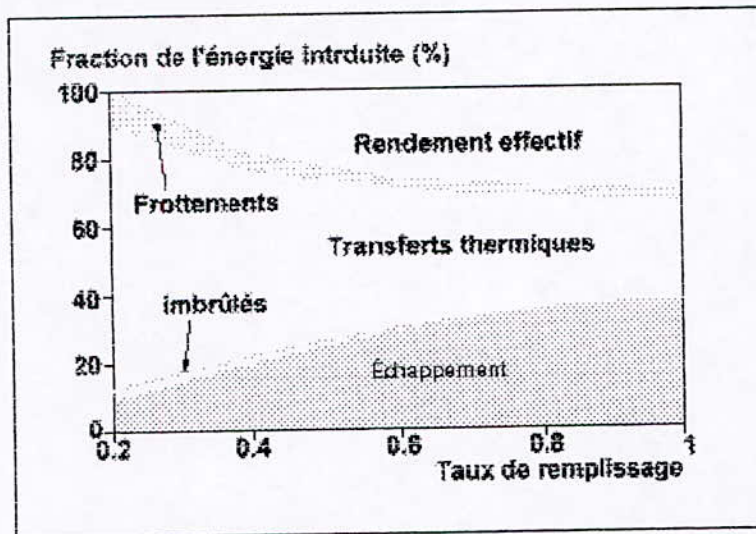


Figure (2.4) : Bilan thermique complet d'un moteur en fonction de la charge

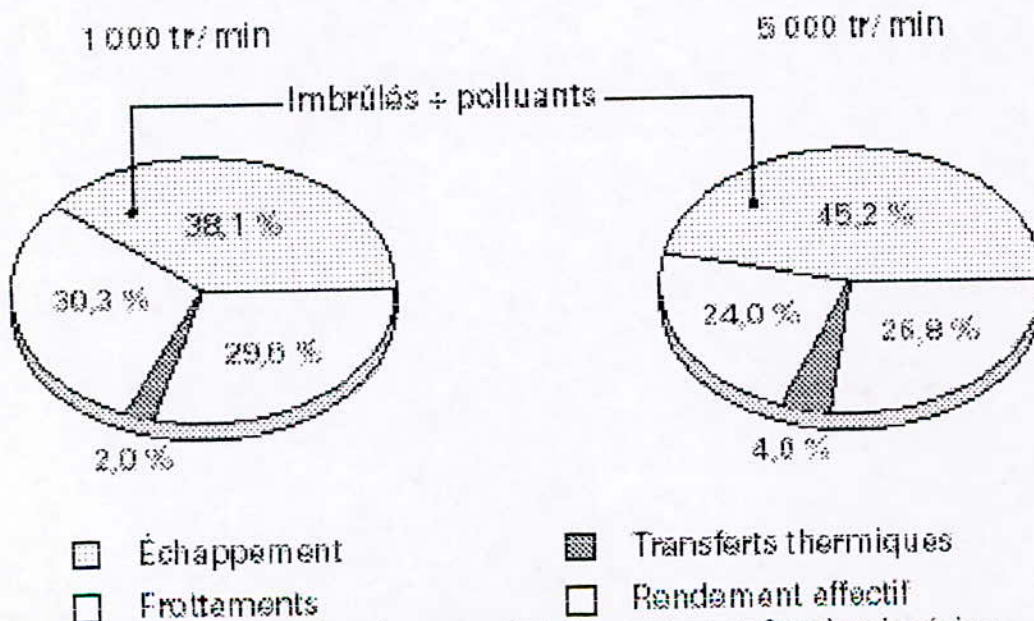


Figure (2.5) : Bilan thermique complet d'un moteur en fonction du régime

II.6 Répartition des modes de transfert de chaleur au cours d'un cycle

Tableau (2.1) : Transfert de chaleur entre le gaz et la paroi du cylindre au cours d'un cycle [7].

	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 (2.2) : Répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle [7].

	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.7 Définition du système thermodynamique

On choisit un seul système thermodynamique pour représenter les gaz dans le cylindre à chaque instant du cycle. Le système est limité par les frontières géométriques fixes et mobiles de la chambre de combustion, et les sections de passage aux soupapes lors des phases de respiration, voir figure (2.6).

Pour le système considéré, on pose les hypothèses suivantes [12,13]:

- Il est en équilibre thermodynamique, en chaque point du système, les grandeurs thermodynamiques sont identiques ;
- Il se comporte comme un gaz parfait ;
- Il est composé d'un mélange homogène d'air et de produits de combustion ;
- Il peut échanger de la masse et de la chaleur au travers de ses frontières .

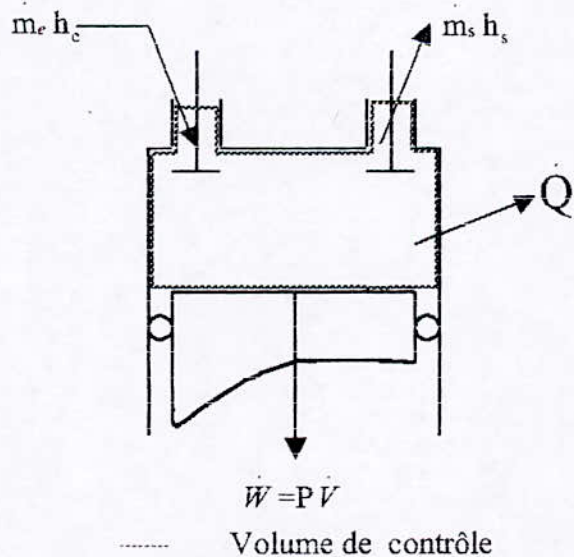


Figure (2.6) : Représentation du volume de contrôle.

1. Equation de continuité

$$\left(\frac{dm}{dt} \right)_{vc} = m_e - m_s \quad (2.1)$$

Pour un moteur à allumage commandé :

$$m_e = m_a + m_c$$

Pour un moteur à allumage par compression :

$$m_e = m_a$$

2. Conservation de l'énergie

Pour un moteur quatre temps, le choix des hypothèses permet d'écrire l'équation de la conservation de l'énergie du système (le premier principe de la thermodynamique pour un système ouvert) pendant un instant dt [12,13].

$$d(Mu) = -pdV + \sum_i \dot{Q}_i dt + \sum_j h_j m_j dt \quad (2.2)$$

Sous forme différentielle, on peut écrire qu'à chaque instant t :

$$\overline{Mu} = \frac{d(Mu)}{dt} = -p\dot{V} + \sum_i \dot{Q}_i + \sum_j h_j m_j \dot{m}_j \quad (2.3)$$

L'équation (2.2) exprime que le taux de variation dans le temps de l'énergie interne totale du système est égal au débit d'énergie du système échangé avec l'extérieur sous forme de

➤ Travail mécanique \dot{W} , la pression P est uniforme donc : $\dot{W} = -p\dot{V}$;

➤ De flux de chaleur échangé à travers les parois $\sum_i \dot{Q}_i$;

➤ Sous forme d'enthalpie : $\sum_j h_j m_j$.

Dans notre travail on s'intéresse au terme $\sum_i Q_i$. Avant d'exposer les différents termes, on calcule d'abord les différentes masses qui interviennent dans l'équation de continuité.

II.8 Détermination des transferts de masse

Les transferts de masse entre le système et l'extérieur concernent :

- Les débits masse de gaz aux soupapes d'admission et d'échappement ;
- Le débit masse de combustible à l'injecteur, qui est analysé au paragraphe traitant la combustion.

Pour le calcul des débits masse aux soupapes, on applique les formules d'écoulement des fluides compressibles dans une tuyère en régime permanent.

II.8.1 L'écoulement dans une tuyère

La figure (2.7) représente un canal convergent qu'on désigne sous l'appellation de tuyère simple [11].

Hypothèses :

- Canal fixe $\partial W = 0$;
- Canal adiabatique $\partial Q = 0$;
- Ecoulement sans dissipation $\partial f = 0$.
- Ecoulement unidimensionnel ;
- Le gaz est supposé parfait.

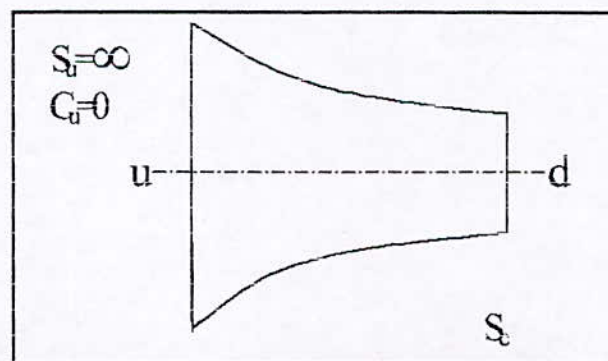


Figure (2.7) : Tuyère.

P_u " upstream pressure "

P_d "downstream pressure"

L'écoulement étant dans un canal fixe et adiabatique, l'enthalpie totale se conserve entre le point u à l'amont de la restriction et un point de la tuyère. La loi de Saint-Venant nous permet

d'écrire.
$$h_i = h + \frac{c^2}{2} \Rightarrow \frac{c^2}{2} = h_u - h = c_p (T_u - T).$$

$$\frac{C^2}{2} = C_p T_u \left(1 - \frac{T}{T_u}\right)$$

La transformation thermodynamique que subit le gaz étant isentropique :

$$P_u V_u^\gamma = P V^\gamma \Rightarrow \frac{T}{T_u} = \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

L'expression de la vitesse dans une section quelconque est donnée par formule suivante :

$$C = \sqrt{2C_p T_u \left[1 - \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}.$$

L'expression du débit masse à travers la tuyère est :

$$\dot{m} = \rho S C = \frac{S C}{V} = \frac{S}{V} \sqrt{2C_p T_u \left[1 - \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} = C^{te}$$

En tenant compte de l'équation des gaz parfaits $PV = RT$

et de la relation
$$C_p = \frac{R\gamma}{\gamma-1},$$

Sachant d'autre part que : $V = V_u \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ on aura :

$$m = \frac{S^2}{V_u^2} \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} 2C_p T_u \left[1 - \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right].$$

Finalement :

$$m = SP \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_u} \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{P}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]} = C^{te}.$$

$$m = S_c P_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)rT_u} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

La pression $P_L = P_u \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ est la pression critique, dite de laval.

Nous distinguons trois régimes d'écoulement :

Régime subsonique $P_d > P_L$

$$m = S_c P_u \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)rT_u} \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{\gamma}} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right]}$$

avec : S_c -section au sol.

Régime sonique adapté et non-adapté, $P_c = PL = P_u \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$, l'expression du débit

sonique (débit maximal) est :

$$m_L = S_c P_u \left(\frac{1}{\gamma+1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma+1)RT_u}}$$

II.8.2 Application à la détermination des débits masse aux soupapes

Les débits masse sont de nature dynamique et l'analyse du phénomène réel est assez complexe. Cependant il a été montré que l'hypothèse de quasi-stationnarité est acceptable, c'est à dire que les formules classiques d'écoulement des fluides compressibles en régime permanent dans une tuyère peuvent être appliquées.

Hypothèses de calcul

- Les écoulements sont unidimensionnels ;
- Les échanges de chaleur aux conduits sont négligés ;
- L'écoulement est isentropique dans les conduits ;
- Les conditions dans le collecteur d'admission sont constantes (P_0, T_0, R_0) ;
- Les conditions dans le collecteur d'échappement sont constantes (P_f, T_f, R_f) ;
- L'énergie cinétique débitée à l'orifice d'admission est totalement dissipée dans le cylindre ;
- L'énergie cinétique débitée à l'orifice d'échappement est totalement dissipée dans le collecteur d'échappement ;
- Les vitesses des gaz aux collecteurs d'admission et d'échappement sont nulles .

a. débit masse d'admission

L'expression du débit masse à la soupape d'admission est donnée par :

$$\dot{m}_{ad} = A_{ad} C_{ad} P_0 \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)R_0 T_0} \left[\pi^{\frac{2}{\gamma}} - \pi^{\frac{1}{1+\gamma}} \right]} \quad (2.4)$$

avec :

P_0, T_0, R_0 : paramètres d'état du fluide au collecteur d'admission,

P : pression dans le cylindre,

γ : rapport des chaleurs spécifique des gaz dans le réservoir d'admission,

A_{ad} : aire de la restriction d'admission, fonction du temps (loi de levée de soupape),

C_{ad} : coefficient de restriction.

Aux conditions subsoniques : $\pi = \frac{P}{P_0}$.

Dès que le rapport des pressions permet l'écoulement sonique, π est égal à sa valeur critique :

$$\pi_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}.$$

b. débit masse d'échappement

Le débit masse à la soupape d'échappement est donnée par la formule suivante :

$$m_{ech} = A_{ech} C_{ech} P \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT} [\pi^{\frac{2}{\gamma}} - \pi^{1+\frac{1}{\gamma}}]} \quad (2.5)$$

P_f, T_f, R_f : paramètre d'état du fluide au collecteur d'échappement,

γ : rapport des chaleurs spécifiques des gaz dans le réservoir d'échappement,

A_{ech} : aire de la restriction d'échappement, fonction du temps (loi de levée de soupape),

C_{ech} : coefficient de restriction.

Aux conditions subsoniques : $\pi = \frac{P_f}{P}$.

Dès que le rapport des pressions permet l'écoulement sonique, π est égal à sa valeur critique :

$$\pi_{cr} = \left(\frac{2}{\gamma + 1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}.$$

Le calcul des débits masse implique la définition des sections d'ouverture des soupapes

A_{ad}, A_{ech} , données par les lois de levée de soupapes, et des coefficients de restriction

C_{ad}, C_{ech} .

II.9 Quantité de chaleur dégagée par la combustion

L'origine de la chaleur interne dans les moteurs, en négligeant la chaleur due au frottement entre le piston et le cylindre, est la combustion.

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 [8] :

$$Q = \frac{M_c P_c \xi \chi}{M_a + M_b + M_c} \quad (2.6)$$

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,
- de la mise en mouvement de 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.

Tableau (2.3) : moteur Diesel : chambre et mode de formation du mélange, valeur de Θ_f , ξ et j [8].

Chambre et mode de formation du mélange	Θ_f	ξ	j
Tourbillon crée artificiellement pendant la combustion	60 - 75	0.75 - 0.88	0.35 - 0.5
Injection directe	50 - 75	0.75 - 0.85	0.4 - 1
Chambre à tourbillon	60 - 100	0.65 - 0.75	0.4 - 0.6
préchambre	60 - 100	0.65 - 0.75	0.4 - 0.6

Θ_f la durée de la combustion, j exposant de la loi de VIBE.

II.9.1 Moteur Diesel

En tenant compte de la fraction résiduelle f des gaz brûlés, qui dans le cas des moteurs

Diesel est égale au rapport : $f = \frac{M_b}{M_a}$, et l'excès d'air, l'équation (2.6) devient :

$$Q = \frac{p_{ca} \xi \chi}{\alpha p_{ca} (1+f) + 1} \quad (2.7)$$

II.9.2 Moteur à allumage commandé

Compte tenu de la fraction résiduelle : $f = \frac{M_b}{M_a + M_c}$, la relation (2.6) s'écrit :

$$Q = \frac{p_{ca} \xi \chi}{(1 + \alpha p_{ca})(1+f)} \quad (2.8)$$

Loi de combustion χ

La définition d'une loi de représentation de la combustion permettant des calculs globaux de ce qui se passe dans la chambre de combustion au moyen de quelques hypothèses simplificatrices [8].

Il est possible de représenter le processus de la transformation du mélange combustible en produits finaux de la réaction, associé avec un dégagement de chaleur, par une loi de combustion (VIBE) (figure (2.8)) [8].

$$\chi = 1 - \exp\left(-6,908 \left[\frac{t}{t_f}\right]^{j+1}\right) \quad (2.9)$$

la vitesse de combustion est la dérivée de χ par rapport au rapport $\frac{t}{t_f}$

Dans le cas d'un cycle théorique d'un moteur à allumage commandé, la combustion se déroule sur une plage de degrés de vilebrequin d'environ 50 degrés pour laquelle la variation du volume de la chambre de combustion est négligeable, compte tenu du volume important du volume mort.

Il est justifié d'écrire $V=V_m$, pendant cette phase. Pratiquement, la pression varie linéairement avec l'angle de vilebrequin : $P = a\theta + b$ dans ces conditions, la fraction brûlée χ s'écrit :

$\chi = A\theta + B$ les constantes A et B sont déterminées pour :

$$\theta = \theta_i : \chi = 0$$

$$\theta = \theta_f : \chi = 1$$

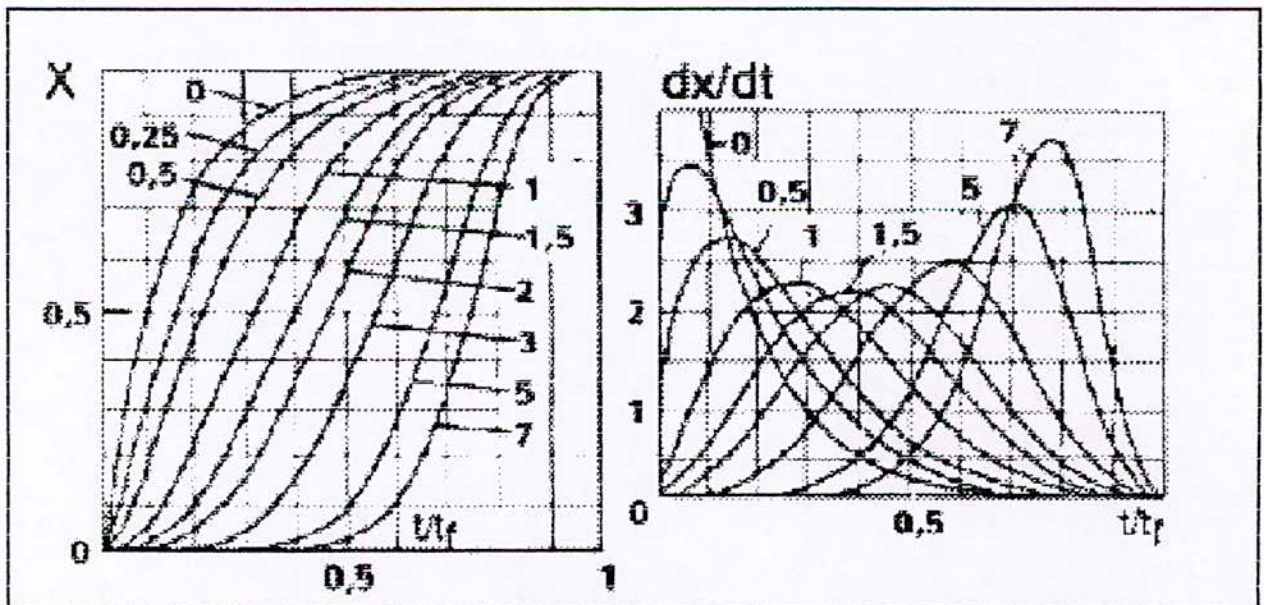


Figure (2.8) : Loi et vitesse de combustion de VIBE pour différentes valeurs de l'exposant j [8].

III Formulation mathématique

III.1 Convection

III.1.1 Introduction

Le transfert de chaleur au travers des parois du moteur est un phénomène important de la transformation de l'énergie chimique du carburant, transformation chimique nécessaire pour obtenir un travail mécanique sur le piston. Grossièrement, l'énergie calorifique du combustible se transforme, par tiers en travail, en chaleur dans le circuit de refroidissement et dans les gaz d'échappement.

Diminuer la quantité de chaleur transférée dans le circuit de refroidissement

CHAPITRE III : Formulation mathématique

ger paroi dans le rapport de 1 à 3. Ceci suggère qu'il y a une contribution importante des gaz qui interviennent dans le coefficient d'échange de la convection, mais n'est pas négligeable à l'air libre, en particulier lorsque la vitesse de variation de température par rapport à dT/dt n'intervient pas.

III.1.2 Echange de chaleur entre le gaz et la paroi

Le transfert de chaleur entre le gaz et la paroi se fait essentiellement par convection, refroidissement des gaz et de la flamme selon les différentes phases du cycle thermodynamique.

La répartition des transferts de chaleur au cours de cycle se fait principalement pendant la phase de combustion et de détente (tableau (2.2)) pour les moteurs à combustion interne.

Au cours de cycle, le transfert de chaleur a lieu avec un volume V et une température variable du gaz ainsi qu'avec une surface d'échange S . Les transferts de chaleur au gaz Q et au refroidissement Q_c dépendent du nombre de Prandtl Pr et du nombre de Biot Bi .

semblables qui ne diffèrent que par quelques coefficients et qui restent spécifiques aux moteurs d'essais.

L'ensemble des relations peut se mettre sous la forme sans dimension $Nu = A R_e^m$, dont il est possible d'extraire ensuite le coefficient d'échange h du gaz avec la paroi.

Le calcul du transfert de chaleur moyen en fonction du temps, à partir du processus cyclique du gaz dans le cylindre, peut être représenté, par une température du gaz moyenne stationnaire T_g et un coefficient de transfert de chaleur h gaz-paroi moyen stationnaire.

La quantité de chaleur transférée au travers des parois du cylindre durant le temps t_0

s'écrit :

$$q = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} h_i (T_{gi} - T_p) dt = h (T_g - T_p)$$

h_i coefficient de transfert de chaleur gaz-parois instantané.

h coefficient de transfert de chaleur gaz-parois moyen.

Le coefficient de transfert de chaleur gaz-parois moyen stationnaire a pour définition :

$$h_{gp} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} h_i dt . \text{ La température du gaz moyenne stationnaire } T_g \text{ est définie par la}$$

$$\text{relation : } T_g = \int T_{gi} \cdot \frac{h_i}{h_m} dt .$$

Les valeurs du coefficient h (kcal/m².h.K ou W/m².°C) sont définies expérimentalement par des relations du type :

$$Nu = A.P_e^m \quad \text{avec } m \text{ compris entre } 0.44 \text{ et } 0.9, P_e \text{ nombre de PECLET.}$$

III.1.3 Etude de transfert thermique dans les systèmes d'admission

III.1.3.1 Collecteur d'admission

Le transfert thermique dans les systèmes d'admission des moteurs à combustion interne « moteur à allumage commandé » est d'un grand intérêt compte tenu de son influence sur les performances de moteur et la préparation du mélange .

Une élévation de la température initiale de la charge introduite limite le rendement du moteur et influe sur les taux des réactions chimiques, ce qui conduit à la formation de NO_x et apparition de cliquetis.

L'environnement thermique dans les ports d'admission affecte fortement la vaporisation du fuel, lorsque celui-ci ne s'évapore pas, il devient automatiquement un hydrocarbure imbrûlé.

Les recherches sur les transferts thermiques sont rendues difficiles par la nature instable de l'écoulement dans les collecteurs ainsi que dans les ports d'admission (au niveau des soupapes) [14].

Loin du port de l'admission, l'écoulement du mélange (veine gazeuze) est imposé par le déplacement du piston de haut en bas qui crée une dépression qui accélère la veine lorsque les soupapes sont ouvertes.

Cette phase est désignée sous le nom de l'induction ou écoulement en avant (forward flow) [14]. Dans les moteurs à combustion interne, les processus d'induction et d'échappement sont caractérisés par un écoulement instationnaire .

Pour de nombreuses applications telles que l'analyse de cycle on peut supposer que l'écoulement à travers les collecteurs et les soupapes d'admission et d'échappement est unidimensionnel, quasi-permanent [15,16]. Cette supposition est raisonnable pour un moteur à plusieurs cylindres avec une certaine forme d'amortissement des ports d'admission et d'échappement.

Pour les moteurs à deux temps, les écoulements pulsés sont très importants pour le remplissage et le balayage de la chambre de combustion.

Dans les moteurs à aspiration naturelle, il est également important de concevoir des tubulures d'admission et d'échappement pour des écoulements pulsés afin d'obtenir des performances optimales [15].

Pour étudier le transfert thermique dans les systèmes d'admission, il était nécessaire de diviser l'étude en deux parties :

- L'étude du transfert thermique dans les collecteurs d'admission ;
- L'étude du transfert thermique au niveau de l'orifice d'admission (soupape d'admission).

Caractéristiques de l'écoulement du système d'admission

Le processus d'admission est caractérisé par trois phases d'écoulement [14]:

Phase 1- (écoulement inverse-back flow)

Le refoulement dans l'orifice d'admission se produit à l'ouverture de la soupape d'admission, quand la pression du cylindre pendant le chevauchement des soupapes est plus grande que la pression dans les collecteurs d'admission :

$$\frac{P_{cy}}{P_c} > 1$$

avec P_{cy} : pression du cylindre ;

P_c : pression du collecteur d'admission.

Phase 2 : (écoulement majeur; forward flow)

L'écoulement en avant (forward flow) se fait après que le piston aspire le mélange dans le cylindre, dans ce cas on aura :

$$\frac{P_{cy}}{P_c} < 1.$$

Phase 3 : - (écoulement inverse-back flow)

Un deuxième refoulement (écoulement inverse) se produit pendant la course de compression quand la soupape d'admission se ferme trop tard pour empêcher le mélange d'être déplacé de nouveau dans l'orifice d'admission .

Formulation mathématique

Le nombre de Nusselt pour un écoulement entièrement développé dans une conduite est sous les hypothèses [15,16], faites auparavant, a pour expression :

$$Nu = 0,023.Re^{0,8} .Pr^{0,4} \quad (3.1)$$

On donne l'équation générale du nombre de Nusselt local pour différentes géométries (collecteur droit, courbé, écoulement stationnaire et pulsé) [14] :

$$Nu_x = a.Re_x^b . [1 + c.exp(d.\frac{x}{D})] \quad (3.2)$$

D : diamètre du collecteur

Tableau (3.1) : les valeurs des constantes a, b, c, d et e [14].

Collecteur	Écoulement	a	b	c	d	e
Droit	Stationnaire	0,043	0,73	2,90	-0,68	0,062
Droit	Pulsé	0,051	0,77	1,95	-0,49	0,072
Incurvé	Stationnaire	0,130	0,66	0,69	-1,05	0,140
incurvé	pulsé	0,077	0,74	1,00	-0,42	0,100

La valeur moyenne du nombre de Nusselt dans une direction axiale est donnée par [14]:

$$\overline{Nu} = e.Re^b \quad (3.3)$$

b et e sont des données de tableau (3.1).

Les résultats expérimentaux ont montré que, dans le cas d'un écoulement stationnaire, le transfert thermique dans la conduite courbée est légèrement élevé par rapport à celui d'une conduite droite, tandis qu'il est approximativement le double pour un écoulement pulsé [14].

L'admission et l'écoulement pulsé ont un effet important sur le taux du transfert thermique que la courbure [14].

III.1.3.2 Etude de transfert thermique dans les soupapes d'admission

Généralités

Dans les moteurs à injection directe, le carburant est injecté sur les parois des collecteurs et les soupapes. Durant le démarrage, la température de ces derniers, n'est pas suffisante pour évaporer tout le fuel qui vient brasser ces surfaces. Comme conséquence, une fraction du fuel injecté ne contribue pas à la combustion. Cette fraction forme une surface mouillée (fuel puddles), le rendement du moteur durant le démarrage est diminué en plus des émissions des hydrocarbures qui augmentent [17].

Il est évident qu'une stratégie de contrôle est nécessaire pour minimiser l'effet transitoire des performances du moteur.

Les moteurs modernes à injection directe ont besoin d'optimiser leurs performances non seulement sous régime stationnaire, mais même durant le régime transitoire. Il est évident que le rendement d'un moteur durant le régime transitoire est significativement inférieur comparé au rendement durant le régime normal, de même les émissions, durant la phase de démarrage augmentent et cela est dû à une combustion incomplète. Une portion du fuel injecté reste à l'état liquide durant le processus de combustion puis passe à l'échappement sous forme d'imbrûlés avec les produits de combustion.

Ce qui reste du fuel liquide au niveau du port d'admission forme ce que l'on appelle surface mouillée ou parois mouillées, ce qui entraîne la diminution du rendement de la soupape d'admission.

Dans ce contexte, une étude thermodynamique et thermique au niveau des ports d'admission est nécessaire. Ce paragraphe a pour but l'étude du transfert de chaleur sur une soupape d'admission. De nombreux travaux ont été réalisés, des corrélations basées sur l'écoulement stationnaire ont été développées. La température des soupapes d'admission durant les différents régimes moteur a été la préoccupation de beaucoup de chercheurs, des simulations des températures au niveau des soupapes et des relations empiriques ont été développées sous la condition régime stationnaire [18].

MODELE MATHEMATIQUE

Le bilan d'énergie appliqué à une soupape est [17,18] :

$$MC_p \frac{dT}{dt} = (\dot{Q}_{combustion} + \dot{Q}_{écoulement\ inverse}) - (\dot{Q}_{siège} + \dot{Q}_{guide} + \dot{Q}_{combustible} + \dot{Q}_{air}) \quad (3.4)$$

avec

M : masse.

C_p : chaleur spécifique au niveau de la soupape.

$\dot{Q}_{combustion}$: taux d'énergie provenant du gaz de combustion .

$\dot{Q}_{écoulement\ inverse}$: taux d'énergie provenant d'écoulement inverse.

$\dot{Q}_{siège}$: taux d'énergie qui quitte la tête de la soupape vers le siège par conduction quand la soupape touche son siège.

\dot{Q}_{guide} : taux d'énergie qui quitte la soupape à travers la tige vers le guide de la soupape.

$\dot{Q}_{combustible}$: énergie absorbée par le carburant.

\dot{Q}_{air} : taux d'énergie due à l'air frais.

Avec

$$Q_i = A_{s,j} h_i (T_i - T_{s,j}) \quad (3.5)$$

Avec :

\dot{Q}_i : différents flux

$A_{s,i}$: surfaces appropriées de chaque coté de l'écoulement.

$T_{s,i}$: température des différentes surfaces de la soupape

T_i : température des différents flux.

h_i : coefficient de convection des différents flux.

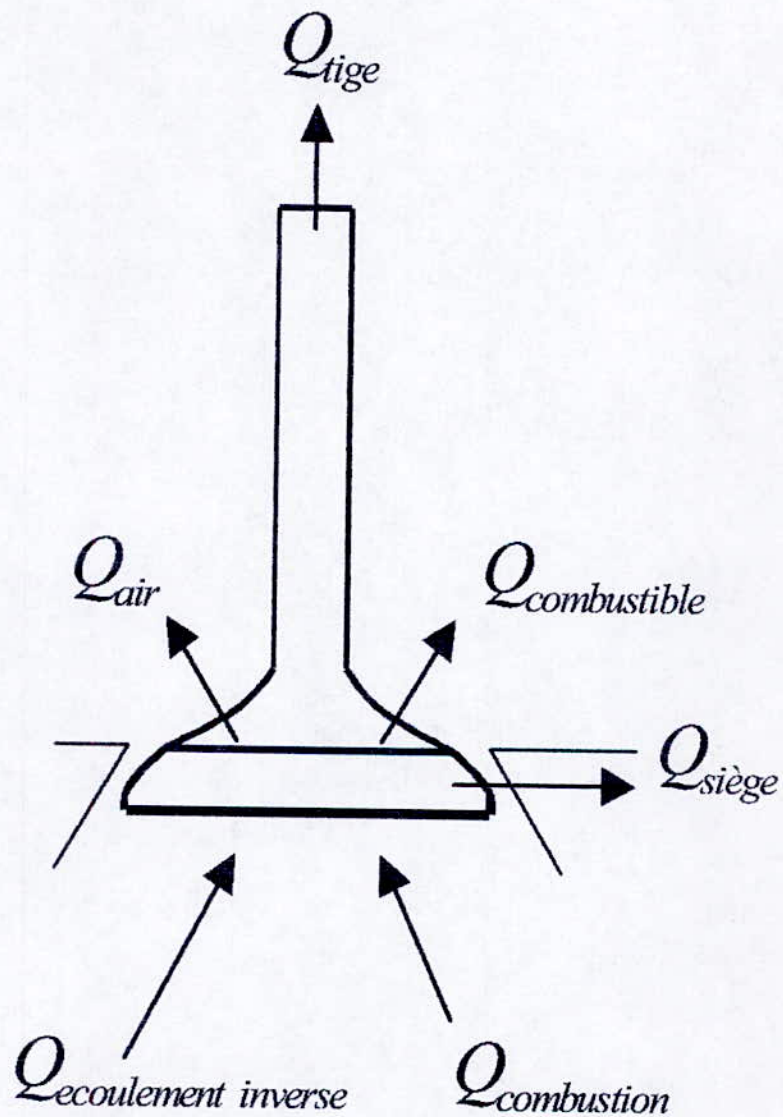


Figure (3.1) : les flux de chaleur à l'admission [17,18].

Evaluation des différents termes de \dot{Q}_i

\dot{Q}_{guide} :

Le coefficient de convection peut s'exprimer par la relation :

$$h_{guide} = \frac{k_{fluide}}{d} \quad [17]$$

k_{fluide} : conductivité thermique du fluide (air-où fluide).

d : distance entre la tige et son logement (guide soupape), jeu fonctionnel

\dot{Q}_{air} :

Le coefficient de convection est donné par la relation

$$h_{air} = \frac{k_{air} \cdot Nu_s}{D_s}$$

k_{air} : conductivité thermique de l'air.

D_s : diamètre de la soupape (diamètre de la tête).

Nu_s : nombre de Nusselt.

$$Nu_s = 0,404 Re_s^{0,868} \left(\frac{D_s}{L_s} \right)^{0,275}$$

Avec :

L_s : représente la levée de la soupape à partir de son siège.

Le nombre de Reynolds Re_c est donné par :

- en fonction du L_s [17].

$$Re = \frac{M_e}{\mu L_{max}}$$

- en fonction du D_s [18].

$$Re_s = \frac{4M_{air}}{\pi \mu_{air} \cdot D_s}$$

avec :

L_{max} : levée maximum de la soupape

M_{air} : charge de la masse d'air introduite.

μ_{air} : viscosité dynamique de l'air.

$Q_{écoulement\ inverse}$:

$$h_{écoulement\ inverse} = \frac{K_{air} \cdot Nu_s}{L_s}$$

$$Nu_s = 1,2 Re_s^{0,58} \left(\frac{2L_s}{D_s}\right)^{0,62}$$

$$Re_s = \frac{L_s \cdot m_{écoulement\ inverse}}{\mu_{air} A_{eff}}$$

A_{eff} : surface effective.

La température de l'écoulement inverse est donné égale à la moitié de la température de combustion.

Avec ($T_{combustion} = 2000k$).

Q_{com} :

les gaz de combustion sont supposés avoir une température moyenne voisine de 2000 k, le coefficient de convection dans ce cas est :

$$h_{combustion} = C \left[\frac{N}{1800}\right]^{0,8} \cdot \left[\frac{P_a}{50(kpa)}\right]^{0,8}$$

Le coefficient C : est une donnée expérimentale.

D'après [17], $C = 345,6$.

N : vitesse de rotation du moteur.

P_a : pression dans les collecteurs d'admission.

$\dot{Q}_{siège}$:

Dans ce cas le mode de transfert par conduction dépend de la pression.

Le coefficient de transfert est donné par :

$$h_{seat} = 4130 \left[\frac{P_a}{50(kpa)} \right]^{0,6} \text{ est une donnée expérimentale.}$$

\dot{Q}_{fuel} :

$$\dot{Q}_{fuel} = m_{fuel-evap} [C_{p-fuel} \cdot (T_s - T_{fuel}) + h_{fg}].$$

$m_{fuel-evap}$: taux de masse évaporée.

C_{p-fuel} : chaleur spécifique.

h_{fg} : enthalpie d'évaporation.

Simplification du problème [18].

Soit :

$$\dot{Q}_a = \dot{Q}_{fuel} + \dot{Q}_{air}.$$

Donc (3.4) devient :

$$m_v c_p \frac{dT}{dt} = [\dot{Q}_{combustion} + \dot{Q}_{écoulement\ inverse} - \dot{Q}_a - \dot{Q}_{siège} - \dot{Q}_{guide}] \quad (3.6)$$

par comparaison [18]:

$$\dot{Q}_a / \dot{Q}_{siège} \approx 0.1,$$

$$\dot{Q}_{guide} / \dot{Q}_{siège} \approx 0.01,$$

$$\dot{Q}_{écoulement\ inverse} / \dot{Q}_{siège} \approx 0.01.$$

Donc en négligeant :

$$\dot{Q}_{écoulement\ inverse} \text{ et } \dot{Q}_{guide}.$$

L'équation (3.6) devient :

$$m_v c_p \frac{dT}{dt} = [\dot{Q}_{combustion} - \dot{Q}_a - \dot{Q}_{siège}] \quad (3.7)$$

Avec

$$\dot{Q}_a = 1,41 \text{Re}^{0,5} \frac{k(T_s - T_a)}{D_s} A_s$$

T_s : température de la soupape.

T_a : température de l'air d'admission.

A_s : surface de la soupape.

$$\dot{Q}_{siège} = 4580 P_i (T_s - T_c) A_s$$

P_i pression d'admission.

T_c température de la culasse.

III.1.4 Etude de transfert thermique dans les systèmes d'échappement

III.1.4.1 Transfert de chaleur autour des soupapes

Généralités

La soupape d'échappement d'un moteur à combustion interne fonctionne sous des conditions thermiques très dures, elle est sollicitée aux contraintes thermiques qui prennent naissance, lorsque celle-ci est soumise à un gradient de température [6].

L'importance de ces contraintes qui se composent avec les contraintes d'origine mécanique, croit avec l'amplitude et la raideur des gradients de température, et si la déformation dépasse la limite élastique, il y a possibilité de rupture, c'est à dire la détérioration de la soupape [3].

Dans cette partie, l'étude portera sur les ports d'échappement y compris les soupapes. Cette région est caractérisée par l'ensemble le plus complexe des procédés d'écoulement et de transfert thermique.

Conditions au niveau des soupapes

Nombre de Reynolds

Les conditions réelles de l'écoulement au niveau des soupapes d'échappement sont caractérisées par un nombre de Reynolds élevé, de l'ordre de 10^3 à 5.10^4 , ce qui justifie l'écoulement turbulent [19].

Les gaz chauds quittent la soupape sous forme d'un jet de grande vitesse, convergent et conique [20]. Les études expérimentales des visualisations de l'écoulement d'échappement indiquent que le jet à grande vitesse produit une zone de séparation avec un mouvement à grande échelle au niveau des soupapes [20].

Modèles de transfert thermique au niveau de la soupape

hypothèses et approximations

plusieurs suppositions et approximations ont été proposées pour la formulation du modèle de transfert thermique.

Le processus de l'écoulement d'un flux au port d'échappement est supposé [20] :

- quasi-stationnaire ;
- unidimensionnel ;
- les propriétés des gaz sont supposées uniformes au niveau de chaque section plane ;
- les gaz à l'échappement sont supposés avoir les mêmes propriétés thermodynamiques qu'un gaz idéal .
- le transfert thermique, supposé perpendiculaire à la surface et à la circonférence, est uniforme ;
- bien que le transfert de chaleur est transitoire, le temps de variation de la température de la soupape est négligeable .

Modèle mathématique

• Modèle effet de cisaillement de turbulence

Les ports d'échappement sont supposés semblables à une tuyauterie courbée. initialement, on considère la relation empirique du transfert de chaleur avec écoulement turbulent dans une pipe donnée comme suit :

$$Nu = c_1.c_2.0,023Re^{0,8} .Pr^{0,4} \quad (3.8)$$

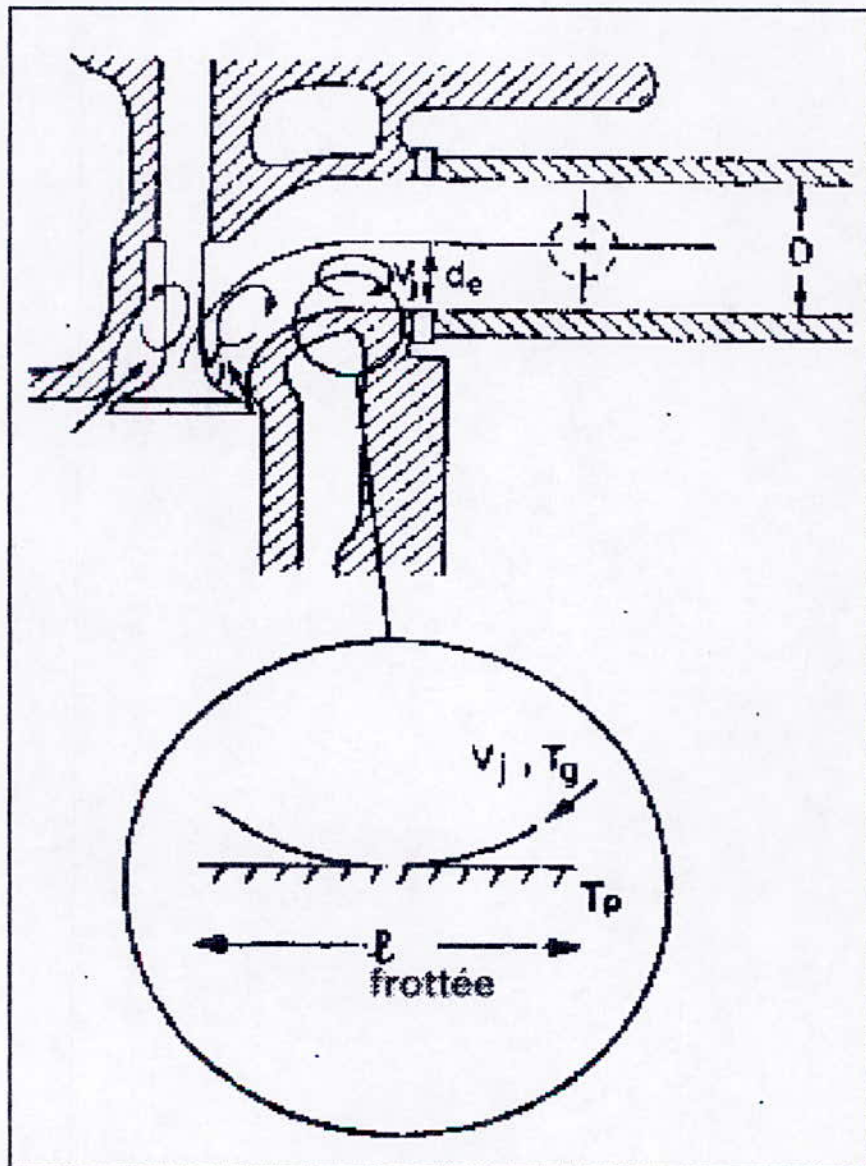
c_1, c_2 calculés à partir d'un écoulement entièrement développé et la rugosité des pipes .

Ces facteurs sont aussi fonction du nombre de Reynolds. L'utilisation de cette formule implique que le processus de transfert thermique est gouverné par la turbulence générée par l'effet de cisaillement de parois.

Un autre modèle mouvement à grand échelle a été développé ; ce dernier tient compte de l'effet du mouvement à grande vitesse.

- **Modèle mouvement à grande échelle**

La visualisation expérimentale du flux à l'échappement montre que la vitesse élevée du jet produit une turbulence à grande échelle dans la structure du fluide [20].



L'échelle résultant de ce mouvement est approximativement à moitié du port, la vitesse locale étant égale à la vitesse instantanée et la température à la température instantanée locale [20].

Le mouvement à grande échelle est assimilé à une série de tourbillons.

Soit T_p la température de la paroi et T_g la température du volume local de gaz à chaque instant t . On a :

$$q_s = k.A.(T_0 - T_i)/(\pi.\alpha.t)^{0,5} \quad (3.9)$$

le flux moyen de chaleur pendant τ_t , quand le tourbillon frotte les parois est :

$$q_{moy} = \frac{1}{\tau_t} \cdot \int_0^{\tau_t} q_0 dt = 2k(T_0 - T_i)/(\pi\alpha\tau_t)^{0,5} \quad (3.10)$$

avec : α : coefficient de diffusivité thermique.

$$\tau_t = \frac{L_{frottement}}{Vitesse} = (D/2)/V_j \quad (3.11)$$

une relation adimensionnelle à partir du nombre de Nusselt est donnée par :

$$Nu_p = h_p D / k = (q/A)_{avg} \cdot D / (k.\Delta T) \quad (3.12)$$

$$Nu_p = \{D/(k.\Delta T)\} \cdot \{2k.\Delta T / [(\pi\alpha.\Delta T)/(2V_j)]^{0,5}\} \quad (3.13)$$

V_j est la vitesse de jet.

On combine les relations (3) et (5) et on obtient :

$$Nu_p = (8.Re_j.Pr/\pi)^{0,5} \quad (3.14)$$

Cette relation est valable pour le transfert de chaleur à l'échappement résultant du mouvement à grande échelle qui est généré par une vitesse élevée du jet [20].

❖ Soupapes ouvertes

L'écoulement moyen à travers les soupapes d'échappement lorsqu'elles sont ouvertes est supposé dirigé vers la tige de la soupape et la zone de stagnation du flux sortant et le dos de la soupape.

Ces zones sont chargées thermiquement. Une relation empirique a été proposée pour le calcul de transfert [20].

$$Nu_B = h.B/k = 1,2.Re_e^{0,58} (B/Z_N)^{0,62} \quad (3.15)$$

Avec : $Re = U_e.B/\nu$

U_e : vitesse de sortie à adapter avec la géométrie de la soupape et les ports d'échappement.

Cette relation est valable sous les approximations suivantes [20] :

- la largeur de la fente B a été rapprochée à la levée de la soupape L_v .
- la distance entre la source de jet (origine) et les points d'arrêt Z_n a été rapprochée à la moitié du diamètre de la soupape.

En tenant compte des approximations faites avant [20], on aboutit au résultat suivant :

$$Nu_v = h_v l_v / k = 1,2.Re^{0,58} (2l_v / D)^{0,62} \quad (3.16)$$

❖ Soupape d'échappement fermées

Pendant la période de fermeture de la soupape d'échappement, le transfert thermique se produit entre les gaz d'échappement qui persistent et les parois . Le transfert thermique dans cette période est, en général, moins de 10% du transfert thermique au niveau des ports.

Un modèle simple pour le calcul du transfert thermique au niveau des soupapes a été proposé (Modèle – effet de cisaillement de turbulence).

Durant cette période, le transfert thermique est supposé résultant de la turbulence, générée par l'effet de cisaillement des parois. Le modèle proposé est celui donné à l'équation (3.8).

Dans ce cas la vitesse du gaz résiduel a été estimée comme la vitesse moyenne du cycle complet. Malgré que le nombre de Reynolds est faible, la relation (3.8) peut être utilisée. L'emploi de cette relation est justifié par l'écoulement instationnaire, des inversions thermiques, du gradient thermique et des vibrations de l'extérieur [20].

Un autre modèle, permettant le calcul de h en fonction de l'angle de vilebrequin ϕ , a été proposé. La valeur instantanée du coefficient de transfert thermique $h_g(\phi)$ à n'importe quel angle de vilebrequin est donné au moyen de la formule proposée par Eichlberg [21]:

$$h_g(\phi) = 2,1[P_g(\phi).T_g(\phi)]^{0,5}(s)^{1,5} \quad (3.17)$$

ainsi on définit la valeur moyenne du coefficient et de la température moyenne du gaz sur un cycle complet par les relations suivantes :

$$h_{gm} = \frac{1}{\phi_0} \int_0^{\phi_0} h_g(\phi) d\phi = \frac{\int_0^{\phi} h_g(\phi).T_g(\phi) d\phi}{\int_0^{\phi} h_g(\phi) d\phi} \quad (3.18)$$

❖ Pour la soupape d'admission

On définit h_a comme étant le coefficient de transfert thermique entre le siège de la soupape et l'air entrant.

h_a est donné par la formule :

$$h_a = (h_{aCN} \cdot \phi_{sa_{fermé}} + h_{aCF} \cdot \phi_{sa_{ouvert}}) / \phi_0 \quad (3.19)$$

a : air,

CN : convection naturelle,

CF : convection forcée,

sa : soupape d'admission.

❖ Pour la soupape d'échappement

La valeur du coefficient de transfert thermique est donnée au moyen de la formule :

$$h_e = (h_{eCN} \cdot \phi_{sa_{fermé}} + h_{eCF} \cdot \phi_{sa_{ouvert}}) / \phi_0 \quad (3.20)$$

Remarques [21]:

- la convection naturelle se fait lorsque la soupape est ouverte et on a :

$$Nu_{cv} = 0,34.(Gr.Pr)^{0,25} \quad (3.21)$$

- la convection forcée se fait lorsque la soupape est ouverte :

$$Nu_{cf} = 0,18.(Re)^{0,62} \quad (3.22)$$

III.1.4.2 Transfert thermique dans la tuyauterie d'échappement

Généralité

Les conditions du transfert thermique dans la tuyauterie d'échappement des moteurs ont été récemment étudiées en détail, en raison de leur rôle important dans la conception et l'optimisation de la phase d'échappement.

La géométrie complexe de la ligne d'échappement et les conditions spéciales d'écoulement compliquent de plus en plus le problème de l'évaluation exacte de plusieurs paramètres importants de transfert thermique.

Ce paragraphe récapitule l'état actuel de la connaissance des phénomènes de transfert thermique dans les dispositifs d'échappement de moteur.

Bien que les premiers travaux à ce sujet aient plus de 18 ans, l'étude du transfert thermique dans les dispositifs d'échappement automobiles n'a attiré de l'importance que récemment.

Conditions et caractéristiques du transfert thermique

Les conditions typiques d'écoulement dans les dispositifs d'échappement de moteur sont caractérisées par un nombre de Reynolds de l'ordre de 10^3 à $5 \cdot 10^4$.

L'écoulement demeure réellement turbulent, du fait qu'il a traversé une restriction considérable, les ports d'échappement, la forme irrégulière de la tuyauterie d'échappement, en plus les effets de pulsation de l'écoulement ne favorisent pas le passage à la région d'écoulement laminaire.

Le transfert thermique dans les ports d'échappement est fortement instable. Quand les soupapes s'ouvrent, un jet à grande vitesse crée une zone de recirculation au niveau du port qui a pour conséquence l'augmentation du transfert thermique.

Au moment où la soupape d'échappement s'ouvre entièrement, l'écoulement ressemble à un écoulement turbulent dans les pipes. Tandis que lorsque la soupape se ferme, le débit s'annule et le transfert thermique diminue.

Modèle mathématique

Parmi les nombreuses corrélations des coefficients de transfert thermique pour un écoulement entièrement développé dans un canal droit, nous mentionnons la relation de Sieder- tate qui corrèle le nombre de Nusselt « Nu » en fonction de nombre de Reynolds « Re » et de Prandtl « Pr » :

$$Nu = 0,027.R_e^{0,8}.Pr^{1/3} \quad (3.23)$$

En prenant en considération l'effet de la rugosité des parois, Genielinski propose les formules suivantes :

Pour $10^4 < Re < 5.10^6$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(R_e - 1000)}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.24)$$

Pour $Re < 10^4$

$$Nu = \frac{\frac{f}{8}(R_e - 1000)}{1.07 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{0.5}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.25)$$

Avec :

f : facteur de frottement.

Pour des nombres de Reynolds faibles, Reynolds et al. ont donné les résultats analytiques suivants :

$$\frac{Nu_{(x)}}{Nu_{(\infty)}} = 1 + 0.8(1 + 7.10^4 R_e^{-3/2}).(x/d) \quad (3.26)$$

Avec:

d : est le diamètre de la pipe,

x : est la distance axiale de l'entrée,

$Nu_{(\infty)}$: nombre Nusselt pour un écoulement entièrement développée dans les pipes

Un autre rapport pour le perfectionnement thermique du transfert dans la région d'entrée a été proposé :

$$\frac{Nu_{(x)}}{Nu_{(\infty)}} = 0.892 + 2.02(x/d)^{-1} \quad (3.27)$$

l'épaisseur de la couche limite turbulente diminue à proximité d'une courbure. Ceci tend à augmenter le transfert thermique entre les parois des pipes et les gaz d'échappement. Pour expliquer les effets de courbure de la pipe, ont donne la formule suivante :

$$\frac{Nu_{(pipe-courbé)}}{Nu_{(pipe-droite)}} = 1 + \frac{21.d}{Re^{0.14} d_{courbé}} \quad (3.28)$$

$d_{courbé}$: le diamètre de la courbure.

Cependant, le coefficient de transfert thermique est également affecté pour une certaine longueur en aval de la courbure dans les tubulures, qui diminue avec l'augmentation du nombre de Reynolds Re .

Les natures turbulente et pulsatoire de l'écoulement dans les tubulures d'échappement ont été proposées en tant qu'explications à l'augmentation des taux de transfert thermique dans les tubulures d'échappement.

Condie et Mc Eligot ont mené une étude expérimentale avec des dispositifs d'échappement réels mais avec régime stationnaire et écoulement non pulsatoire. Leurs résultats montrent une augmentation des taux de transfert thermique en absence des pulsations.

Le coefficient de transfert mesuré dans la section des manipulations des dispositifs d'échappement réels par Sachdev ont été marqués par Meisner et Sorenson pour rapporter le rapport suivant :

$$Nu = 0.0774 Re^{0.769} \quad (3.29)$$

L'expression çï-dessus donne des valeurs sensiblement plus élevées que celles prévues pour les pipes droites avec un écoulement entièrement développé.

En raison de la complexité des conditions et de la géométrie de l'écoulement, de récentes études suggèrent l'utilisation de relations communes pour les pipes droites avec introduction d'un facteur « CAF », tel que :

$$CAF = \frac{Nu_{\text{effectif}}}{Nu_{\text{théorique}}}$$

Il a été constaté que ces facteurs sont différents pour les tubulures d'échappement.

Dans les cas traditionnel d'un véhicule se déplaçant à une vitesse variable, la convection forcée du flux d'air sous le capot et le rayonnement doivent être pris en considération.

Le coefficient de transfert thermique est donné par la formule :

Pour $10 < Re < 10^7$

$$Nu = 0.3 + (Nu_{\text{laminaire}}^2 + Nu_{\text{turbulent}}^2)^{1/2} \quad (3.30)$$

Avec

$$Nu_{\text{laminaire}} = 0.664 R_e^{1/2} Pr^{1/3}$$

et

$$Nu_{\text{turbulent}} = \frac{0.037 R_e^{0.8} Pr}{1 + 2.443 R_e^{-0.1} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Le nombre de Reynolds est défini en utilisant la longueur mouillée de la turbulence d'échappement.

Dans le cas du croisement de flux, la longueur mouillée est égale à la moitié du périmètre de la turbulence .

Le taux de transfert thermique par rayonnement dans un volume de contrôle élémentaire de longueur Δx est donné par l'équation suivante :

$$q_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot \pi \cdot d (T_p^4 - T_{\text{amb}}^4) \cdot \Delta x \quad (3.31)$$

Avec :

ε : facteur d'émissivité (rayonnement),

σ : constante de Boltzmann,

T_p : température des parois de la tubulure,

T_{amb} : température ambiante,

d : diamètre de la tubulure.

L'émissivité dépend du type du matériau et de son état (degré d'oxydation, rugosité, etc.).

III.1.5 Transfert de chaleur au travers des parois du cylindre

Généralité

Pendant les différentes phases du cycle, la quantité de chaleur transférée au travers des parois de la chambre représente approximativement entre 25 et 30 pour cent de la quantité de chaleur délivrée par le carburant. Ce transfert de chaleur est transmis aux parois par convection, par rayonnement du gaz et de la flamme. Les conditions dans lesquelles ce transfert de chaleur est effectué varient selon les phases du cycle.

Admission. Pendant la phase d'admission, les vitesses du fluide moteur sont grandes par rapport aux parois, la masse de gaz dans le cylindre et la surface d'échange sont variables, pression et température du gaz varient peu. l'échange de chaleur se fait généralement en direction du gaz réchauffé par les parois. Lorsque le moteur est suralimenté et non refroidi, l'échange de chaleur peut être réduit et même changer de direction.

Compression. Au cours de la phase de compression, la vitesse du gaz dans la chambre est réduite, la masse du gaz est constante, la surface d'échange varie dans de grandes proportions ainsi que la température et la pression du gaz. Le transfert de chaleur, comme pour l'admission, est assuré par convection.

Combustion, détente. Pendant ces périodes, le transfert de chaleur aux parois de la chambre s'effectue par convection. Ce transfert est accentué par les vitesses d'écoulement du gaz et par le rayonnement du gaz et de la flamme. Il n'est plus possible, en particulier pendant la combustion, de considérer une température et une composition homogène du gaz. Le transfert de chaleur par rayonnement de la flamme dépend notablement des conditions particulières selon lesquelles la combustion dans la chambre se développe.

Echappement. L'échappement du gaz hors du cylindre s'effectue avec une variation importante de la pression, de la température, de la quantité de gaz et de la surface des parois de la chambre [7].

Modèle mathématique

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 dans le processus des transferts thermiques.

❖ Relation basée sur le nombre de Nusselt [12].

1. formule de WOSCHNI (1967) :

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

$$Nu = 0.035 R_e^{0.8} \quad (3.32)$$

2. formule de Taylor :

Parmi les relations les plus utilisées, On donne la relation de Taylor proposée en (1977)

$$Nu = \frac{\overline{h}_g b}{\lambda_g} = 10.4 R_e^{0.75} \quad (3.33)$$

Cette formule est valable pour les moteurs à deux temps et quatre temps à allumage commandé ou les moteurs à compression.

Cette formule dépend du nombre de REYNOLDS. Ce dernier est calculé à partir de la formule suivante :

$$R_e = \frac{\left(\dot{m}_a + \dot{m}_c \right) b}{A_p \mu_g} \quad (3.34)$$

Si on pose

$$f = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_a}$$

l'équation de Reynolds (1.2) devient :

$$R_e = \begin{cases} \frac{D_r}{4} \frac{\rho_\infty U_{mp} b}{\mu_g} (1+f) & \text{moteurs quatre temps} \\ \frac{D_r}{2} \frac{\rho_\infty U_{mp} b}{\mu_g} (1+f) & \text{moteurs deux temps} \end{cases} \quad (3.35)$$

❖ **Relations expérimentales [7]:**

Les transferts de chaleur entre les gaz et la paroi dans le cylindre d'un moteur peuvent être considérés de trois manières :

- L'une, initiée par NUSSELT en 1923, considère les paramètres thermodynamique et aérodynamique principaux du gaz : température, pression, vitesse du piston ou vitesse d'écoulement du gaz dans la chambre et calcule un coefficient d'échange moyen .
- L'autre, développée à partir de 1943 par PFRIEM, considère essentiellement la température du gaz et sa dérivée par rapport au temps pour calculer le coefficient d'échange moyen.
- Enfin, la dernière considère le coefficient local d'échange instantané de chaleur entre le gaz et la paroi.

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 NEUMAN)

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h(W / m^2 .K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 . T_g} (1 + 1.24 U_{mp}) + 0.0004206 \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 + \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (3.36)$$

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

➤ **Relation de JACLITCH (1929)**

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

$$h = 0.2445 P_g^n T_g^{1-n} (1 + 1.24 U_{mp}) \quad (3.37)$$

$$\text{avec } n = 0.394 + 1.685 * 10^{-6} T_g$$

➤ **Relation de brilling-nusselt (1931)**

Moteur lent à compresseur (50 kW), D = 310 mm, C₀ = 410 mm.

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h(W / m^2 .K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 . T_g} (3.5 + 0.185 U_{mp}) + 0.4206 \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 + \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (3.38)$$

➤ **Relation de Eichelberg(1939)**

Moteur marin deux temps. Avec D = 380 mm, et C₀ = 460 mm, N = 400 tr/mn, P_c = 7.76 bars le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 2.44 \sqrt{P_g T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (3.39)$$

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

$$h_m = 1.162 (4.4 + 0.35 P_c) \sqrt{T_g} \sqrt[3]{U_{mp}}$$

➤ **Relation de PFLAUM (1961)**

Moteur à préchambre avec D = 150 mm, C₀ = 190 mm, N compris entre 500 tr / mn et 1 000 tr / mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = k \cdot \sqrt{P_g \cdot T_g} \cdot F(U_{mp}) \quad (3.40)$$

$$F(U_{mp}) = 3 \pm 2,57(1 - \exp(\pm 1,5 - 0,416 \cdot U_{mp})) \quad \text{signe "+" si } U_{mp} > 3,6 \text{ m/s}$$

- pour la culasse et le piston (surfaces noires) : $k = 1,27 + 0,425 \frac{P_k - P_0}{P_0}$.
- pour la chemise (surface brillante) : $k = 0,418 + 0,14 \frac{P_k - P_0}{P_0}$.

P_0 et P_k représentent la pression atmosphérique et la pression de suralimentation moteur.

➤ **Relation de KINEL :**

Pour les moteurs monocylindres, $D = 110$ mm, $C_0 = 132$ mm, $N = 1200$ tr/mn

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 1.48 \sqrt{P_g T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (3.41)$$

➤ **Relation de Sitkey(1962-1968)**

La relation de Sitkey est calculée sur les données 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 :

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

pour les valeurs de b

	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_c diamètre équivalent

$$d_c = \frac{4V}{S_c}$$

- **Relation de ANNAND (1962)** ANNAND a aussi utilisé les données d'ELSER pour les deux moteurs. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = A_1 \left[\frac{\lambda R_e^{0.7}}{D} \right] + C(T_g^4 - T_p^4) \quad (3.42)$$

Le nombre de REYNOLDS est calculé sur la vitesse moyenne du piston et le diamètre du cylindre. La température déterminante est la température moyenne entre le 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: $C = 3.3 \cdot 10^{-11} \text{ KW/m}^2\text{K}^4$

Moteur à allumage commandé: $C = 4.3 \cdot 10^{-12} \text{ KW/m}^2\text{K}^4$ [7].

- **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 :

$$N_U = 0.035 R_e^{0.8}$$

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

Le coefficient d'échange de transfert de chaleur a pour expression :

$$h = 130 D^{-0.2} T^{-0.53} P^{0.8} \left[C_1 U_{mp} + C_2 \frac{V_s T_1}{V_1 P_1} (P - P_0) \right]^{0.8} \quad (3.43)$$

C_1 = coefficient qui dépend du type de moteur et de la phase du cycle

C_1	C_2 m/sec ° K	Phase du cycle
$6.18 + 0.417(C_u/U_{mp})$	0	Admission, échappement
$2.28 + 0.308(C_u/U_{mp})$	0	compression
	Injection directe $3,24.10^{-3}$	Combustion, détente
	Chambre de précombustion. $6,22.10^{-3}$	Combustion, détente

$$\text{avec } C_u = \pi D.n_d$$

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

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

$U_{mg} = 6,18.U_{mp}$ Pour les phases : Admission, échappement et compression,

$U_{mg} = 2,28 U_{mp} + 3,24.10^{-3} \cdot \frac{V_s T_l}{P V_l} \cdot (P_g - P_{go})$ phases : combustion et détente.

Plus récente, la relation de Wochni fait également intervenir la vitesse d'écoulement de la charge dans la chambre d'un moteur DIESEL à injection directe non suralimenté, $D=210$ mm $C=186$ mm, $U_{mp} = 10.8$ m/s ; $A=0,35$. Avec T_g température déterminante, le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 5.173 \left[\frac{P_g^{0.8} U_{mg}^{0.8}}{T_g^{0.53} D^{0.2}} \right] + \varepsilon \cdot \sigma_0 A \frac{\left[\frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[\frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (3.44)$$

la relation de woschni s'applique bien aux moteurs modernes dans lesquels la turbulence et donc les transferts de chaleur par convection ne sont pas négligeables [7].

III.2 Transfert radiatif

Le but de cette partie est l'étude du troisième mode de transfert de chaleur dans les moteurs thermiques .

Les transferts radiatifs, pendant longtemps, ont été considérés comme un mode de transfert mineur par rapport aux autres échanges de chaleur [bonne (1971)].

Ils ont d'abord été traités de manière très simple en étant assimilés à une simple perte globale de chaleur.

Cette perte d'énergie par rayonnement se réduisait donc à un paramètre ajustable pouvant prendre des valeurs artificiellement très différentes.

Ces modèles furent remplacés par des modèles de rayonnement optiquement fins sans tenir compte de la réabsorption du rayonnement. Il est désormais établi que pour des configurations optiquement épaisses (où l'absorption du rayonnement est très importante) il est nécessaire d'avoir des modèles à plus grande dynamique spectrale [dagusé (1996)], c'est-à-dire reproduisant le plus fidèlement possible toute la complexité des transferts radiatifs.

Le transfert radiatif est un des modes de transfert de chaleur dominants dans les systèmes industriels à hautes températures et grandes échelles. Son influence est incontournable dans les domaines de la motorisation, en particulier pour les moteurs diesel. Dans une étude de moteur diesel, [Abraham (1997)] estime les pertes par rayonnement entre (40 et 60) % des pertes totales de chaleur pour des températures pouvant aller de (1000 à 3000) K.

Pour les systèmes de grande taille (incinérateurs, chaudières industrielles,..) où la thermique est dominée par les transferts radiatifs, on atteint des températures de parois de 500 à 1000 K pour lesquelles le rayonnement représente 95% du transfert thermique total [Olsommer (1997a)].

A des échelles plus petites on retrouve de tels effets : La prise en compte du rayonnement peut représenter 20 % dans les flammes d'hydrogène [dagusé 1996] et jusque 60 % dans une flamme de diffusion turbulente d'acétylène [gore (1988)].

Si les flux globaux aux parois sont souvent assez bien estimés à partir des modèles les plus courants, en revanche, les termes sources radiatifs locaux représentent une difficulté plus grande.

III.2.1 Les transferts radiatifs en combustion

Par rapport à d'autres mécanismes de transfert, les difficultés spécifiques de l'étude des transferts radiatifs sont principalement liées au fait que la détermination du terme source en un point dépend de toutes les directions de l'espace et de toutes les fréquences radiatives pour chaque direction.

III.2.2 Longueurs d'onde des transferts radiatifs en combustion

Pour les transferts thermiques en combustion, c'est dans le domaine spectral de l'infrarouge (I. R) compris entre les longueurs d'onde de 0,1 à 100 μm (figure (3.2)) que se rencontrent les principales applications dans le domaine des transferts énergétiques. Dans ces systèmes, le rayonnement constitue l'un des trois modes de transfert de chaleur avec la particularité d'exister en l'absence de matière [23].

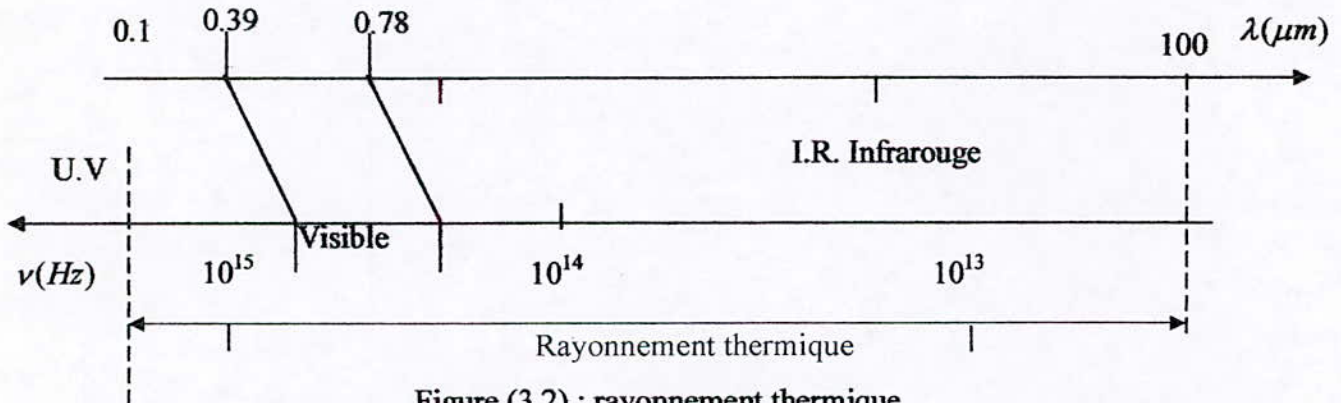


Figure (3.2) : rayonnement thermique

A l'échelle des phénomènes macroscopiques, il existe deux classes de modèles descriptifs du rayonnement :

- Ceux fondés sur la description ondulatoire de Maxwell
- Ceux qui s'appuient sur la description énergétique en flux corpusculaire (ou en « paquet de photons »).

Pour l'étude des transferts radiatifs en combustion on utilise principalement une description énergétique des transferts radiatifs en milieu **semi-transparent**.

III.2.3 Transfert radiatif en milieu semi-transparent

La configuration rencontrée en combustion peut le plus souvent ramener à l'image générique d'un volume de gaz confiné par des parois solides opaques, au rayonnement infrarouge.

❖ Milieu semi-transparent

Nous qualifions les milieux semi-transparentes des milieux (tels que les gaz de combustion) qui peuvent à la fois transmettre, absorber, émettre et parfois diffuser une puissance radiative [24].

❖ Coefficient d'absorption et de diffusion

Pour les Milieux Semi-Transparents on caractérise la manière dont le rayonnement est absorbé, émis ou diffusé par la matière en utilisant des coefficients monochromatiques : d'absorption $k_{a,\eta}$, d'émission $k_{e,\eta}$ de diffusion σ_η et une fonction de phase ϕ pour indiquer la distribution angulaire de l'énergie radiative diffusée.

❖ L'émissivité du milieu semi-transparent

On considère que les produits de combustion se limitant dans les dioxydes de carbone (CO_2) et de la vapeur d'eau (H_2O).

A l'aide d'une série d'abaques établis expérimentalement par HOTTEL et EGBERT on peut calculer l'émissivité totale d'une couche homogène et isotherme, de forme sphérique, rayonnant vers un élément de surface placé au centre de sa base.

Les abaques de HOTTEL et EGBERT fournissent l'émissivité totale d'une couche gazeuse hémisphérique, pour le gaz carbonique et la vapeur d'eau [24].

On remarque que ces graphes on été établis pour une pression totale P du mélange gaz absorbant + gaz transparent égale à un atmosphère, et une pression partielle P_g du gaz

absorbant tendant vers zéro. Mais dans la pratique on a généralement des pressions autres que celle-ci.

On tient compte de l'influence des valeurs réelles des pressions totales sur ε_{CO_2} et des pressions partielles sur ε_{H_2O} , en multipliant les émissivités obtenues à partir des abaques des coefficients correcteurs C_{CO_2} et C_{H_2O} fournis respectivement par les courbes des figures 7,8 [24] (voir annexe).

L'émissivité totale du mélange gazeux est évaluée en additionnant les contributions de CO_2 et de H_2O calculées séparément, selon la méthode qui vient d'être indiquée.

$$\bar{\varepsilon}_{gl} = C[\varepsilon_{CO_2}(T_g, P_{CO_2}, R_l)] + C_{H_2O}[\varepsilon_{H_2O}(T_g, P_{H_2O}, R_l)] - (\Delta\varepsilon)_{T_g}$$

Le terme $\Delta\varepsilon$ est une valeur de correction car la valeur résultante de la contribution de CO_2 et de H_2O est légèrement trop forte [24].

❖ Les propriétés des mélanges de gaz

La théorie cinétique des gaz est suffisamment développée pour que la conductivité thermique et la viscosité des gaz peuvent être calculées exactement (Hirschfelder, Curtiss, and Bird, 1954) [12].

La viscosité d'un composant pur est donnée par : $\mu = 26.693 * 10^{-6} \frac{\sqrt{MT}}{\sigma^2 \Omega}$

avec μ en $g\ cm^{-1}\ s^{-1}$ ou en poiseuille.

σ diamètre moléculaire en angstroms.

$$\Omega = 1.155(T^*)^{-0.1462} + 0.3945e^{-0.6672T^*} + 2.05e^{-2.186T^*}$$

avec T^* température sans dimension définie par la relation suivante $T^* = \frac{kT}{\varepsilon}$

k : constante de Boltzman

ε : est l'énergie maximum de l'attraction pendant la collision.

Tableau (3.2): donne les différents valeurs de σ , $\frac{\varepsilon'}{k}$ pour les espèces prépondérantes [12].

espèces	σ ($\overset{\circ}{A}$)	$\frac{\varepsilon'}{k}$ (K)
CO_2	3.914	195.2
H_2O	2.641	809.1
N_2	3.798	71.4
O_2	3.467	106.7
CO	3.690	91.7
H_2	2.827	59.7
H	2.708	37.0
O	2.050	106.7
OH	3.147	79.8
NO	3.492	116.7

III.2.4 Propriétés radiatives du domaine

Pour le calcul des transferts radiatifs entre les surfaces du domaine définies au *chapitre I*, il faut connaître le facteur de forme de chaque surface et, comme le facteur de forme dépend de la géométrie et des propriétés radiatives des parois le problème revient donc à la recherche de ces paramètres à partir des valeurs tabulées [24].

Pour simplifier le problème on apporte une modification sur le domaine défini précédemment. On considère que le domaine est constitué de :

- Cylindre ;
- Surface plate du piston ;
- Culasse et les deux soupapes comme une seule surface plate.

On donne les valeurs de l'émissivité (ε_i) des différentes surfaces qui constituent le domaine d'étude.

surface	Température(°C)	Valeur de ε
<u>Piston :</u>		
Aluminium :		
• Poli	200-600	0.04-0.06
• Fortement oxydé	90-540	0.20-0.33
<u>Culasse et chemise</u>		
Fonte	40-260	0.57-0.66
<u>Soupape d'admission</u>		
Acier dur	20-360	0.94
<u>Soupape d'échappement</u>		
• Acier inoxydable	230-900	0.50-0.70
• tungstène	540-1090	0.11-0.16

Tableau (3.3) : Valeur de ε des différents surfaces [23].

III.3 Conduction

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 la température au sein de ces structures on fait appel à l'étude de la conduction

III.3.1 Conditions aux limites

On distingue deux types de conditions aux limites

- ✓ Condition du « type DIRICHLET » imposée sur la variable de température T .
- ✓ Condition du « type NEWMANN » imposée sur le flux de chaleur Q

III.3.2 Conduction dans les soupapes

Les soupapes d'admission et d'échappement d'un moteur à combustion interne fonctionnent sous de sévères conditions thermiques.

La présence d'un large gradient de température sur le corps de la soupape cause une déformation thermique .

La résolution du problème thermique au sein de la soupape est compliquée pour les raisons suivantes :

- La température du gaz à l'intérieur du cylindre moteur varie cycliquement.
- Les parties similaires de soupapes sont soumises aux différentes températures et coefficients de transfert de chaleur par tige et tête.

Avant d'étudier le problème de transfert de chaleur de la soupape d'admission et d'échappement. Il faut citer l'effet du temps et celui de la vitesse de la soupape :

- **Effet de la vitesse** : la vitesse du solide sert à transporter la température d'un point à un autre .
- **Effet du temps** : la température change au fur et à mesure du temps.

Dans l'étude de la transmission de chaleur, comme dans les autres branches techniques, le succès de la solution d'un problème nécessite des hypothèses.

Il est presque impossible de décrire parfaitement un phénomène physique, et quelques approximations sont nécessaires pour mettre un problème sous forme d'équation pouvant être résolue. Il est important lors de l'interprétation des résultats, de tenir compte des hypothèses, des approximations faites au cours d'une étude dans les problèmes de transmission de chaleur, les propriétés physiques telles que la conductivité thermique ou la viscosité varient avec la température. Cependant, dans beaucoup de problèmes pratiques, cette variation peut être négligée car elle est suffisamment faible.

Le système est soumis aux variances cycliques de la température du milieu environnant.

Dans de tels problèmes, la température en un point particulier du système reprend périodiquement la même valeur; aussi le flux de chaleur et la quantité d'énergie emmagasinée subissent des variations périodiques sans oublier que les gaz à l'intérieur du cylindre varient périodiquement. Les problèmes de ce type rentrent dans la classification de la transmission de chaleur en régime quasi permanent ou périodique.

Aussi le coefficient d'échange de chaleur par convection peut varier d'un point à un autre, mais dans la plupart des applications industrielles on est intéressé par les valeurs moyennes [25].

a) Equation fondamentale du problème

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 :

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = \text{div}(-K \vec{\nabla} T) + S_0 \quad (3.45)$$

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).

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

Les hypothèses simplificatrices sont :

- On est en présence d'un problème tridimensionnel, axisymétrique $\frac{\partial T}{\partial \theta} = 0$
- Pas de génération de source interne $S_0 = 0$
- Toutes les propriétés thermophysiques sont constantes $(\rho, c, K) = csts$
- En tenant compte de toutes ces hypothèses, l'équation précédente se simplifiera en donnant

$$\rho c \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) = -K \text{div}(\vec{\nabla}T) \quad (3.46)$$

la résolution de cette équation différentielle nécessite la connaissance des conditions aux limites.

b) Conditions aux limites

1. Condition aux limites « de type DIRICHLET » :

Ce type de conditions aux limites s'applique sur :

- la tête conique de chaque soupape est en contact avec le siège de température T_s
- la tige de chaque soupape est en contact avec le guide de soupape de température T_b .

2. condition aux limites de « type NEWMANN » :

d'après la figure (3.3), on voit que :

- la partie inférieure de la soupape d'échappement est exposée aux gaz chauds expulsés, de température T_c estimée expérimentalement et un coefficient de transfert de chaleur par convection h_c

$$Q = h_e(T - T_e) \text{ avec } T < T_e$$

- la partie supérieure de la tige de chaque soupape est exposée à l'air frais de température $T_f = T_a$ et d'un coefficient de transfert par convection h_f .

$$Q = h_f(T - T_f)$$

- à l'intérieur du cylindre, les gaz sont en contact direct avec la surface plate de la tête de la soupape d'échappement, puisqu'il s'agit d'un problème dynamique (la soupape est munie d'un mouvement alternatif) ce qui amène à des conditions aux limites variables. Les parties de la soupape seront soumises à des conditions aux limites de type DIRICHLET subissant des conditions aux limites du type NEWMANN après l'ouverture de celle-ci.

Soupape fermée

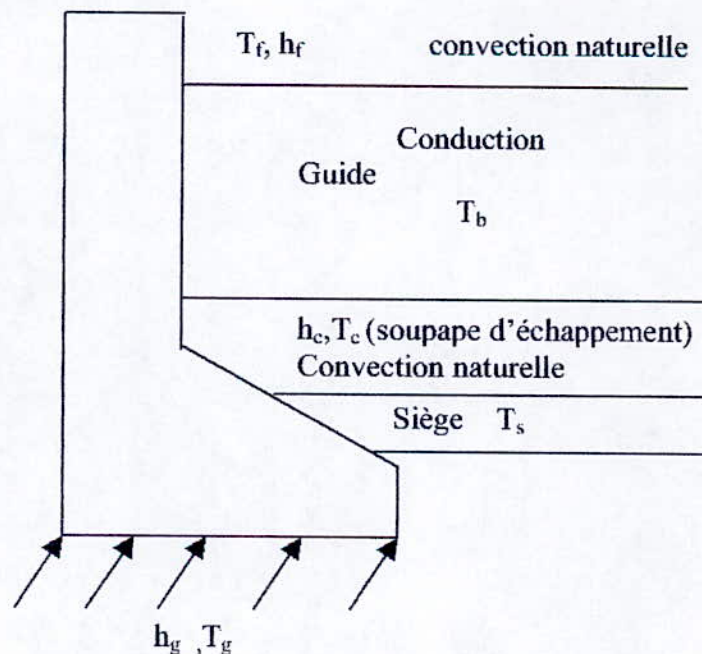


Figure (3.3) : Soupape fermée

Soupape ouverte

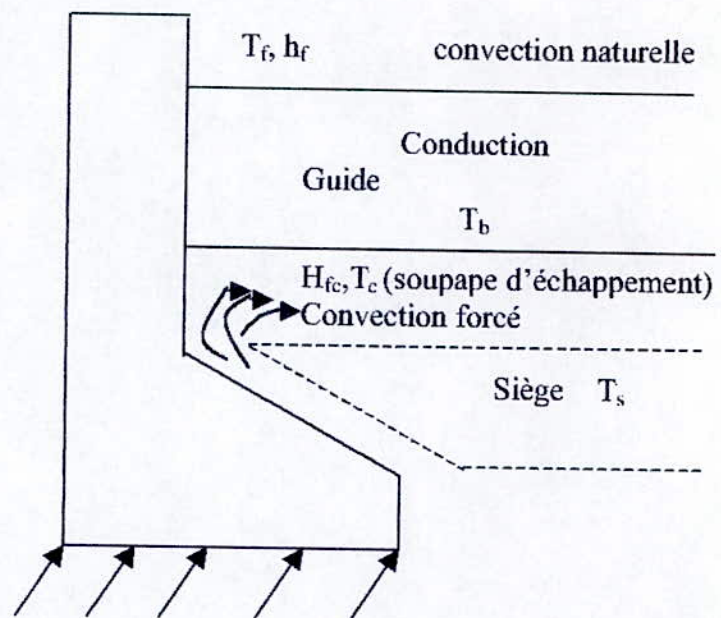


Figure (3.4) : Soupape ouverte

III.3.3 Culasse

Analyse thermique

Les apports d'énergie calorifique dont la culasse est l'objet se situent pour l'essentiel dans sa face inférieure.

La structure de la culasse est le siège d'une propagation d'énergie calorifique provenant d'une réaction exothermique (combustion) qui constitue une source chaude.

Une autre quantité de chaleur est mise en jeu, celle de l'échappement qui est plus faible que celle dégagée lors de la combustion et qui sera intense au niveau des soupapes du fait de l'ouverture de ces dernières.

Les conséquences qui en découlent et qui donnent naissance à des contraintes thermiques seront donc :

- un gradient de température radial
- un gradient de température axial

□ **flux entrant**

le flux entrant, constitué par la chaleur dégagée par la réaction entre le combustible et l'air élevé à une certaine température, est fonction de :

- la pression et turbulence de fluide.
- la température de fluide admis.
- la masse d'air présente par gramme de combustible effectivement brûlé.

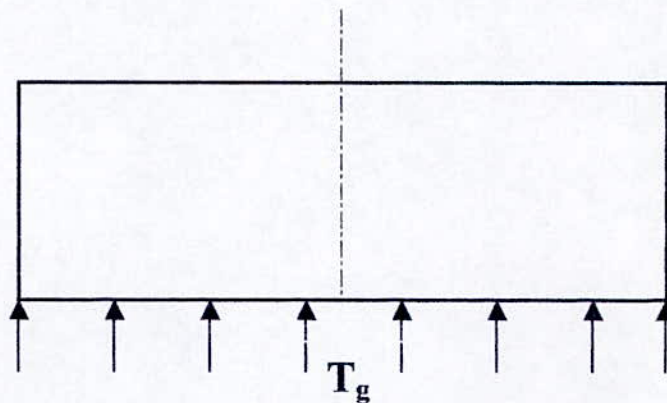


Figure (3.5) : Flux entrant dans la surface inférieure de la culasse

□ **Flux sortant**

Il existe deux évacuations des calories :

- **naturelle** : sur toute la circonférence de la culasse par circulation de l'air.
- **Forcée** : Par circulation de l'eau de refroidissement à l'intérieur de la culasse.

Formulation mathématique

Pour étudier la conduction à travers la culasse et vu la complexité de la géométrie, le domaine est réduit à la partie inférieure de 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.

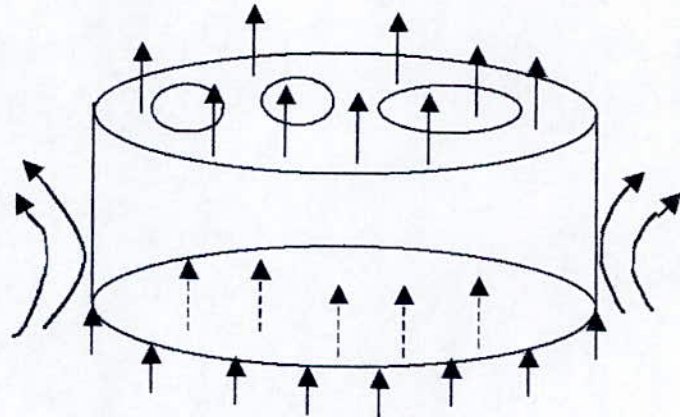


Figure (3.6) : Modélisation de la culasse du moteur

III.3.4 Chemise

Situation thermique

Les cylindres du moteur sont entourés 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 qui tient lieu à la partie supérieure des cylindres.

Pour étudier la conduction à travers les parois des cylindres on adopte quelques approximations [7, 26]:

- 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 gaz-parois par convection forcée et rayonnement (voir paragraphe convection dans le cylindre).
- Transfert paroi coté gaz-paroi coté eau par conduction et transfert paroi coté eau-eau par convection forcée.

L'hypothèse monodimensionnelle permet l'analyse de ce transfert thermique par analogie avec la théorie des circuits électriques élémentaires, compte tenu des simplifications très importantes qu'implique cette méthode, surtout dans le cas des pièces à géométrie complexe [7,12].

La figure (3.7) représente le chemin thermique pour le flux de chaleur. Alors que le coefficient d'échange gaz-paroi varie à chaque instant du cycle, On admet que les paramètres de l'échange thermique dans la paroi et l'eau restent constants au cours du cycle [12].

Par analogie électrique on définit les résistances thermiques :

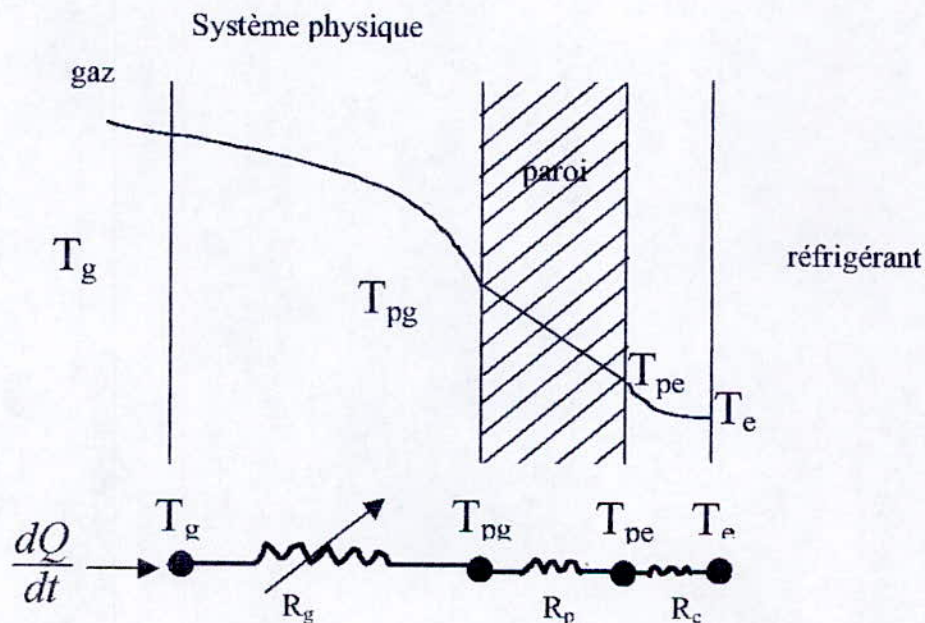


Figure (3.7) : système électrique analogue [12].

Coefficient d'échange paroi-eau [7].

Relation de SONNENKEN

Le coefficient d'échange entre la paroi et l'eau en circulation le long du cylindre s'écrit :

$$h(W/m^2 \cdot ^\circ K) = h_0 + h_c \cdot \sqrt{U_{eau}} = 348,5 + 2\,091 \sqrt{U_{eau}} \quad (3.47)$$

avec :

U_{eau} : vitesse du fluide de refroidissement (eau) comprise entre 0,5 et 1,7 m/s,

h_0 : coefficient de transfert de chaleur en convection naturelle.

III.3.5 Conclusion

L'étude de la conduction dans les structures d'un moteurs dépend de la convection et du rayonnement qui interviennent comme condition aux limites dans le problème de la conduction.

Cependant, la description du phénomène de transfert de chaleur au moyen des formules données précédemment (paragraphe convection) est rendu difficile car ces formules sont spécifiques aux moteurs sur lesquels elles ont été développées.

On remarque que le phénomène de rayonnement n'a pas été considéré ou bien qu'il intervient implicitement dans certaines relations et explicitement dans d'autres.

En plus, ces formules utilisent des températures et des pressions moyennes calculées sur un cycle.

Ces dernières ne tiennent pas compte des phénomènes de dissociation et accordent plus d'importance à la turbulence sans tenir compte des cycle précédents.

III.3.6 Etude de quelques résultats expérimentaux [27]

Le but de cette présentation est de montrer l'influence d'un certain nombre de paramètres sur les transferts thermiques dans les moteurs et de le comparer avec les études théoriques.

Les essais ont été effectués sur un moteur monocylindre (figure 3.8) équipé de deux soupapes, d'une culasse et d'un piston plat. Son alésage et sa course sont respectivement de 76 et 84 mm, ce qui correspond à une cylindrée de 381 cm^3 . Une entretoise comportant deux accès optiques est installée entre culasse et cylindre, ce qui porte le rapport volumétrique à 4.8/1. Le carburant utilisé est du propane.

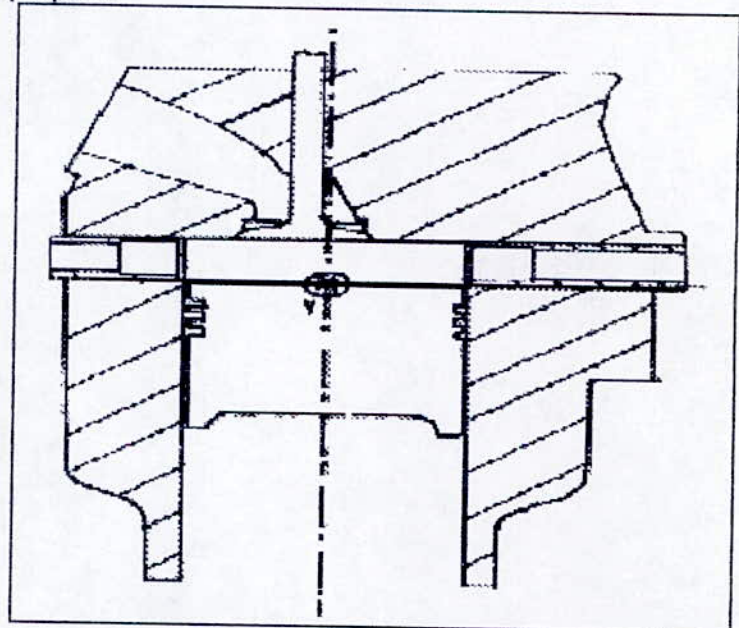


Figure 3.8 : vue du moteur équipé de l'entretoise et des hublots

□ Montage des capteurs

Pour mettre en évidence, quatre flux-mètres sont placés dans la chambre de combustion : deux dans l'entretoise et deux dans la culasse (figure 3.9). Chaque flux-mètre est composé d'un barreau d'acier, contenant deux thermocouples séparés de 4 mm dans la direction du flux thermique.

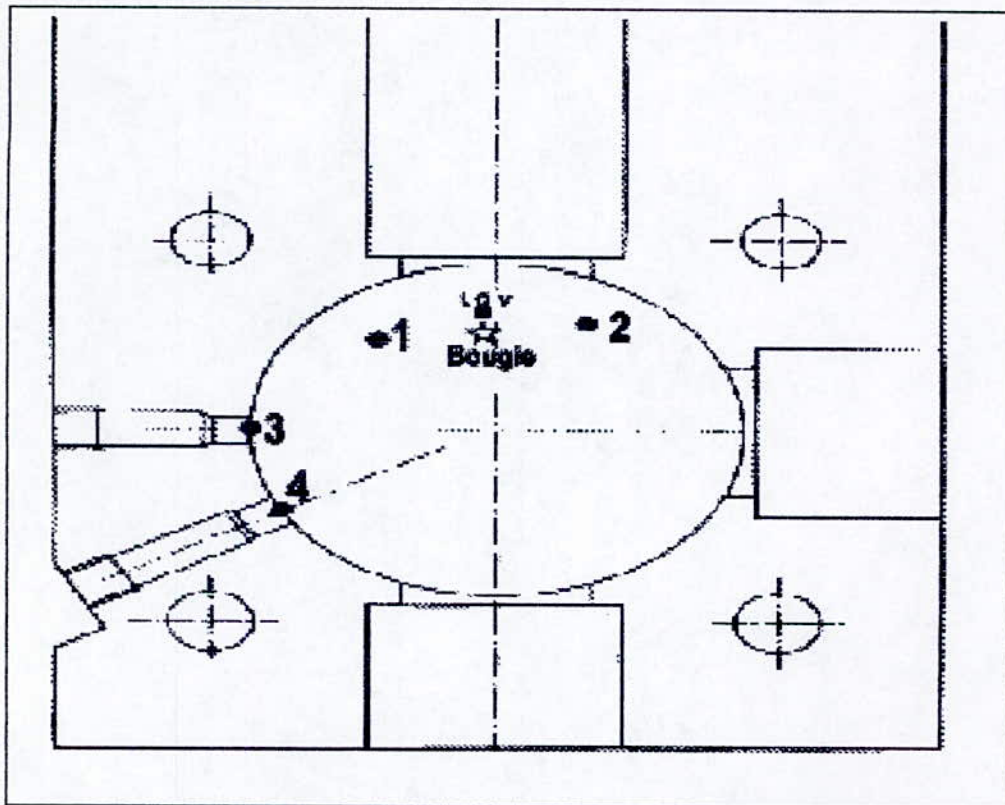


Figure 3.9 : Entretoise équipée des hublots et de deux flux-mètres

□ **Point de fonctionnement de référence du moteur :**

Le point de fonctionnement de référence du moteur est le suivant :

Régime 1 000 tr/mn,

Richesse :1.0,

Remplissage en air :0.8,

Avance à l'allumage : 40°,

Pas de swirl.

Le point mort haut compression est fixé arbitrairement à l'angle 360° vilebrequin.

Les flux thermiques mesurés par les quatre flux-mètres, sont des mesures moyennes effectuées sur un ensemble de 75 cycles successifs.

III.3.6.1 Analyse des paramètres agissant sur les flux thermiques

Une analyse des paramètres physiques qui influencent les transferts thermiques aux parois d'une chambre de combustion est entreprise dans les paragraphes suivants. Habituellement, les transferts thermiques sont formulés par une expression adimensionnelle

qui donne le nombre de Nusselt Nu en fonction du nombre de Reynolds R_e ; celui-ci tient compte de la densité du gaz ρ ainsi que d'une information aérodynamique (vitesse et/ou turbulence). Dans cette partie, l'influence de certains paramètres est étudiée expérimentalement.

L'analyse expérimentale consiste à observer l'évolution des flux thermiques lorsque l'avance à l'allumage, le remplissage, le régime et la richesse subissent des variations autour du point de référence. Dans chaque cas, la pression cylindre est acquise de façon à ce qu'on puisse faire l'analyse de combustion et calculer la loi de dégagement d'énergie. Les quatre flux-thermiques et l'A.D.L. sont mesurés et traités par des moyennes d'ensemble sur 75 cycles moteurs consécutifs [27].

1. Etude de l'avance à l'allumage :

Cinq conditions différentes d'avance à l'allumage ont été analysées dans la gamme 0 à 40 degrés. L'évolution de la loi de dégagement d'énergie portée sur la figure (3.10), montre une diminution de la vitesse de combustion lorsque l'avance est réduite ; ceci est dû à des conditions de pression et température plus basses lorsque la flamme est dans sa phase développée. En effet, aux faibles avances, la combustion développée a lieu lorsque le piston a dépassé le Point Mort Haut et que le volume de la chambre de combustion s'agrandit.

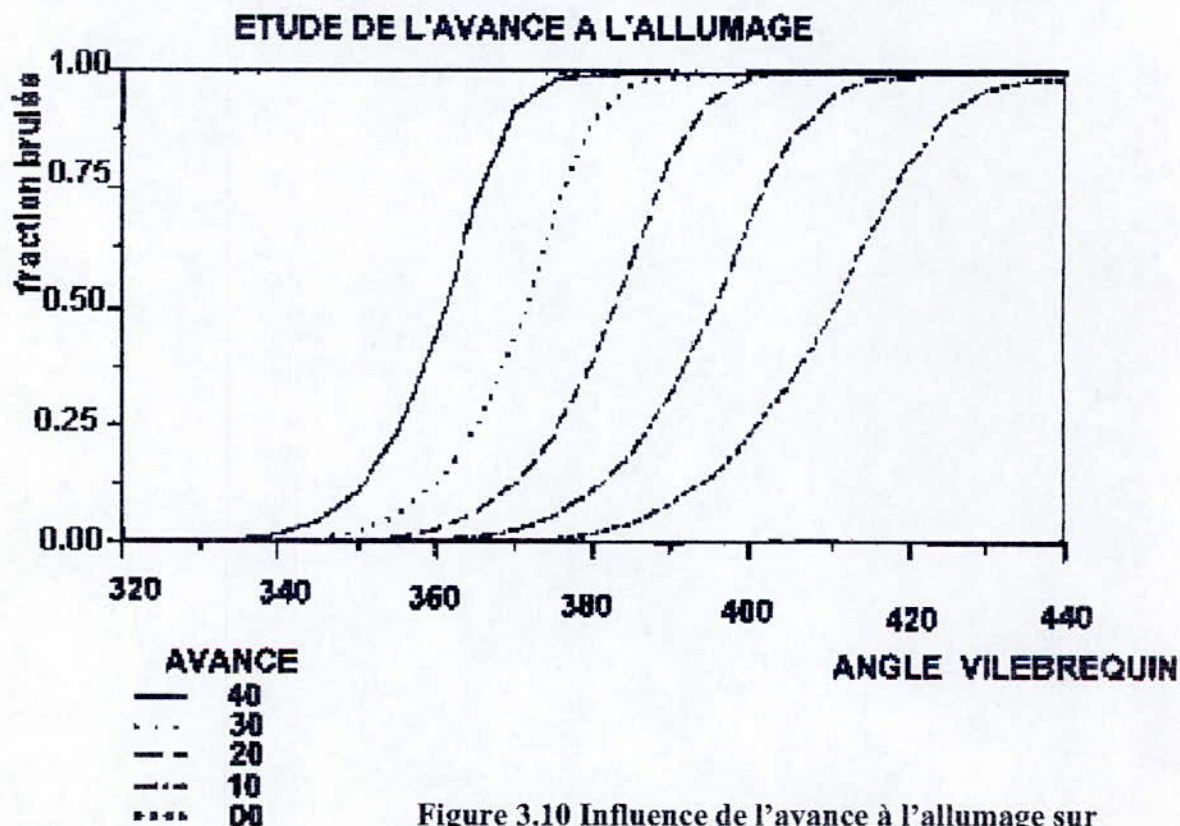


Figure 3.10 Influence de l'avance à l'allumage sur le dégagement d'énergie

Le flux thermique relevé par le flux-mètre numéro 1 (figure 3.11) atteint sa valeur de crête maximale pour 40 degrés d'avance. Cette valeur de crête décroît de 2 500 kW/m à 1 200 kW/m lorsque l'avance à l'allumage décroît de 40 à 0 degrés. Bien sur, la même tendance est observée sur les 3 autres capteurs de flux. Quoi qu'il en soit, aucune différence significative ne peut être observée sur les niveaux de turbulence lorsque l'avance à l'allumage évolue. Par conséquent, l'effet de l'avance à l'allumage sur les transferts thermiques s'explique par l'action de la densité des gaz brûlés : comme on peut le voir sur la figure 8, à 40 degrés d'avance, le flux maximum est obtenu au Point Mort Haut tandis qu'il n'est obtenu que 50 degrés après le point Mort Haut lorsque l'avance est réduite à 0 degré. Dans le dernier cas, la densité des gaz brûlés est bien entendu plus faible que dans le premier cas. Pour confirmer ce résultat, on étudie maintenant l'influence du remplissage.

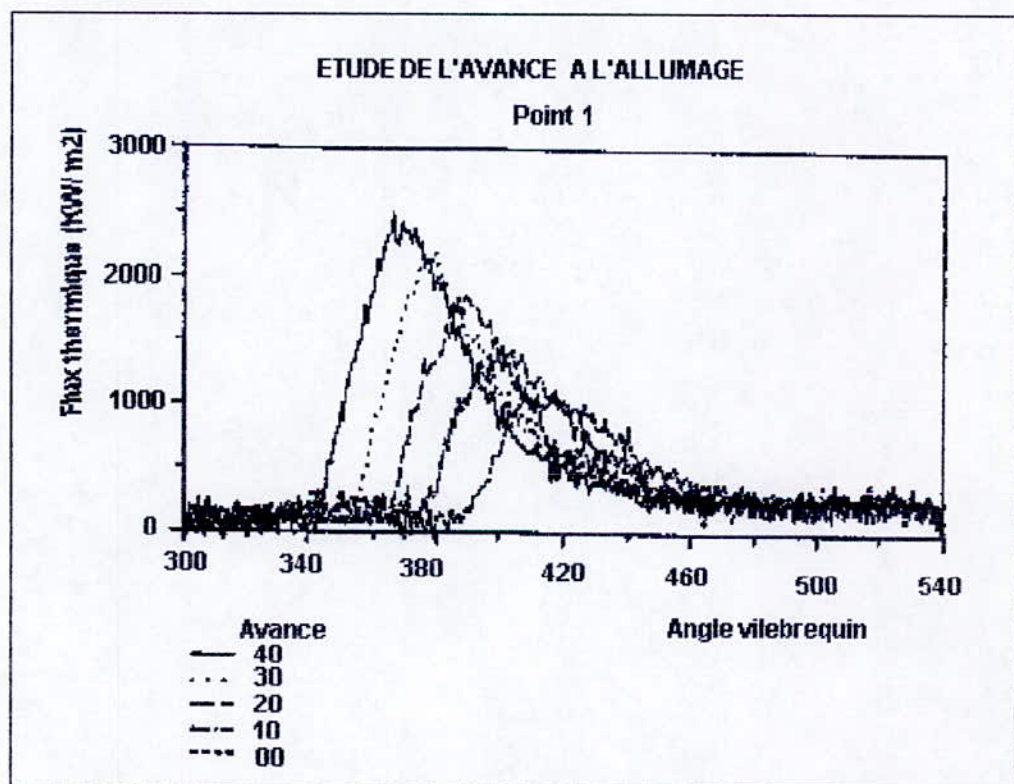


Figure 3.11 Influence de l'avance à l'allumage sur les flux thermique [27]

2. Etude de remplissage en air

Dans la cas du remplissage, trois conditions expérimentales sont analysées : 0.90, 0.78 et 0.54. Les avances à l'allumage sont choisies de façon à ce que les lois de dégagement d'énergie soient très semblables (figure 3.12). Là encore, on peut remarquer que les plus fortes charges, qui correspondent aux plus fortes pressions cylindre, donnent les dégagements d'énergie les plus rapides.

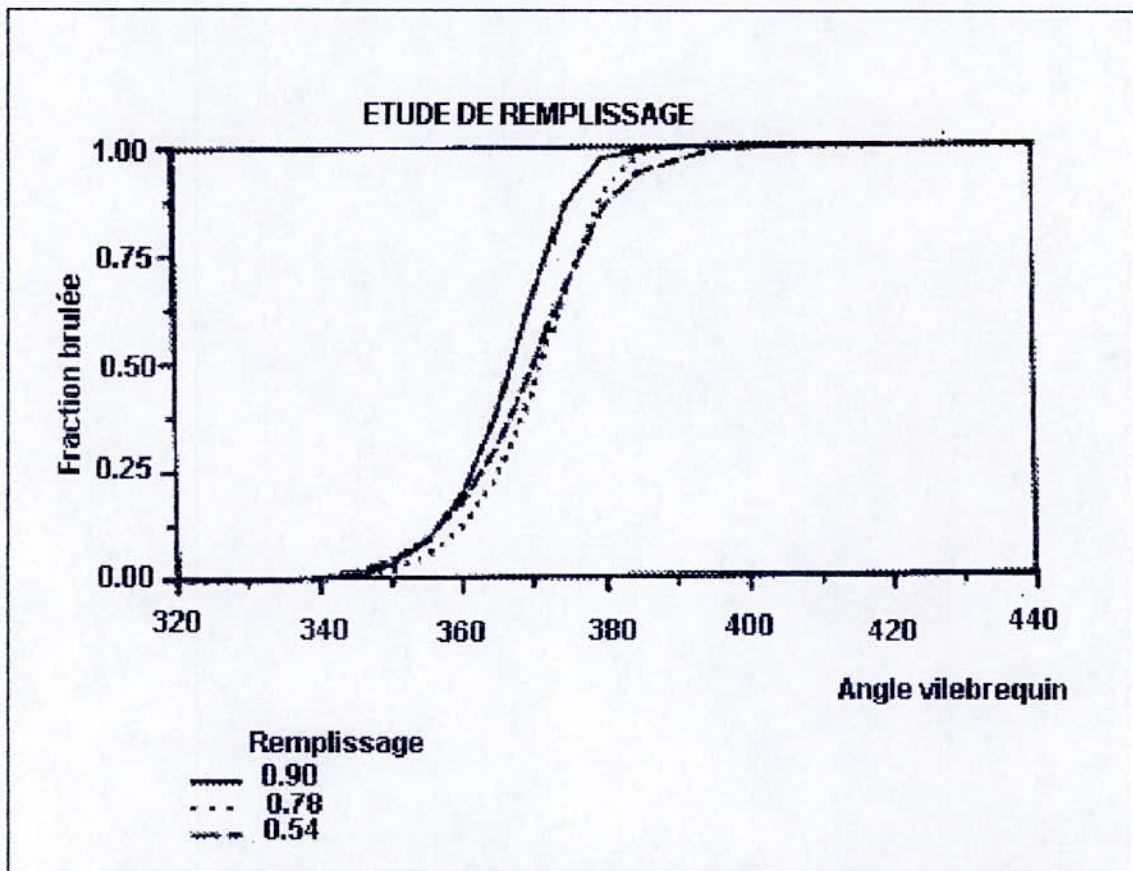


Figure 3.12 Influence de la charge sur le dégagement d'énergie [27]

3. Etude de régime

Dans cette étude, les conditions de régime suivantes sont testées : 500, 1 500 et 2 500 tours par minute. La richesse et le remplissage sont maintenus aux valeurs respectives de 1.0 et 0.8.

La figure (3.13), montre l'évolution du flux thermique avec le régime. Deux effets doivent être analysés séparément :

- les valeurs de crêtes augmentent de façon non linéaire de 2000 kW/m² à 3100 kW/m² lorsque le régime de rotation passe de 500 à 2500 tr/min ;
- la durée du transfert thermique décroît de 17 millisecondes à 500 tr/min (le flux a une valeur significative entre les angles 350 et 400°) à 7 millisecondes à 2 500 tr/min (entre les angles 350 et 460°).

On verra plus tard que ces deux effets combinés de niveau plus élevé, mais de durée plus courte, résultent en une légère décroissance des pertes thermiques globales pendant un cycle thermodynamique lorsque le régime augmente.

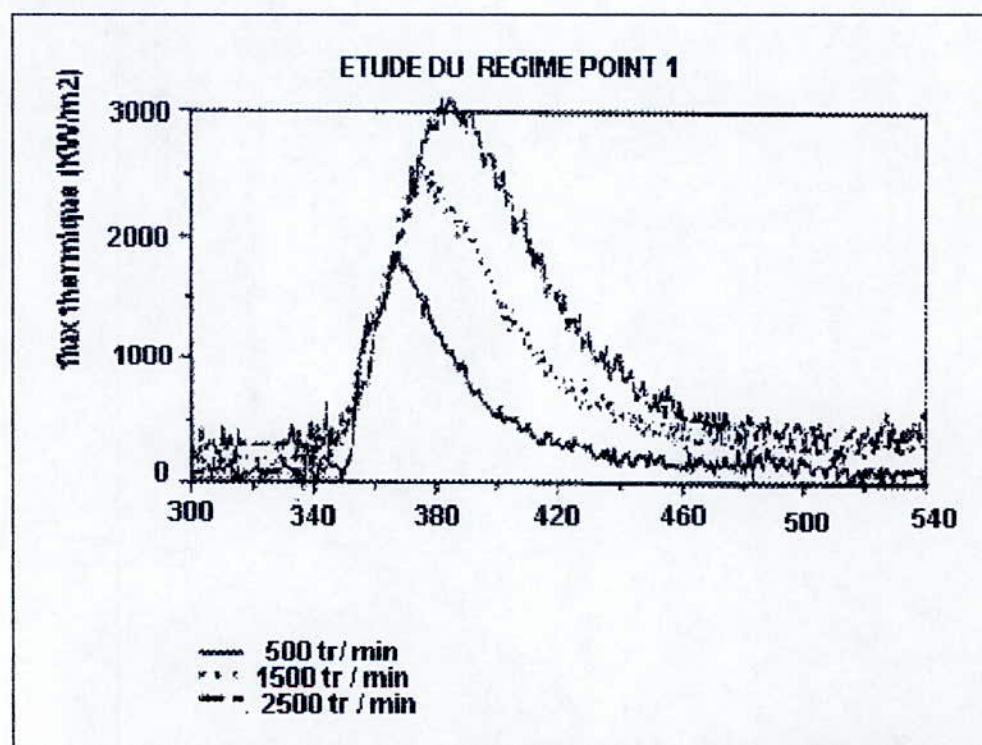


Figure 1.13 : Influence du régime sur le flux thermique [27]

Puisqu'on a choisi les avances à l'allumage de façon à obtenir à peu près le même calage de combustion dans chaque cas de régime (figure 3.14), on peut considérer que les différences notées sur les flux thermiques ne peuvent pas être expliquées par les effets de combustion et de densité. La durée de combustion doit également être analysée en terme de temps pour remarquer qu'elle diminue lorsque le régime augmente.

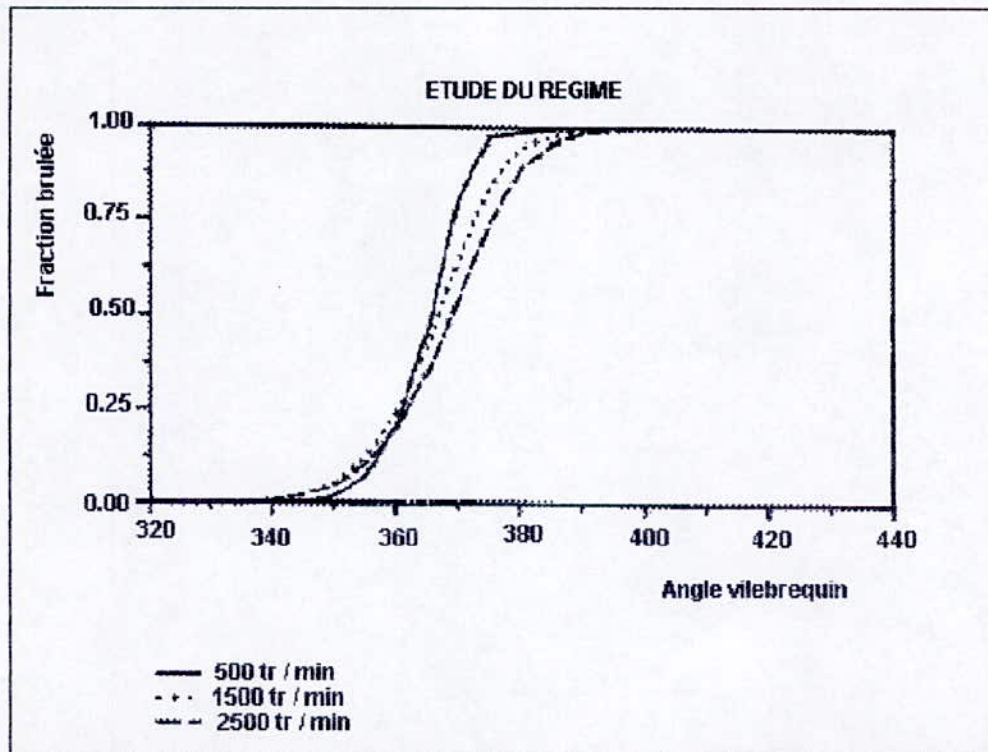


Figure 1.14 : Influence du régime sur le dégagement d'énergie [27]

4. Etude de la richesse

Au cours de ce test, le moteur fonctionne à cinq richesses différentes dans la gamme 0.7 à 1.1 ; le régime est maintenu à 1 000 tr/min et le remplissage à 0.8. L'avance à l'allumage a la valeur constante de 40° . L'influence de la richesse sur les transferts thermiques est montrée, pour le flux-mètre n° 1, à la figure (3.15). Les pics observés à l'angle 330 à la richesse 0.8 sont dus au bruit du système d'allumage ; ils ont cependant un avantage : ils permettent de repérer le début de combustion.

La valeur de crête du flux croît de 800 kW/m² pour la richesse 0.7 à 2 290 kW/m² pour la richesse 0.9; elle tend ensuite vers la valeur limite de 2 400 kW/m pour les richesses 1.0 et 1.1.

La vitesse de combustion est fortement affectée par la richesse (figure 3.16) : lorsque la richesse décroît de 1.0 à 0.7, le dégagement d'énergie est ralenti et la température des gaz brûlés est abaissée par l'effet de dilution. Ceci se traduit par une réduction des transferts thermiques. Le paramètre le plus important semble être la densité (liée au calage de la combustion) comme on peut le voir en comparant les figures (3.15 et 3.16).

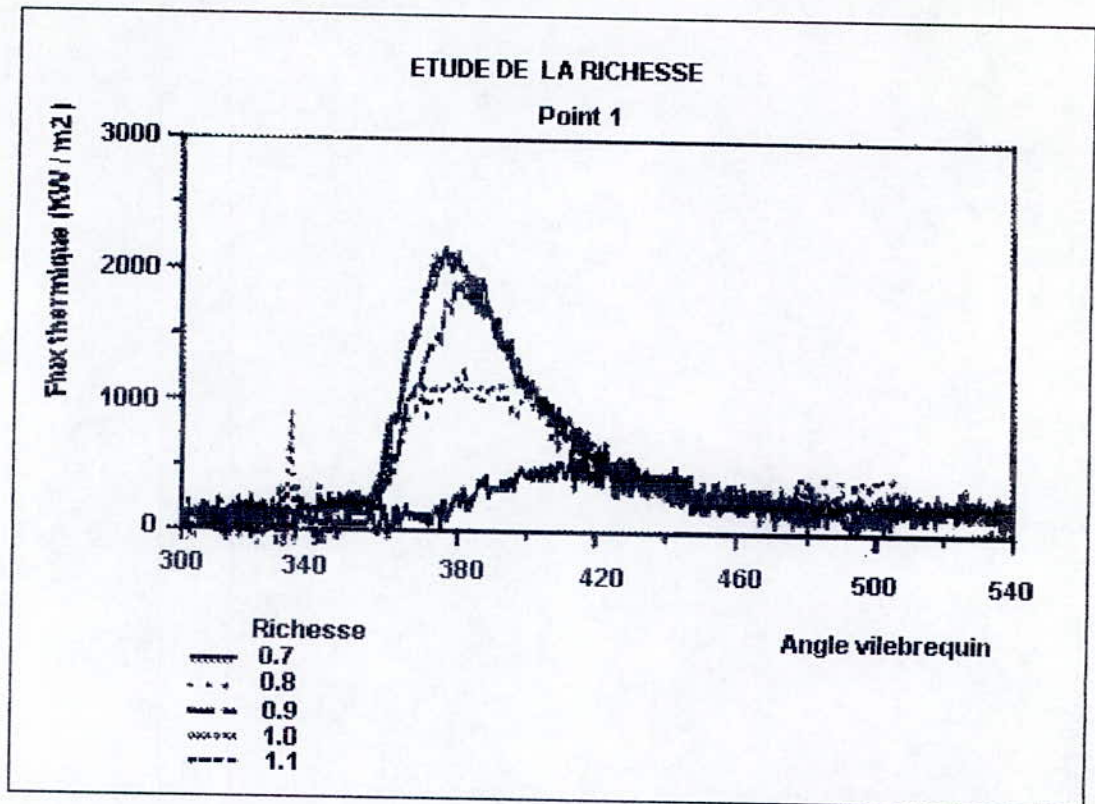


Figure (3.15) : influence de la richesse sur les flux thermiques

On peut remarquer que l'augmentation de la richesse de 1.0 à 1.1 n'entraîne pas beaucoup de modifications en ce qui concerne la loi de dégagement d'énergie et les flux thermiques.

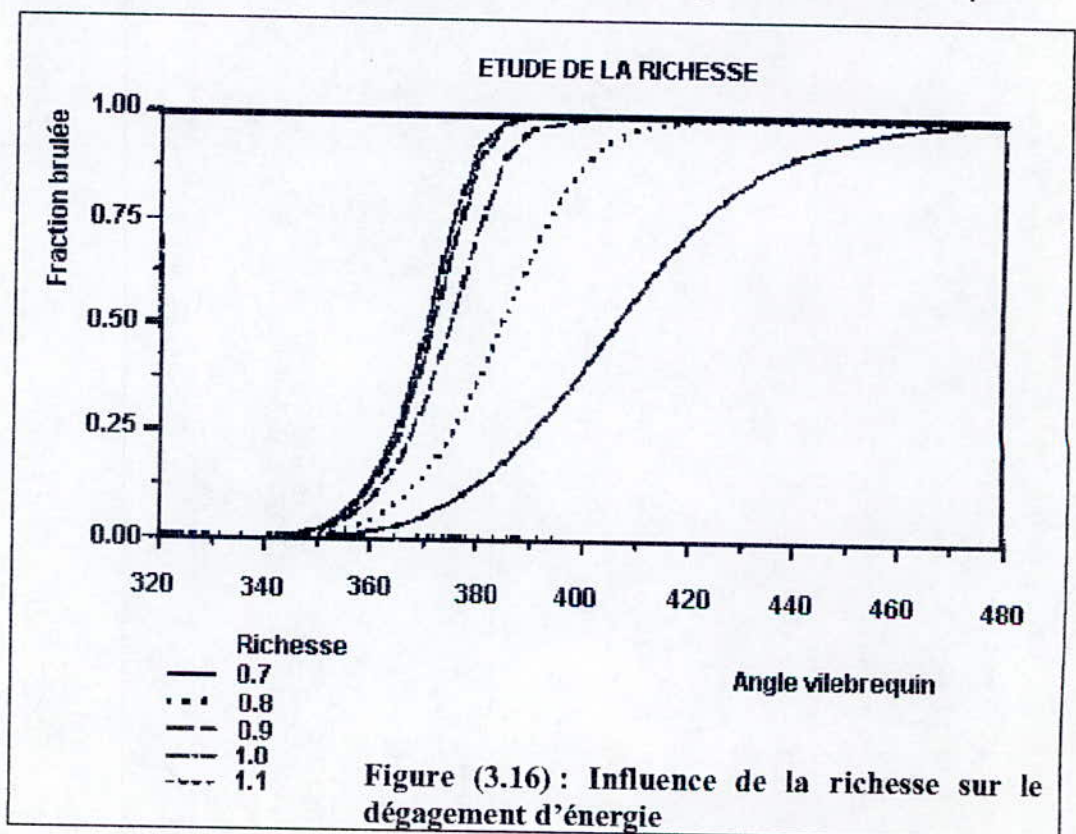


Figure (3.16) : Influence de la richesse sur le dégagement d'énergie

III.3.6.2 Conclusion

L'étude paramétrique qui vient d'être faite a permis de montrer l'influence des grandeurs suivantes sur les transferts thermiques gaz/parois

- la densité des gaz de combustion (mise en évidence par l'analyse de l'avance à l'allumage, du remplissage et de la richesse) ;
- l'intensité de turbulence ;

Ceci signifie que si on veut utiliser des modèles de transferts thermiques, on doit tenir compte de ces paramètres. Bien entendu, la température des gaz ne doit pas être oubliée, mais elle apparaît habituellement dans les modèles d'échanges thermiques sous forme d'écart de température entre les gaz et la paroi.

CHAPITRE IV :
Application sur le piston

IV Application sur le piston

IV.1 Conduction dans le piston

L'étude thermique du piston a été toujours difficile à mettre en œuvre cela est dû à la complexité de l'environnement où évolue le piston ou différentes interactions 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. Pour palier à ce problème, on développe un modèle à effet séparé sur le comportement global.

L'effet séparé des charges de pression et des flux thermiques générés par les gaz de combustion constituent les modèles mécaniques et thermiques. L'effet de la lubrification du contact élastique piston-paroi du cylindre sur le mouvement dynamique constitue le modèle elasto-hydrodynamique [28].

IV.2 Bilan thermique du piston

Le piston est soumis aux échanges thermiques de convection de type : $h(T_p - T_i)$ schématisés par la (figure (4.1)) où T_p et T_i sont respectivement la température de paroi et la température de l'entourage dans la surface d'échange considérée.

Le coefficient d'échange par convection entre le fond du piston et les gaz de combustion est constant et calculé à l'aide des formules données au chapitre III.

Les conditions aux limites au niveau des gorges, de la jupe du piston et des bossages internes sont tirées de la littérature.

L'utilisation de la formule de BLECH pour calculer la valeur de h permet d'avoir la distribution réelle de la température au niveau du fond,

$$h(r) = \left[1 + w \left(\frac{1}{2} - \frac{4r^2}{D^2} \right) \right] h_m$$

qui donne un coefficient d'échange gaz-parois décroissant paraboliquement avec la distance à l'axe du cylindre [29].

Le flux thermique né des gaz de combustion est transféré par convection sur le fond du piston où une partie du flux thermique augmente la température du piston par conduction, l'autre partie est cédée à l'entourage par convection à travers les segments, la jupe et les bossages internes.

Ce modèle adopté semble simple, car le processus réel du transfert thermique dans les pistons est plus complexe et devra tenir compte des échanges par rayonnement, par conduction vers la bielle, des transferts par frottement et des fluctuations des températures de combustion.

Sous les hypothèses simplificatrices précédentes, le bilan thermique global sur le piston a pour expression :

$$\sum_i Q_e = \sum_j Q_s \quad (4.1)$$

Q_e flux entrant

Q_s flux sortant

Le schéma suivant illustre les différents flux qui délimitent l'environnement où évolue le piston.

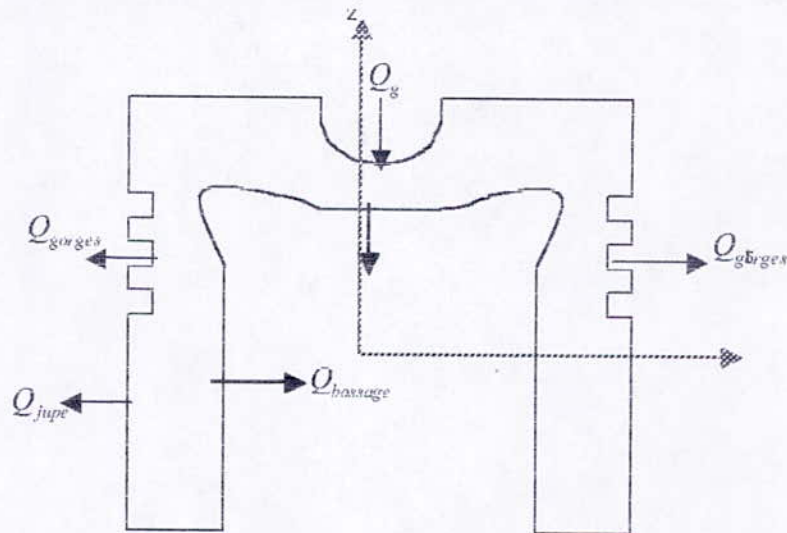


Figure (4.1) : Modèle d'un piston

Le bilan global du flux qui traverse le piston est :

$$Q_g = Q_{jupee} + Q_{bossage} + Q_{gorge} \quad (4.2)$$

avec :

$$\begin{aligned} Q_g &= hS(T_f - T_g) & T_f < T_g \\ Q_{gorge} &= h_{huile} S_2 (T_g - T_{huile}) & T_g > T_h \\ Q_{jupee} &= h_{jupee} S_3 (T_{pj} - T_{jupee}) & T_{pj} > T_{jupee} \\ Q_{bossage} &= h_{bossage} S_4 (T_{pb} - T_{bossage}) & T_{pb} > T_{bossage} \end{aligned}$$

Le problème thermique d'un piston est la conduction pure avec les conditions aux limites où les différents échanges convectifs interviennent.

IV.3 Formulation mathématique du problème

D'après la littérature, le choix du modèle de piston axisymétrique est justifié par les points suivants :

- La distribution des températures n'est pas influencée par le changement des profilés intérieurs éloignés de la tête du piston d'après Swallow et al (1986)
- Avec la chambre de combustion centrée sur la tête du piston, le modèle présente une axisymétrie sur toute la zone de la couronne porte-segments.
- Le code Matlab utilisé permet de prendre en charge de manière fiable ce type de problème (équation de transfert thermique et conditions aux limites) [28].

1. L'équation de la conduction en régime transitoire

- En coordonnées cylindriques (r, z).

$$\rho c r \frac{dT}{dt} - \frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(k r \frac{dT}{dz} \right) = 0 \quad \text{dans le piston} \quad (4.3)$$

- En coordonnées cartésiennes :

$$\rho c \frac{dT}{dt} - \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{dT}{dy} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (4.4)$$

2. le régime stationnaire est donnée par l'équation elliptique :

$$\frac{dT}{dt} = 0 \quad (4.5)$$

- En coordonnées cylindriques (r, z) :

l'équation (4.3) devient :

$$-\frac{\partial}{\partial r} \left(k r \frac{dT}{dr} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \left(k r \frac{dT}{dz} \right) = 0 \quad \text{dans le piston} \quad (4.6)$$

- En coordonnées cartésiennes :

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{dT}{dy} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \quad (4.7)$$

ρ est la densité du matériau du piston ,

c la capacité thermique

k est le coefficient de conductivité thermique.

IV.4 Conditions aux limites

Les échanges thermiques entre le piston et son entourage (figure (4.1)) sont considérés comme purement convectifs, ils s'expriment à l'aide de la condition limite de NEWMAN:

$$\bar{n} \left(kr \bar{\nabla} T \right) + hr(T - T_{\infty}) = 0 \quad (4.8)$$

sur les surfaces frontières du piston .

- Le coefficient convectif h sur la surface en considération
- Le flux Q évacué par cette surface

d'après [6], pour un piston de 275 mm de diamètre $P_{mc} = 25$ bars, $N = 750$ tr/mn.

Les valeurs des coefficients h et le flux évacué ou reçu par cette surface sont respectivement :

face	h (kcal/m ² .h.°c)	Q (Kcal/h.)
gaz fond de piston	450	236250
couronne piston chemise	600	18 000
gorge-segment(feux)	10 000	200 000
moyenne piston chemise	300	3 000
gorge-segment(huile)	4 000	20 000
bossage interne du piston	1000	25 000

IV.5 Résolution sous Matlab

Après avoir injecté les valeurs de Q et h dans le code Matlab, la distribution de la température au niveau du piston est donnée par La figure suivante :

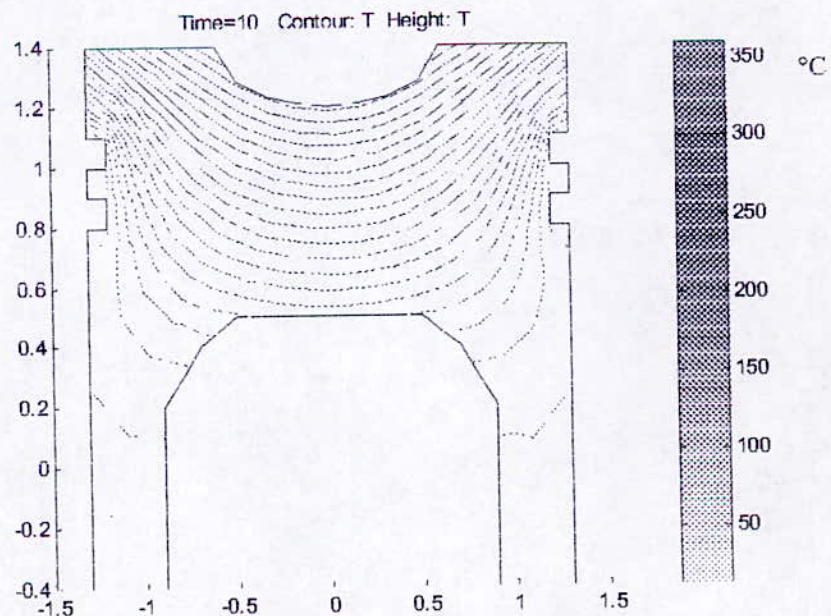


Figure 4.2 : lignes isothermiques

Le flux de chaleur :

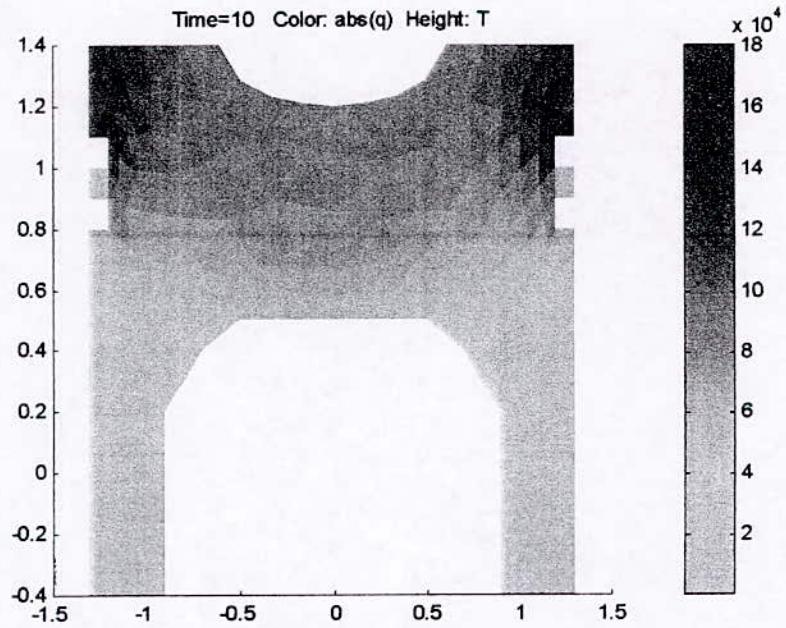


Figure (4.3) : le flux thermique

La direction de propagation de chaleur :

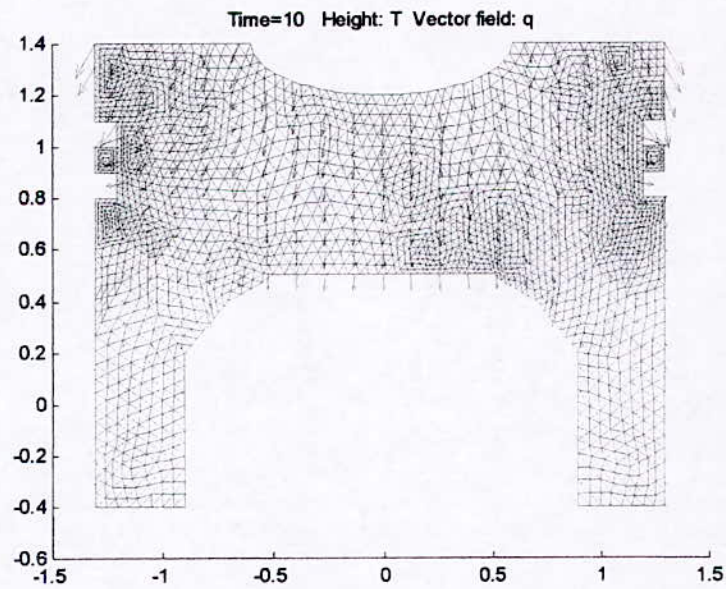
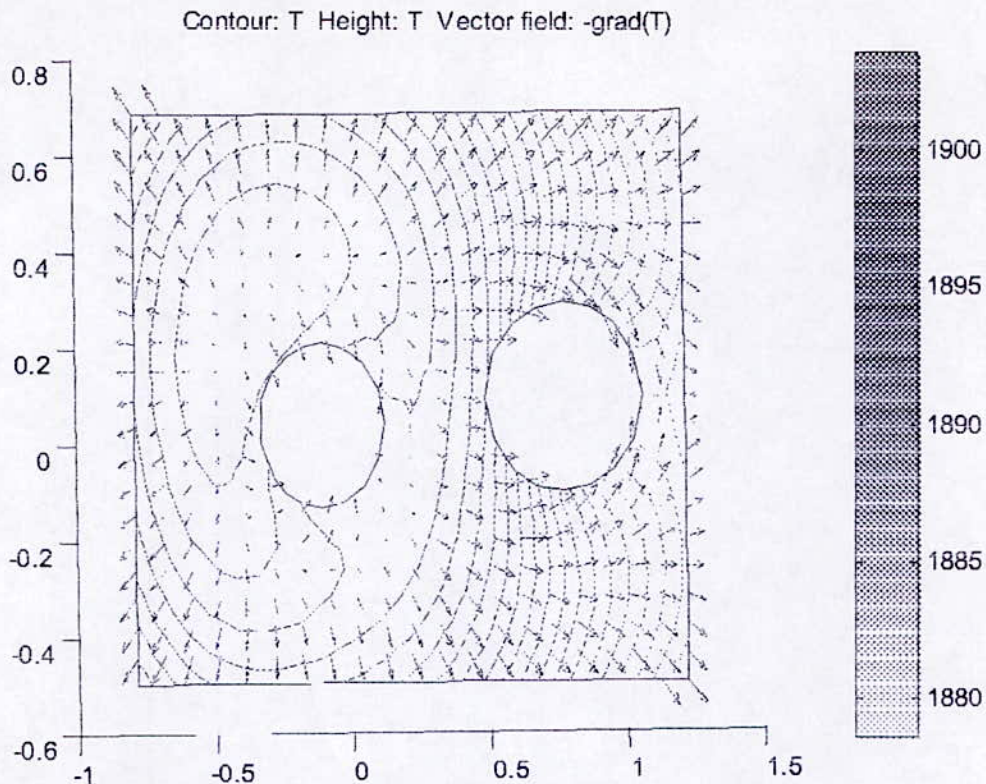


Figure (4.4) : direction de propagation de flux



Interprétation des résultats :

D'après la figure (4.2), on remarque que :

- les lignes isothermiques à plus grandes températures se situent au fond du piston.
- Au niveau de la gorge de feu, la concentration de contrainte thermique n'influe pas de manière notable sur la distribution des isothermes.

D'après la figure (4.3), on remarque un taux de transfert élevé au niveau de la gorge de feu, cela est dû à l'influence de deux flux :

- Le flux majeur provenant du fond du piston.
- Le flux local issu du frottement métal / métal (segment – chemise).

La direction de propagation du flux de chaleur :

- Axiale à partir du fond du piston jusqu'au bossage interne, le flux a tendance à diminuer en s'éloignant du fond du piston.
- Incliné par rapport à l'axe du piston sur sa périphérie. Cela est dû à la sommation des deux flux (Q_g , Q_{gorge}).
- Radiale au niveau des gorges du piston.

Culasse :

Dans le figure (4.5) on remarque :

- Une zone de concentration de contrainte thermique dans la partie supérieure de la soupape d'échappement.
- Le flux de chaleur se dirige vers l'extérieur.

CONCLUSION

Conclusion

L'étude des transferts thermiques à l'intérieur des cylindres (chambre de combustion) est très complexe car elle fait appel aux paramètres d'entrée-sortie (admission-échappement).

Cependant, l'étude des écoulements dans les zones et particulièrement autour des soupapes est indispensable.

Le recours à l'expérimental n'est pas facilement accessible ou parfois très coûteux, ce qui fait appel à la simulation de ces phénomènes à l'appui de certains codes puissants tels que le code kiva, CFD et CHEMKIN pour la combustion.

L'étude théorique a montré que pas mal de paramètres échappent à l'étude ou bien ils sont négligés ou trop exagérés dans leur contribution.

Cette étude a permis de contribuer à la compréhension des phénomènes de transfert de chaleur et de proposer de se lancer dans des projets en commençant par l'étude des écoulements dans les pipes d'admission et d'échappement, ensuite la combustion et enfin l'étude des structures les plus chargées.

Dans ce contexte on propose à l'avenir d'étudier le modèle d'un piston soumis au couplage (thermique dynamique) et l'étude thermique de la soupape d'échappement en utilisant des méthodes numériques appropriées .

Bibliographie

- [1] J.R. Heywood « Internal combustion engines fundamentals », Mc Graw-Hill , Inc, 1988.
- [2] Marc Demoulin « Transvasements gazeux dans les moteurs thermique», technique de l'ingénieur, B 2600.
- [3] J.Chagette « Technique automobile », Le moteur, Dunod , 1977, paris.
- [4] J.Tray « Moteur à allumage commandé », technique de l'ingénieur, BM 2540
- [5] J-Pierre MORANNE « Refroidissement des moteurs à combustion interne », technique de l'ingénieur, B 2830
- [6] R.BRUN « Science et technique du moteur diesel industriel et de transport », tome 2, éditions technip, 1984, 4^e édition.
- [7] Philippe Arques « Conception et construction des moteurs alternatifs » de la théorie à la compétition édition ellipses 1999, Paris.
- [8] Philippe Arques « Moteur alternatifs à combustion interne » de la théorie à la compétition. édition ellipses, 1999, paris.
- [9] F.KREITH « Transmission de la chaleur et thermodynamique », Masson et c^{ei} Editeurs, 1967, paris.
- [10] FRANK.P.Incropera, DAVID.P.Witt « Fundamentals of heat and mass transfert » second edition, 1981, singapore.
- [11] R.BRUN « Science et technique du moteur diesel industriel et de transport » tome 1 éditions technip 1981 4^e édition.
- [12] COLIN. R.Ferguson « Internal combustion engines » applied thermosciences, JOHN WILEY & SONS, Canada, 1986.
- [13] A.DOUAUD «Simulation des phénomènes internes au cylindre d'un moteur à allumage par compression », Institut Français du Pétrole, Entropie N° 45 Mai-Juin 1972.
- [14] : WOLF-DIETRICH BEAUCHER « Heat transfer and mixture vaporisation in intake systems of spark ignition engines », ph.D. thesis, Massachusetts Institute of technology, june 1997.
- [15] RICHARD STONE « Introduction to internal combustion engines » M .Macmillan, 1985. Hong Kong.

- [16] A.Benabbassi « Résultats de l'étude analytique des processus de l'installation turbocompound, avec limitation des transferts thermiques et régulation de la suralimentation », Entropie N° 234, (2001), PP 22.
- [17] GEORGE.J VACHTSEVANOS and THEOCHARIS K. Boukas «Modeling and control of transient engine conditions», SAE PAPER N° 3231, 2001, USA.
- [18] Jim Cowart and Wal Cheng « Intake valve thermal behavior during steady-state and transient engine operation », SAE PAPER N° 3641, 1999, MIT, USA .
- [19] I.P.Kandylas, A.M. Stamatelos « Engine exhaust system design based on heat transfer computation », Energy Conversion & Manegement, N° 40, 1999, Greece.
- [20] J.A. Caton and J.B. Heywood « An experimental and analytical study of heat transfer in an engine exhaust port », International journal of heat and mass transfer, Vol 24, N° 4, Apr. 1981, Great Britain.
- [21] Ravindra Prasad and N.K. Samria « Transient heat transfer studies on a Diesel engine valve », International journal of Mecanical Sciences , Vol 33, N° 3, Apr. 1990, Great Britain.
- [22] G. Woschni W.Sprindler « Heat transfer with insulated combustion chambre walls and it influence on the performance of diesel engines » journal of engineering for gas turbines and power. July 1988,vol.110, pp 483
- [23] John H, Lienhard «A Heat Transfer Textbook » 3rd-edition, 2002, combridge.
- [24] J.F SACADURA « Initiation Aux Transferts Thermiques», TECHNIQUE ET DOCUMENTATION, 1982, Paris.
- [25] R.W. Lewis, K.Morgan « A heat transfer analysis of automotive internal combustion gasoline engines», John Wiley & Sons Ltd, 1981.
- [26] 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.
- [27] Groupement Scientifique Moteurs « La combustion dans les moteurs d'automobile », Editions technip, 1987, Paris.

- [28] Miloud Tahar ABBES, Patrick Maspeyrot « Un modèle de piston de moteurs à combustion interne » XV^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nancy, Septembre 2001.
- [29] P.Etienne, o. Giraud. « Modélisation des transferts thermiques dans les moteurs » Entropie N° 148 pp67 (1989).