

Visa du chef de département des
Sciences et Technologies
Signature:.....
Date:.....

**ÉTUDE ET ANALYSE DU FLUX THERMIQUE DIRIGÉ DES GAZ
VERS LE SYSTEME DE REFROIDISSEMENT D'UN MOTEUR À
COMBUSTION INTERNE. APPLICATION DE L'ANALOGIE
ÉLECTROTHERMIQUE**

Mémoire de fin d'études pour l'obtention du diplôme
de master académique
en «**Installations Energétiques**»

Encadreur: Pr. ZEBBAR. Dj.
Signature:
Date:

Réalisé par :
Étudiant : ZEBBAR Salah
Eddine
Signature :
Date :

Membres du jury

*M. TALEB Bendiab
M. KOUIDER Mostefa
M. ZEBBAR Djallel*

*MAA Président
MAA Examineur
Professeur Encadreur*

Remerciement

Avant tout nous remercions le grand DIEU le plus miséricordieux sans lui nous n'aurons jamais pu achever ce modeste travail, et notre grand salut sur notre prophète Mohamed que le salut soit sur lui.

A mes chers parents.

Je tiens à remercier très profondément mon encadreur le Professeur **ZEBBAR DJALLEL** qui a dirigé ma recherche avec compétence et efficacité et qui n'a cessé de m'encourager avec ces conseils précieux tout le long de ce travail.

J'adresse mes remerciements les plus sincères à Monsieur **TALEB Bendiab** pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider le jury de ce mémoire.

Je remercie également Monsieur **KOUIDER Mostefa** pour avoir accepté d'examiner mon mémoire, pour tout l'intérêt qu'il a porté à ce travail et pour leur commentaire constructif.

Je pense enfin fortement et à tous ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

mon père qui n'a pas cessé de m'encourager

Ma très chère mère qui a longtemps souhaité voir ce jour en

veillant sur mon éducation et sur mes études

ma grande mère

mes frères et sœur

Je l'offre ainsi à tous les membres de la famille ZEBBAR

À mes fidèles amis qui représentent pour moi une vraie famille

À toute la promotion 2015 – 2016.

SOMMAIRE

Liste des figures	
Liste des tableaux	
Nomenclatures	
Introduction générale.....	09
Chapitre 1 : étude et recherche bibliographique.....	11
Introduction.....	12
1.1 Généralité sur le MCI.....	12
1.1.1 Histoire brève du MCI.....	12
1.1.2 Classification des moteurs.....	13
1.1.2.1 Selon le type d'allumage.....	13
1.1.2.2 Selon le cycle de moteur.....	14
1.1.2.3 Selon la conception de base.....	14
1.1.2.4 Selon la position et le nombre de cylindres des moteurs.....	14
1.1.3 Composants du Moteur.....	16
1.1.3.1 Parties fixes.....	16
1.1.3.2 Parties mobile.....	17
1.1.4 Principe de fonctionnement d'un moteur diesel.....	19
1.1.4.1 Description du cycle.....	20
1.1.4.2 Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à explosion.....	21
1.1.4.3 Avantages et inconvénients du moteur Diesel.....	22
1.2 Aperçue sur quelques travaux de recherche.....	22
1.3 Les Modes de transfert de chaleur.....	26
1.3.1 La Conduction.....	27
1.3.1.1 Loi de Fourier.....	27
1.3.2 La Convection.....	27
1.3.3 Le Rayonnement.....	27
Conclusion.....	28
Chapitre 2 : analyses des composants des bilans énergétiques interne et externe d'un moteur a combustion interne.....	29
Introduction.....	30
2.1 Bilans énergétiques interne et externe.....	30
2.2 Calcul du cycle réel.....	38
2.2.1 Choix des paramètres.....	40
2.2.2 Calcul du processus de remplissage.....	41
2.2.3 Calcul du processus de combustion.....	42

2.2.4 Calcul du processus de détente.....	43
2.2.5 Définition des paramètres indiqués.....	44
2.2.6 Définition des paramètres effectifs.....	44
2.2.7 Construction du diagramme.....	45
2.3 Evaluation du transfert thermique dans le MCI.....	46
2.3.1 Evaluation du coefficient de transfert de chaleur des gaz vers les parois de la chambre à combustion.....	46
2.3.2 Evaluation du transfert thermique entre les parois et le fluide de refroidissement.....	47
Conclusion.....	48
Chapitre 3 : Application De l'analogie Electrothermique pour la simulation des flux de chaleur des gaz vers le système de refroidissement.....	49
Introduction.....	50
3.1 Aperçu sur l'analogie électro thermique.....	50
3.2 Application de l'analogie électrothermique aux éléments de la cylindrée du MCI....	50
3.3 Calcul des Résistances thermiques du piston, des segments de piston et de la chemise.....	52
3.4 Resultats de Calcul et discussions.....	57
3.4.1 Cas du piston en alliage léger.....	57
3.4.2 Cas de la tête de piston en acier.....	60
Conclusion.....	63
Conclusion générale.....	64
Les Références.....	66
Annexe.....	68
Résumé.....	69

Liste des figures

Fig. 1.1 -Classification de moteurs par arrangement des cylindres.....	15
Fig. 1.2 - les éléments du moteur.....	16
Fig. 1.3 -Bloc moteur.....	16
Fig. 1.4 - Chemise.....	17
Fig. 1.5 - Culasse à 4 soupapes par cylindre.....	17
Fig. 1.6 -Vilebrequin à 8 contrepoids sur moteur 4 cylindres.....	18
Fig. 1.7 - la terminologie de la bielle.....	18
Fig.1.8 -les Parties principales du piston.....	19
Fig. 1.9 - Position piston pour les 4 temps pour un moteur Diesel.....	21
Fig. 1.10 - les modes de Transmission de chaleur.....	26
Fig. 2.1-Aperçu sur les bilans énergétiques interne et externe.....	31
Fig.2.2 -Cycle Thermodynamique Diesel.....	40
Fig. 2.3 - variation de la pression.....	46
Fig. 2.4 - variation du volume.....	46
Fig. 2.5 - évolution de la température.....	46
Fig. 2.6 -Coefficient d'échange thermique calculé par la corrélation d'Eichelberg.....	47
Fig. 3.1 - le schéma analogique électrothermique équivalent à la distribution de chaleur dans le piston.....	52
Fig. 3.2 -Course et vitesse du piston en fonction de l'angle du vilebrequin.....	53
Fig. 3.3 – La quantité de chaleur injecté.....	55
Fig. 3.4 - les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter	55
Fig. 3.5 - X_{frott} en fonction de l'angle vilebrequin.....	56
Fig. 3.6 - Matrices pour la résolution du système d'équations linéaires dans l'environnement Mathcad	57
Fig. 3.7 -Flux Thermique X_0 à travers la tête du piston pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas du piston en alliage léger.....	58
Fig. 3.8 -Flux thermique X_4 vers la paroi de chemise pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas du piston en alliage léger.....	59
Fig. 3.9 - Tracés des flux thermiques à travers le premier segment X_5 et le deuxième segment X_6 et le troisième segment X_7 pour différents refroidissement en cas du piston en alliage léger.....	60
Fig. 3.10 -Flux Thermique X_0 à travers la tête du piston pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas de la tête du piston en Acier.....	60
Fig. 3.11 -Flux thermique X_4 vers la paroi de chemise pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas de la tête du piston en Acier.....	61
Fig. 3.12 -Flux thermique à travers le premier segment X_5 et le deuxième segment X_6 et le troisième segment X_7 pour différents refroidissement en cas de la tête du piston en Acier	62

Liste des Tableaux

Tableau 1.1- Comparaison entre moteur Otto 4 temps et moteur Otto langen	13
Tableau 2.1- Composantes du bilan énergétique externe pour des moteurs diesel.....	38
Tableau 2.2 -Répartition des puissances pour un moteur à essence de 2 L et Diesel de 2,2 L.....	38
Tableau 2.3 -Caractéristiques du moteur.....	39
Tableau 2.4 -paramètres d'état dans les points caractéristiques.....	45
Tableau 3.1 -Analogie des lois et paramètres électrothermique.....	50
Tableau.3.2 - Les légendes des résistances thermique.....	51
Tableau.3.3 - Les légendes des flux thermique.....	51
Tableau 3.4 - Comparaison de repartition du flux pour deux type des pistons.....	63

Abréviations

AOA	Avance Ouverture Admission
AOE	Avance Ouverture Echappement
CI	Compression ignition
MCI	Moteur à Combustion Interne
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
RFA	Retard Fermeture Admission
RFE	Retard Fermeture Echappement
SI	Sparks ignition

Nomenclatures

<i>A</i>	anergie	Kj/kg
<i>b</i>	Consommation spécifique	kg/(kWh)
<i>C</i>	Carbone	
<i>CH</i>	hydrocarbonates	
<i>CO</i>	oxyde de carbone	
<i>D</i>	Diamètre	m
<i>e</i>	Epaisseur	m
<i>E</i>	énergie	Kj/Kg
<i>f</i>	surface	m ²
<i>G</i>	débit massique	Kg/s
<i>GE</i>	gaz échappement	
<i>h</i>	Coefficient de transfert thermique	w/(m ² .k)
<i>H</i>	hydrogène	
<i>K</i>	constant	
<i>L</i>	Quantité d'air	Kg
<i>m</i>	masse	Kg
<i>n</i>	exposante de polytrophe	
<i>P</i>	pression	Pa
<i>PCI</i>	Pouvoir calorifique inferieur	Kj/(Kg.k)
<i>Q</i>	Quantité de chaleur	kj
<i>q</i>	Flux de chaleur par unité de surface	W/m ²
<i>Q'</i>	Puissance	Kw
<i>R</i>	constant	
<i>S</i>	La course	m
<i>T</i>	Température	K
<i>X</i>	portion	%
<i>α</i>	Coefficient d'excès d'air	
<i>β</i>	coefficient de variation moléculaire	
<i>γ_r</i>	Coefficient des gaz résiduels	
<i>Δ</i>	erreur	%
<i>δ</i>	Taux de détente ultérieure	
<i>ε</i>	Rapport de compression	
<i>η</i>	Le rendement	%
<i>λ</i>	Conductivité thermique	w/(m.k)
<i>ξ</i>	Coefficient d'utilisation de chaleur	

ρ	Taux de détente préliminaire
σ	la constante de Stefan-Boltzmann
τ_e	coefficient de Carnot
φ	Coefficient de ventilation
Ψ_Σ	coefficient de Partnov D.A.
ζ	Coefficient d'arrondissement

Indices

0	Initial
Aux	Auxiliaires
c.n.c	composantes non comptabilisé
C_d	Combustion détente
Ca	carburant
c-i	Combustion incomplet
cl	culasse
cyl	cylindre
d	diffusé
E	Effectif
f	forcé
Fr	frottement
G	Gaz
g.a.c.ech	gaz après conduit d'échappement
g.ech	gaz échappement
huile	Huile de lubrification
I	indiqué
inj	injecté
Int	Interne
L	inferieur
Lub	lubrifiant
m	moteur
mec	mécanique
mp	moyenne des pertes par pompage
p	piston
pa	paroi
pomp	La pompe
r.b	résidu Bilan
Ref	refroidissement
s	segment
s-a	Sensible air
s-c	Sensible carburant
soup	soupapes
sys	système
Vent	Ventilation

Introduction générale

Des millions de moteurs à combustion interne sont actuellement exploités par tous dans le monde. Ces machines thermiques se sont imposées profondément dans le quotidien de l'être humain depuis leur apparition et ont belle et bien démontré leur efficacité. Au jour actuel aucun autre moteur n'est arrivé à le détrôner. Il affiche toujours les rendements les plus élevés. Ces derniers peuvent dépasser les 50% sur quelques prototypes. En plus, le moteur réciproque à combustion interne affiche les consommations spécifiques en carburant et lubrifiant les plus bas. Bien que du point de vue technologique le MCI et particulièrement le moteur diesel ont atteint des niveaux très avancés, les travaux de recherche pour leurs amélioration et perfection ne se sont jamais arrêtés. Dans ce contexte, il serait approprié de connaître les limites thermique et mécanique des moteurs déjà en exploitation. Ceci permettra de proposer de nouveaux prototypes avec des puissances spécifiques plus élevés, des consommations de carburant et lubrifiant plus bas.

La présente étude a pour objectif d'étudier la répartition des flux thermiques dirigés des gaz à travers le piston, les segments de piston et la chemise vers le système de refroidissement. Elle se base sur l'analogie électrothermique.

Le présent mémoire est composé d'une introduction générale, de trois chapitres et d'une conclusion générale structurés comme suit:

Le premier chapitre est consacré à l'étude bibliographique et aux généralités. En bref est abordée l'histoire du moteur à combustion interne, suivie par l'étalage de son principe de fonctionnement de ses différents composants.

Le deuxième chapitre est dédié à l'étude et à l'analyse des composants des bilans énergétiques interne et externe d'un moteur à combustion interne et les différents paramètres effectifs et indiqués. Plus encore, ont été abordé dans ce chapitre les composantes du transfert de chaleur des gaz à travers les parois vers le système de refroidissement. Enfin, le dernier volet de ce chapitre a été consacré au calcul du cycle réel d'un moteur diesel concret et le tracé de son diagramme thermodynamique. Le modèle de calcul du cycle adopté est celui de Grenevetski-Mazing. Il a permis de calculer les pressions et les températures du gaz dans la chambre à combustion en fonction de l'angle du vilebrequin. Elles seront utilisées par la suite pour le calcul du coefficient de transfert de chaleur des gaz vers les parois de la chambre et dans le calcul des flux thermiques.

La simulation des flux thermiques des gaz à travers le piston vers le système de refroidissement compte tenu des frottements des segments et de la jupe de piston et des flux thermiques vers le carter a été traitée dans le troisième chapitre. Elle est basée sur l'analogie électrothermique, fondée à son tour sur les premier et deuxième lois Kirchhoff et a permis d'établir un système d'équation linéaire composé de 18 équations et inconnus. La matrice résultante a été établie après avoir déterminé toutes les résistances thermiques. Il est important de préciser que les

flux thermiques sont calculés tout au long du cycle, c'est-à-dire en fonction de l'angle du vilebrequin.

Enfin une conclusion générale dans laquelle sont rapportés les résultats les plus importants obtenus à l'issue du présent travail.

**CHAPITRE 1 : ETUDE ET
RECHERCHE
BIBLIOGRAPHIQUE**

Introduction

Le moteur à combustion interne MCI est un moteur thermique qui convertit l'énergie chimique dans le carburant en énergie mécanique, celui-ci habituellement rendue disponible sur un axe de rendement tournant appelé le vilebrequin à l'aide d'un mécanisme équipé dans le moteur

Ce chapitre a pour objectif de faire une présentation générale sur les moteurs à combustion interne et ces parties principales passant par son histoire et le cycle de fonctionnement, puis un ensemble de synthèse des recherches et revues bibliographiques dédiée pour les différents travaux des chercheurs et experts concerne le moteur à combustion interne en générale et profondément, qui sont très importantes au cours de l'élaboration de ce travail.

1.1 Généralité sur le MCI

Un moteur à combustion interne transforme l'énergie libérée par la combustion en énergie mécanique sur son arbre récepteur. De manière usuelle, le comburant est prélevé à l'atmosphère ambiante, subit une succession de transformations à l'intérieur de la chambre de combustion et retourne vers le milieu extérieur. Une partie de l'énergie libérée est transmise au piston sous forme mécanique. La transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire du vilebrequin est réalisée par l'intermédiaire de la cinématique usuelle bielle-manivelle.

Un moteur à combustion interne à pistons est ainsi un moteur aérobie, alternatif duquel la combustion d'un mélange réactif air combustible, liquide ou gazeux, se traduit par la production d'une énergie mécanique récupérée sur le vilebrequin.

1.1.1 Histoire brève du MCI

Pendant la deuxième moitié du 19ème siècle, beaucoup de différents modèles des moteurs à combustion interne ont été conçus et réalisés. Ces moteurs fonctionnaient avec les différentes configurations mécaniques et les différents cycles thermodynamique.

Un aperçu détaillé sur l'histoire du MCI est rapporté Willard W.P. dans [1] et John B. Heywood dans [2]. Les auteurs rapportent que le premier moteur assez pratique a été inventé par J.J.E. Lenoir (1822-1900) vers 1860. Pendant la décennie suivante, plusieurs centaines de ces moteurs ont été construits avec une puissance atteignant les 4.5 kilowatts (près de 6 chevaux) et rendement global atteignant les 5 %. En 1867 le moteur d'Otto-Langen de rendement global 11% a été présenté la première fois. Plus de 5000 unités de ce type avaient été construites.

Pour améliorer le rendement thermique et réduire le poids excessif du moteur, Otto proposa un cycle à quatre temps ou courses de piston: l'admission, la compression avant l'allumage, la détente ou course de puissance (travail) durant lequel du travail mécanique est transmis au vilebrequin et enfin, l'échappement. Otto avait aussi proposé l'introduction du principe de la charge stratifiée, cependant les travaux sur ce système n'étaient pas achevés. Son prototype de moteur à quatre temps était mis en marche pour la première fois en 1876. La comparaison des performances du moteur d'Otto et ses prédécesseurs de moteurs atmosphériques donne une indication claire sur

les raisons de son succès et est rapportée dans Tableau 1.1 Ce succès était marqué par l'énorme réduction de poids et de volume. C'était la percée technologique qui avait effectivement conduit à l'émergence spectaculaire de l'industrie des moteurs à combustion interne. En 1890, presque plus de 50000 moteurs ont été vendus en Europe et aux USA.

Dans les années 1880 le moteur à combustion interne est apparu pour la première fois dans les automobiles également dans cette décennie le moteur de cycle deux temps était devenu pratique et fabriqué en grands nombres.

en 1892, Rudolf diesel (1858-1913) avait perfectionné son moteur à auto combustion communément connu aujourd'hui comme le moteur diesel. C'était le fruit de plusieurs années de travail et de développement en collaboration de M.A.N. Les premiers moteurs à auto combustion étaient bruyants, lent et encombrants. Ils étaient, cependant, généralement plus efficaces que les moteurs à allumage commandé.

Tableau 1.1 –Comparaison entre moteur Otto 4 temps et moteur Otto langen [3]

	Otto et Langen	Otto 4 temps
Puissance effective (KW)	1.49	1.49
Poids (Kg)	1800	562.5
Cylindre cm ³	1310	5078
Vitesse vilebrequin (Tours /min)	90	160
Rendement mécanique en %	68	84
Rendement Globale en %	11	14
Taux de détente	10	25

1.1.2 Classification des moteurs

Les moteurs à combustion interne peuvent être classifiés suivant plusieurs critères rapportés dans [1]. Cette classification fera l'objet du paragraphe suivant.

1.1.2.1 Selon le type d'allumage

a) Allumage par allumage commandé (SI)

La combustion dans ce type de moteur est initiée par une étincelle produite par la bougie d'allumage. Cette dernière assure une décharge électrique à haute tension entre deux électrodes et met ainsi à feu le mélange air-carburant dans la chambre de combustion. Dans le développement des premiers moteurs, avant l'invention de la bougie d'allumage électrique, les constructeurs avaient employés plusieurs méthodes d'allumage pour lancer la combustion dans la chambre, parmi lesquelles il y a lieu de citer l'utilisation d'une flamme externe.

b) Allumage auto combustion (CI)

La combustion dans ce type de moteur commence par l'inflammation spontanée du mélange air-carburant en raison de la température élevée dans la chambre de combustion provoquée par la croissance de la pression à l'issue de l'évolution de compression.

1.1.2.2 Selon le cycle de moteur

a) Cycle à quatre temps

Un cycle à quatre temps est réalisé au cours de quatre mouvements du piston et deux tours de vilebrequin de 720° .

b) Cycle deux temps

Un cycle deux temps est réalisé au cours de deux mouvements du piston et un tour du vilebrequin de 360° .

1.1.2.3 Selon la conception de base

a) Alternatif: Le moteur a un ou plusieurs cylindres en lesquels les pistons font un mouvement Réciproque rectiligne dans les deux sens. La chambre de combustion est située à la partie supérieure de chaque cylindre, et délivre sa puissance sur un arbre tournant s'appelle vilebrequin.

b) Rotatif : Le moteur est composé d'un bloc (stator) établi autour d'un grand rotor et un vilebrequin non-concentrique. Les chambres de combustion sont situées dans le bloc non tournant et une vitesse de rotation très élevée.

1.1.2.4 Selon la position et le nombre de cylindres des moteurs (Fig. 1.1)

a) Cylindre simple : Le moteur a un cylindre et un piston reliés au vilebrequin.

b) En ligne : Des cylindres sont placés dans une ligne droite, un derrière l'autre sur la longueur du vilebrequin. Ils peuvent se composer de 2 à 11 cylindres ou probablement plus. Les moteurs à quatre cylindres intégrés sont très communs pour l'automobile et d'autres applications. En ligne six et huit cylindres sont historiquement moteurs d'automobile communs. Des moteurs intégrés s'appellent parfois droits.

c) Moteur en V : Deux blocs des cylindres sous un angle les uns avec les autres le long d'un simple vilebrequin. L'angle entre les blocs des cylindres peut être de 15° à 120° , avec 60° - 90° étant commun. Les moteurs V ont des chiffres pairs des cylindres de 2 à 20 ou de plus.

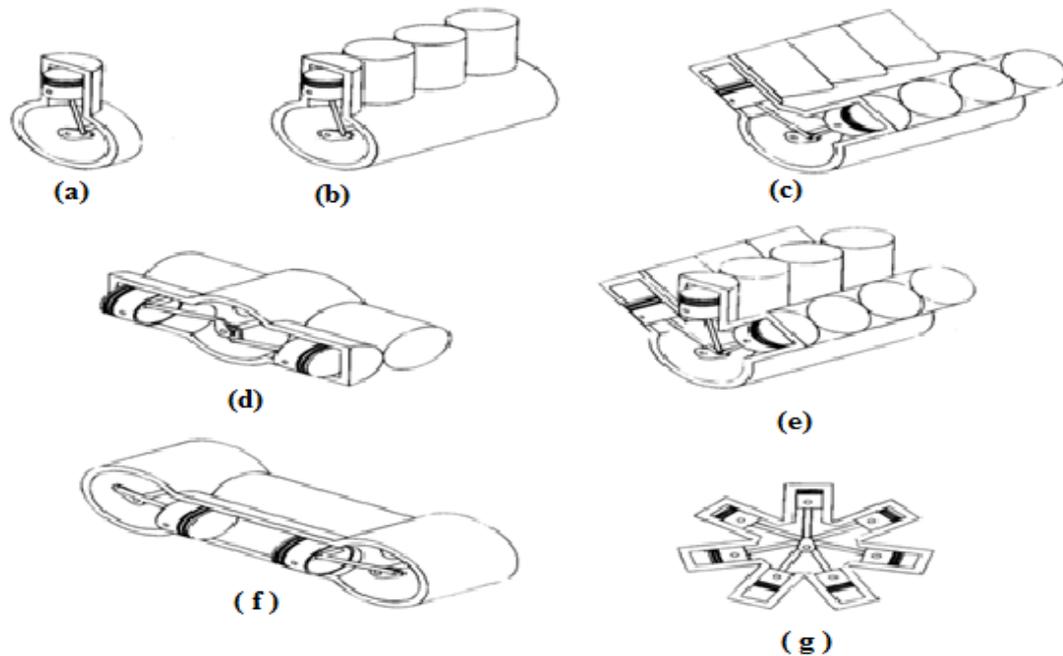


Fig. 1.1 - Classification de moteurs par arrangement des cylindres [1]

d) Moteur avec cylindres opposés

Deux blocs des cylindres vis-à-vis de l'un l'autre dessus un vilebrequin simple (un moteur en V avec un angle de 180°). Ce sont monté sur le petits avions et quelques automobiles avec un chiffre pair des cylindres de deux à huit ou plus. Ces moteurs s'appellent souvent les moteurs plats (par exemple, plat quatre).

e) Moteur de W : Mêmes qu'un moteur en V mais avec trois blocs des cylindres sur le même vilebrequin. Pas de domaine d'utilisation, mais certains n'ont été développés pour les automobiles sport, modernes et historiques. Habituellement 12 cylindres avec environ un angle de 60° entre chaque bloc.

f) moteur à piston opposé : Deux pistons dans chaque cylindre avec une chambre de combustion au centre entre les pistons. Un processus de simple-combustion causes deux courses de puissance en même temps, avec chaque piston étant poussé à partir du centre et une puissance de livraison sur un vilebrequin séparé à chacun extrémité du cylindre.

g) Moteur radial: Moteur avec des pistons placés de forme circulaire autour d'un vilebrequin central. Les bielles des pistons sont reliées à une tige principale qui bouge alternativement, est reliée au vilebrequin, un bloc des cylindres sur un moteur radial a toujours un nombre impair de rangement de cylindres de 3 à 13 ou plus. Fonctionnant sur un cycle à quatre temps, beaucoup des moyens et grand taille propulseur et des avions sont équipée par des moteurs radiaux, pour les grand avions deux blocs des cylindres ou plus sont monté ensemble, un derrière l'autre sur un simple vilebrequin, pour les très grands moteurs des navires jusqu'à 54 cylindres, six blocs de 9 cylindres pour chacune. [1]

1.1. 3 Composants du Moteur

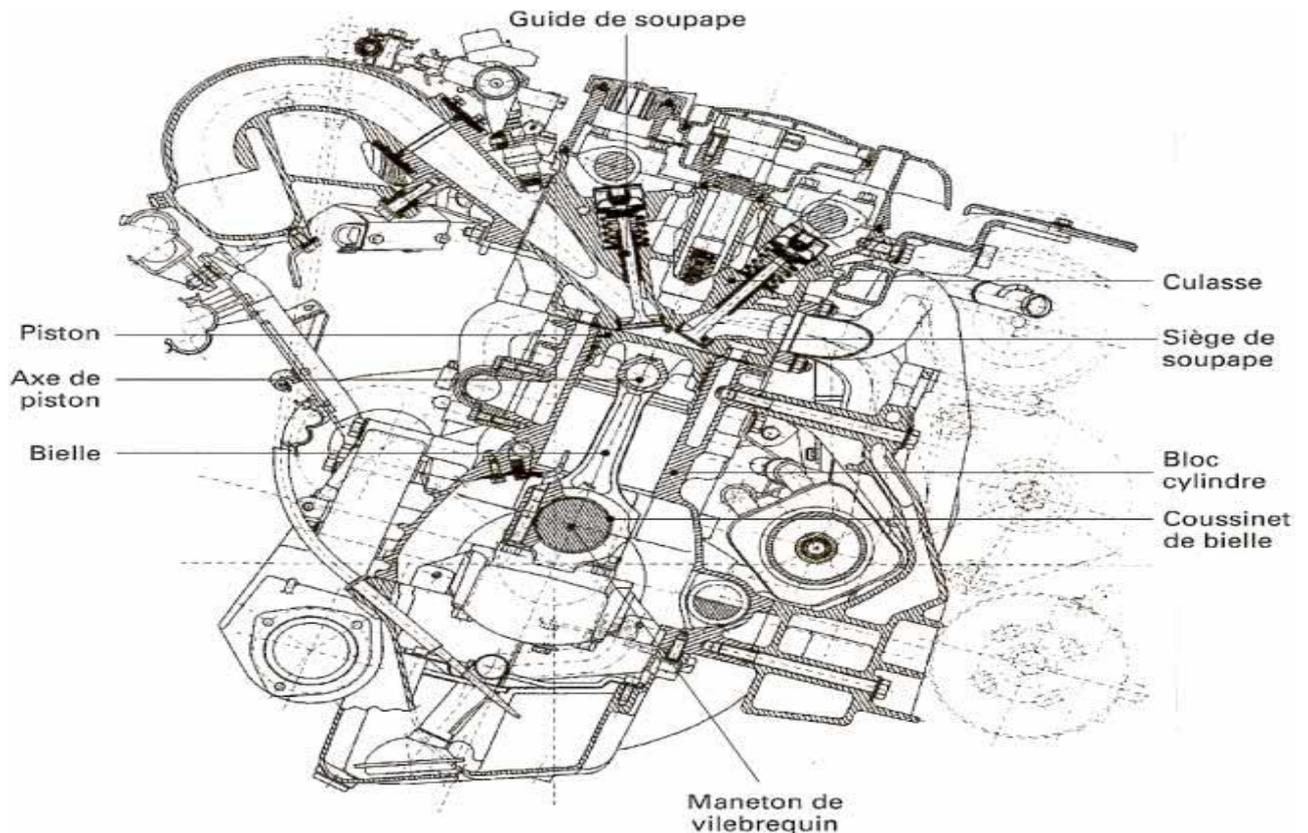


Fig. 1.2 – Les éléments du moteur [4]

1.1. 3.1 Parties fixes

a) Bloc-moteur

Le bloc-moteur, (Fig. 1.3) appelé également carter-cylindres, est la pièce maîtresse du moteur. Parmi ses fonctions principales sont les suivantes, contenir les cylindres, supporter le vilebrequin, la culasse, les accessoires, servir de support à l'huile de lubrification, servir de support à l'eau de refroidissement (si un tel système de refroidissement est utilisé).

Pour assurer ces fonctions, le bloc-moteur doit : être rigide sinon risque de bruits, problèmes d'étanchéité ou de pertes mécaniques, doit avoir une conductivité thermique suffisante, et doit être coulable et usinable, être étanche de l'huile et l'eau. [4]



Fig. 1.3 - Bloc moteur[4]

b) Chemise

La chemise tapisse les cylindres du bloc-moteur (Fig. 1.4). Elle délimite la chambre de combustion et permet le déplacement du piston. Il existe plusieurs types de chemises intégrées, rapportées ou amovibles, La chemise doit se déformer le moins possible pour éviter des consommations d'huile importantes ou même des grippages de piston et doit avoir un état de surface permettant la lubrification correcte du piston et des segments sans usure excessive.

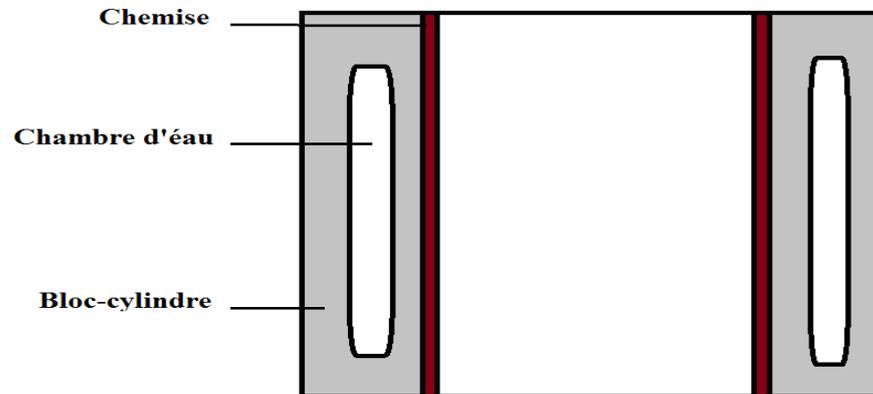


Fig. 1.4 - chemise

c) Culasse

La culasse (Fig. 1.5) délimite le haut de la chambre de combustion et les conduits des gaz (air frais, gaz brûlés). Elle permet le fonctionnement correct des soupapes et le maintien de la bougie pour les moteurs à allumage commande, La culasse contient les circuits d'eau de refroidissement et d'huile de lubrification et, dans de nombreux cas actuellement, supporte le (ou les) arbre(s) à cames et les systèmes de distribution (poussoirs, culbuteurs, linguets, ...). Pour cela, on doit utiliser un matériau qui ait une bonne conductivité thermique, la meilleure rigidité possible, qui ne soit pas sensible aux criques thermiques et qui soit coulable et usinable.

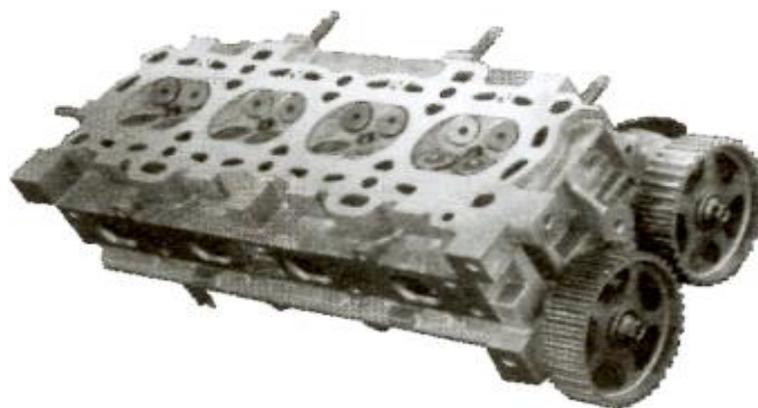


Fig. 1.5 - Culasse à 4 soupapes par cylindre [4]

1.1. 3.2 Parties mobile

a) Vilebrequin

Le vilebrequin (Fig. 1.6) est un arbre constitué de manivelles. Son rôle est de transformer à l'aide de la bielle les efforts linéaires du piston en couple exploitable, On trouve d'un côté du vilebrequin le volant moteur ou volant d'inertie qui permet de limiter l'irrégularité cyclique du

régime de rotation (surtout au ralenti et aux bas régimes), qui sert de porte-couronne de démarreur et qui supporte le couvercle d'embrayage.

De l'autre côté, on trouve généralement la poulie de distribution mais celle-ci peut aussi se trouver au centre du vilebrequin, Sur quasiment tous les moteurs diesels et sur quelques moteurs à essence, on trouve également de ce côté un système permettant de diminuer les oscillations de torsion appelé damper.

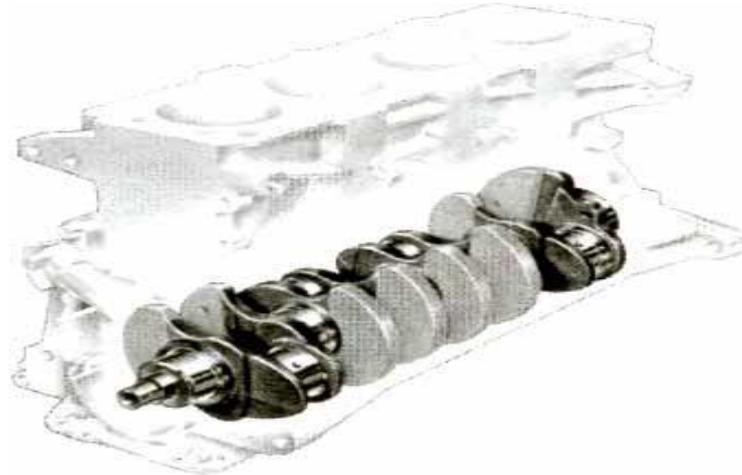


Fig. 1.6 - Vilebrequin à 8 contrepoids sur moteur 4 cylindres [4].

b) Bielle

La Fig. 1.7 illustre une bielle et en donne sa terminologie. Le rôle de la bielle est de transmettre au vilebrequin les efforts reçus par le piston, en transformant un mouvement rectiligne alternatif en un mouvement circulaire dans un seul sens. La bielle est soumise à des efforts de combustion et d'inertie.

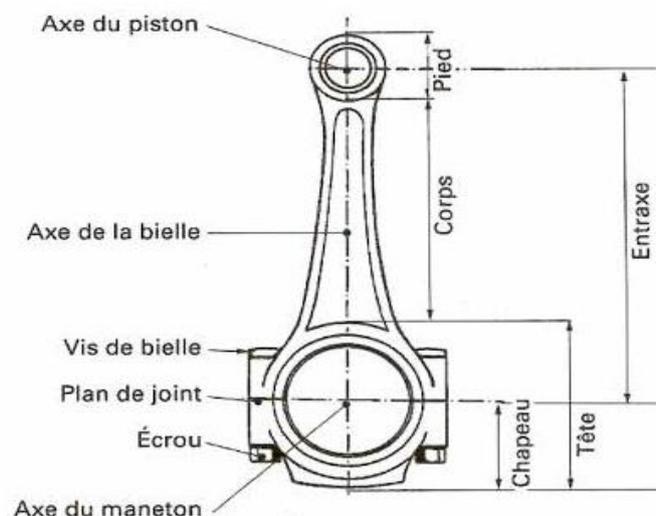


Fig. 1.7 - La terminologie de la bielle [4]

c) Piston et Segments

Le rôle du piston est de recevoir l'effort moteur exercé par la dilatation des gaz de combustion, d'aspirer l'air extérieur pour le comprimer et d'évacuer les gaz brûlés, il est en alliage léger Aluminium ou silicium, il doit supporter la pression des gaz dans le cylindre et l'effort d'inertie dû à son mouvement de va et vient ;

Le piston peut être décomposé en quatre parties principales (Fig. 1.8)

- la tête ou fond qui reçoit les efforts dus aux gaz.
- le porte-segments qui par l'intermédiaire des segments, assure l'étanchéité aux gaz et à l'huile et dissipe une partie de chaleur vers le fluide de refroidissement ;
- le logement de l'axe de piston ou trou d'axe, où relié avec la bielle pour transmettre l'effort produit par la combustion ;
- la jupe, ou partie frottante, dont le rôle est de guider le porte-segments et de dissiper une partie de chaleur.

Les segments assurent l'étanchéité de la chambre de combustion, de plus ils contribuent au refroidissement du fait de leur bon contact avec le cylindre aussi ils empêchent les remontées d'huile et participent au guidage correct du piston dans le cylindre.

On distingue trois types principaux de segments:

- Le segment coup de feu : qui a une haute résistance à la chaleur, il est placé dans la gorge supérieure du piston, il est souvent chromé, il est généralement plus large que les autres, ce qui améliore son refroidissement ;
- Le segment de compression: le nombre de ce type dans le piston est dépend du moteur, il assure l'étanchéité ;
- Le segment racleur : qui empêchent les remontées d'huile dans la chambre de combustion en raclant l'huile sur la paroi intérieure du cylindre pour la laisser échapper dans le carter. [4]

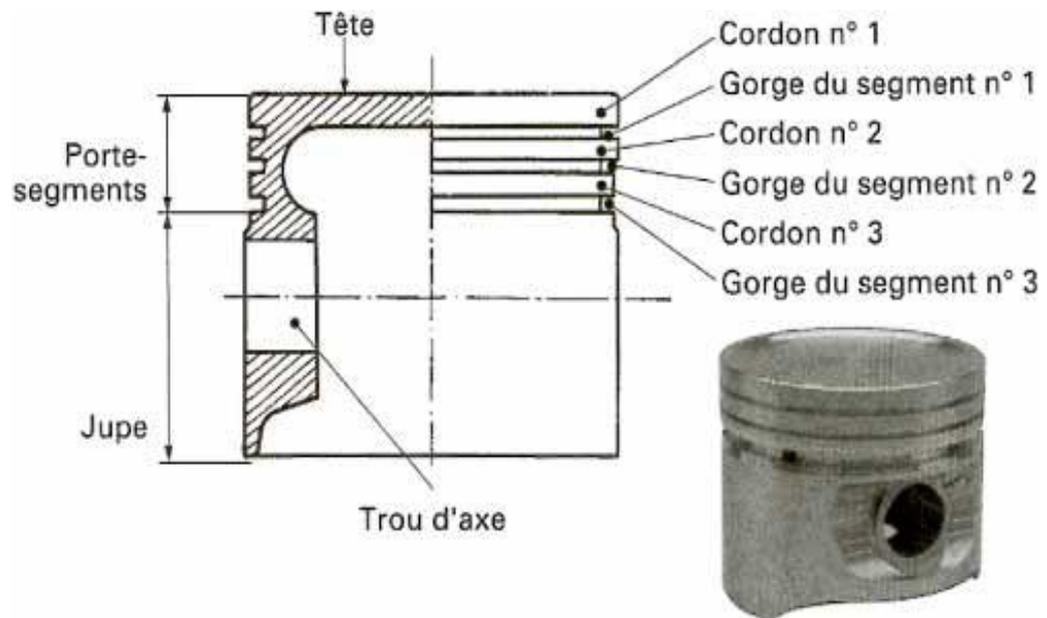


Fig. 1.8 - les Parties principales du piston [4].

1.1.4 Principe de fonctionnement d'un moteur diesel

L'élément principal qui fait la différence entre les deux moteurs, allumage par compression Diesel et allumage par étincelle est la bougie d'allumage, où le moteur diesel est un moteur dont l'allumage n'est pas commandé par bougie mais spontané par phénomène d'autoallumage (auto-inflammation), lorsque le mélange de combustible et d'air se trouve exposé à une température

progressivement croissante a cause d'augmentation de pression pendant le temps de compression, où la pression peut atteindre de 30 à 55 et de 80 à 110 bar pour les moteur atmosphériques et suralimentés respectivement, le mélange s'enflamme spontanément.

1.1.4.1 Description du cycle

Presque la totalité des moteurs d'automobile, fonctionne selon le principe du cycle à quatre temps, décrit pour la première fois par Alphonse Beau de Rochas et réalisé par OTTO en Allemagne.

Il comprend les phases suivantes, durant lesquelles, le piston est en mouvement entre le PMH et le PMB :

Phase d'admission (PMH →PMB)

La soupape d'admission s'ouvre et le piston se met en mouvement jusqu'au PMB sous l'effet de l'écoulement de la charge fraîche admise, qui occupe progressivement le volume disponible.

Ce mouvement est engendré par la différence de pression entre le système d'admission et le cylindre. Au cours de cette opération, il s'agit de remplir au maximum le cylindre de gaz frais, ce qui entraîne une durée d'ouverture, de soupape d'admission, la plus longue possible, Logiquement, il est nécessaire d'ouvrir la soupape d'admission le plutôt possible et de la fermer le plus tard possible. On parle alors de l'avance à l'ouverture d'admission (AOA) et le retard à la fermeture d'admission (RFA). C'est ce réglage qui est employé dans les moteurs modernes, pour une vitesse donnée, pour permettre un remplissage maximum.

Phase de compression (PMB → PMH)

Le piston commence sa course ascendante jusqu'au PMH en comprimant la charge admise air pour le Diesel pour atteindre une pression d'environ 80 bar dans les moteurs Diesel. Dans le moteur à allumage commandé, une étincelle électrique fournie par la bougie d'allumage avant que le piston n'atteigne le PMH, déclenche la combustion, c'est ce qu'on appel l'avance à l'allumage, tandis que dans le moteur Diesel, la combustion est déclenché par l'injection du carburant dans le cylindre, qui contient de l'air comprimé à une température et pression très élevé (auto inflammation), l'injection est effectué avant le PMH (avance à l'injection).

Phase de combustion détente (PMH → PMB)

L'énergie dégagé par la combustion, provoque une élévation de pression peut dépasse le 100 bar pour un moteur Diesel; le piston est repoussé vers le PMB, tandis que les soupapes restent fermées.

Phase d'échappement (PMB → PMH)

Pendant la phase de détente avant que le piston n'atteint le PMB, la soupape d'échappement s'ouvre l'avance d'ouverture d'échappement (AOE), les gaz brûlés (produits de combustion) quittent le cylindre à travers cette dernière, en premier lieu, à cause de la différence de pression entre le cylindre et le système d'échappement, et après, par le mouvement du piston durant sa

course ascendante jusqu'au PMH. A la fin de cette phase, la différence entre les deux volumes se met à niveau, la soupape d'échappement se ferme le retard de fermeture d'échappement (RFE) et un nouveau cycle commence.

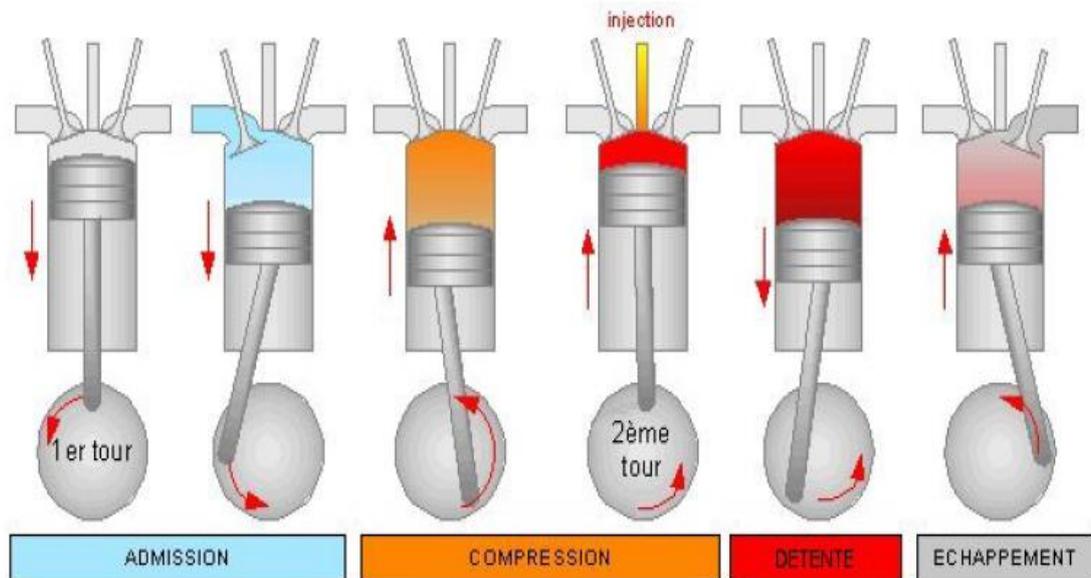


Fig. 1.9 – Position piston pour les 4 temps pour un moteur Diesel [5].

1.1.4.2 Comparaison entre le moteur Diesel et le moteur à explosion:

La différence essentielle entre un moteur du type diesel et un moteur à essence réside dans le mode d'inflammation du carburant et de la caractéristique d'auto inflammation, on explicite ici quelques points différents de chaque type.

Pour le processus d'admission, dans le moteur à explosion, le mélange air-essence est formé dans le carburateur à l'extérieur du cylindre. Par contre, dans le moteur Diesel, il se fait dans le cylindre, l'air étant aspiré et le combustible injecté ensuite, à l'aide d'un injecteur alimenté par une pompe d'injection qui lui charge par une pression supérieure à celle existe dans le cylindre en fin de compression pour permettre son introduction.

Pour la compression, Dans le moteur à explosion on essaie d'augmenter le taux de compression mais on est limité par le phénomène "d'auto-allumage", donc la compression du mélange peut approche de 8 à 12 bars d'où échauffement à environ 300°C et le rapport volumétrique est entre 5 à 11, mais dans le moteur Diesel, seul l'air est aspiré et on peut le comprimer sans inconvénient pour atteindre des pressions et des températures très élevées, de 20 à 30 bars et 600°C ; et un rapport volumétrique de 16 à 24, grâce a l'élévation du taux de compression pour le moteur diesel que dans le moteur à explosion, implique un rendement diesel de l'ordre de 35 % supérieur a celle du moteur à explosion ne dépasse pas 25 %.

En fin de cours de compression, dans le moteur a explosion a l'aide du dispositif allumeur et bougies se fait l'allumage du mélange par l'étincelle électrique déchargée à travers les électrodes

de la bougie, et dans le moteur diesel une injection sous forte pression (100 à 300 bars) du combustible par les injecteurs qui s'enflamme spontanément au contact de l'air surchauffé.

1.1.4.3 Avantages et inconvénients du moteur Diesel [6]

a) Avantages du moteur diesel

- Meilleur rendement : grâce à l'augmentation du rapport volumétrique la combustion est plus complète et la consommation spécifique est réduite (en moyenne de 200 g/kW/h contre 330 g/kW/h pour le moteur à essence).
- Le couple moteur est plus important et il reste sensiblement constant pour les faibles vitesses.
- Le combustible employé coûte moins cher.
- Les risques d'incendie sont moindres car le point d'inflammation du gazole est plus élevé que celui de l'essence.
- Les gaz d'échappement sont moins toxiques car ils contiennent moins d'oxyde de carbone.

b) Inconvénients

- Les organes mécaniques doivent être surdimensionnés.
- Le bruit de fonctionnement est élevé.
- La température dans les chambres de combustion est élevée ce qui implique un refroidissement plus efficace.
- L'aptitude au démarrage à froid est moins bonne qu'un moteur à allumage commandé.

1.2 Aperçu sur quelques travaux de recherche

Les moteurs alternatifs à combustion interne sont étudiés et analysés depuis leur apparition. Un nombre important de travaux de recherche a été réalisé dans le but d'apporter des améliorations sur la construction et les différents systèmes du moteur. Plus d'avantage, ces travaux portent sur la réduction des consommations spécifiques de carburant et de lubrifiant, des émissions de polluants et sur l'optimisation des critères de performances.

Cette partie du mémoire aspire à faire de la lumière sur quelques travaux de recherche sur les moteurs à combustion interne et qui traitent des différentes thématiques et en particulier celle relative aux phénomènes de transfert thermique dans la chambre de combustion.

Heywood et al [2] performant une analyse pour les moteurs à combustion internes et conclut que la puissance indiquée est la somme de la puissance de frein et de la puissance de frottement, et conclut aussi qu'une partie substantielle de la puissance de frottement (environ moitié) est absorbée entre le piston et les segments de piston et la paroi de cylindre et est transférée en tant qu'énergie thermique au milieu de refroidissement, et le reste de la puissance de frottement est absorbé dans les autres composantes auxiliaires d'entraînements, et est transféré en tant qu'énergie thermique à l'huile ou l'environnement environnant, et trouve la chaleur emportée par le milieu de liquide réfrigérant se composent ainsi de la chaleur transfère à travers les paroi de la chambre de combustion à partir des gaz dans le cylindre, et la chaleur transféré à travers les soupapes et au port

d'échappement dans le processus d'échappement, et d'une fraction substantielle du travail de frottement.

Charmantray-Champoussin et al. [7] faisant une description générale du flux cédé aux parois à partir de l'utilisation de la méthode nodale qui est basée sur une analogie thermique/électrique qui consiste à découper les parois de la chambre pour l'objectif d'utilisation des nœuds de surface, et ils constatent la pression cylindre pour déterminer l'effet des conditions froides et l'avance à l'injection sur le bilan thermodynamique et thermique de la chambre et du moteur.

Alain.-Ludovic et al. [8] Trouvèrent les échanges convectifs et radiatifs entre les gaz et les parois de la chambre et le résidu thermique dans les gaz d'échappement sont considérés les principales pertes thermique dans le moteur qui représentent 60 % de la puissance injectée et à l'extérieur du système, piston-chemise, l'ensemble des pertes énergétiques se retrouve sous forme thermique dans le fluide de refroidissement de (20 %), et ils conclut que les paramètres thermiques, températures de l'eau et de l'huile sont des facteurs prédominants dans les échanges énergétiques. aussi Le fort gradient thermique eau/matière résultant a pour conséquence une augmentation du niveau des pertes énergétiques aux parois de la chambre.

Zhecheng et al [9] découvrirent à partir de ses études que les principaux sites de pertes sont l'échappement, liquide de refroidissement, le bloc moteur et l'huile de graissage et montrant que environ de 12% de l'exergie totale présentée comme des pertes thermique des gaz aux parois de la chambre, et au tour de 5% des pertes par frottements sous forme de chaleur perdues dans le liquide de refroidissement et l'huile de graissage

Jean-Pierre et al [10] avait discuté sur les échange thermique gaz-parois interne de la chambre de combustion pour les moteur dont les parois en contact avec les gaz, et trouvé le transfert thermique se fait par convection- rayonnement au niveau du gaz parois, et vu que les parois interne divisé en cinq zones, chaque une a une surface d'échange thermique qui sont organisés comme suit, la première zone représenté la surface des conduits d'admission et la deuxième zone c'est la surface des conduits d'échappements, la troisième est la surface du fond de culasse et soupapes, quatrième le plat du piston, cinquième la surface des parois de chemise, et trouve pour chacune des zones, la température des gaz T_g et la température des parois T_p et le coefficient d'échange thermique h_g varient à chaque point de la surface S et à chaque instant t du cycle.

Guibert et al [11] affirmant que les transferts thermique au sein du moteur peuvent s'effectuer de trois manières différentes par conduction, par convection et par rayonnement mais la conduction n'est pas prise en compte pendant les transferts gaz parois, et montre en ce qui concerne les transferts par radiation, la loi de Stefan-Boltzmann explicite que les échanges dépendent de la température et des longueurs d'onde, et noté que les pertes par rayonnement sont de faibles fractions des pertes totales, et pour la convection il est utilisé une simple relation appelée de Newton, qui développe de façon simplifiée la formule des transferts de chaleur entre une paroi à une

température et un fluide a une température en contacte a l'intermédiaire par surface S au présence du coefficient de transfert convectif hc , et insisté que le processus de transfert de chaleur entre les gaz et les paroi se fait d'une manière instationnaire par contre a l'autre côté de la chambre de combustion se fait d'une manière stationnaire entre la paroi et le fluide de refroidissement.

trapy et al [12] effectue un contexte satisfait ceci, les transferts thermique a travers les parois de la chambre de combustion ramené vers le milieu extérieur, qui sont transporter par le fluide de refroidissement ou de lubrification, et trouve que l'énergie récupérable pour la production du travail est faible, mais peut être bénéficié de l'énergie irrécupérable pour d'autres fonction tel le chauffage de l'habitacle, et énoncer que l'isolation des parois du moteur pour objectif de réduction des transferts thermique est concept inapplicable aux moteurs a allumage commandé.

Philippe et al [13] montre que pour la phase de compression lorsque $K=1$, pas de chaleur transféré entre la paroi et les gaz, et conclut que la quantité de chaleur transféré est nulle implique pas de gradient de température entre les gaz et la paroi, et preuve a l'existence des diverses relations pour exprime le coefficient d'échange thermoconvectif en fonction de température et de pression du gaz dans le cylindre qui permet de compte la quantité de chaleur transféré.

Remi et al [14] Discuter l'importance de l'intégration des pertes aux parois dans l'analyse du comportement thermique d'un moteur a combustion interne, et trouve que l'évolution de la vitesse a une forte influence sur variation des pertes thermique a travers les parois du cylindre, et montre que la quantité des pertes aux parois varie de manière décroissante en fonction de la vitesse de façon presque linéaire et indépendante de la charge du moteur.

Merabet et al [15] ont effectué une description circonstancié pour le calcul du flux de chaleur aux parois de la chambre de combustion dans un moteur alternatif à combustion interne de type diesel à taux de compression variable, et a partir d'une étude thermodynamique d'un moteur ils ont définir la transition de la pression et de la température en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin pour parvenir en fin de compte au calcul du flux thermique aux parois de la chambre de combustion, et avaient présenté leur résultats dans un ensembles des courbes de variation du flux de chaleur a travers la parois de la chambre de combustion en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin.

Alain et al [16] rappellent que pour les moteurs 2 temps sans soupapes, la chambre de combustion peut être située dans la culasse, ce qui réduit les pertes thermiques dans le piston et facilite sa tenue thermique.

Sidney et al [17] annonce que parmi les principaux critères intervenant à la modélisation du cycle théorique sont la quantité de chaleur transféré vers l'eau de refroidissement durant la combustion et la quantité de chaleur au traverse les parois de la cylindre, et trouve que une fraction de 35 à 50% de la quantité de chaleur totale se transformé vers l'eau de refroidissement.

Jean-Jacques et al [18] Introduit un ensemble des correspondances analogique entre les conduction thermique et électrique pour des corps homogènes et isotropes, et les résumée comme suit. La tension électrique correspond la différence de température, le courant électrique correspond le courant de chaleur la résistance électrique correspond la résistance thermique. Ces grandeurs sont reliées entre elles par des lois (Ohm et Fourier) formellement identiques. De même.

Benhassaine et al [19] montre que Le couple total de frottement instantané est déterminé, grâce aux mesures instantanées et simultanées de la pression des gaz dans la chambre de combustion, de la vitesse de rotation du vilebrequin et éventuellement du couple de freinage (moteur en charge), et trouve Le couple de frottement piston-chemise est déterminé à partir du couple de frottement total après déduction des couples dus au frottement dans les paliers et à l'entraînement des organes tournants, et proposé un modèle de frottement instantané piston-chemise basé sur le mode de lubrification hydrodynamique ou mixte des segments et de la jupe, et appliquée une méthode d'étude sur trois moteurs, à vide et en charge, et conclu des résultats montrent l'effet de la vitesse de rotation et de la charge sur le couple de frottement instantané total et piston-chemise, et faire une comparaison des résultats obtenus sur les trois moteurs montre des valeurs constantes pour les facteurs de proportionnalité intervenant dans les expressions des modèles de lubrification, confirmant ainsi la validité du modèle proposé.

Wang et al [20] Développé un modèle de transfert de chaleur qui utilisée des relations quasi-stationnaires de flux thermique pour calculer le transfert de chaleur à partir des gaz de combustion par les parois du cylindre au liquide réfrigérant dans un moteur à combustion interne.

Grzegorz et al [21] Développé un algorithme basé sur la pression de cylindre. L'algorithme proposé peut être utilisé pour déterminer les valeurs moyennes de coefficient de transfèrent de chaleur à partir du milieu de fonctionnement vers les parois de la chambre de combustion pendant le processus de combustion. et calculée la valeur moyenne des pertes de chaleur pendant le processus de combustion par deux étapes. Premièrement, l'intégration de l'équation de bilan énergétique (sans spécifier les pertes de chaleur) mène à la désignation de la soi-disant valeur nette de la chaleur libérée dans le cylindre. Dans la prochaine étape la quantité de toute l'énergie assurée au cylindre est déterminée tenant compte de l'énergie chimique du carburant assuré. La différence entre la valeur assurée de l'énergie chimique et la valeur nette libérée par chaleur laisse déterminer la valeur moyenne de pertes de chaleur. à la dernière étape, l'équation d'écoulement de la chaleur mène pour calculer la valeur moyenne du coefficient de transmission de chaleur pendant le processus de combustion.

Junseok et al [22] a été effectuée Une étude expérimentale pour fournir l'aperçu qualitatif et quantitatif du gaz pour mesurer le transfert de chaleur par des thermocouples sont enfoncés dans le dessus de piston et surface de culasse pour mesurer la température de flux thermique instantané du paroi et conclu le flux thermique moyenne représente le transfert de chaleur global à partir du gaz

aux paroi de chambre de combustion dans le moteur, comme confirmé par l'analyse de dégagement de chaleur. Ils étaient utilisés l'expression de Woschni pour évaluer le transfert de chaleur existant. **Oleg et al [23]** Trouve que le transfert de chaleur à partir des gaz de combustion vers liquide de refroidissement dans les moteurs alternatifs à combustion interne peut varier entre 25 - 35% de l'énergie totale fournie par le mélange du carburant et l'air, et environ la moitié de cette fraction est transférée à travers les parois de cylindre et le reste transférée vers liquide de refroidissement à travers la culasse avec une quantité de chaleur considérable transférée à travers les soupapes d'échappement, et note à l'existence des trois mécanismes de transfert de chaleur dans la cylindre conduction, convection et rayonnement, et vu que transfert par conduction par unité de surface est proportionnel au gradient de température et peut être déterminé par la loi de Fourier, et le transfert par convection est un transport d'énergie par unité de surface est proportionnel à la différence de température, du fluide et solide, et peut être déterminé par la relation de Newton, et le transfert de chaleur par rayonnement est un transport d'énergie proportionnel à la quatrième puissance de la température matérielle absolue,

1.3 Les Modes de transfert de chaleur

En thermodynamique on a deux formes d'énergie, le travail et la chaleur, elles existent seulement quand un échange d'énergie entre deux systèmes se produit, on dit travail si l'échange se produit sans transmission de masse et sans différence de température entre les deux systèmes, Si l'échange se produit à cause de la différence de température entre les deux systèmes, il s'agit de transmission de chaleur.

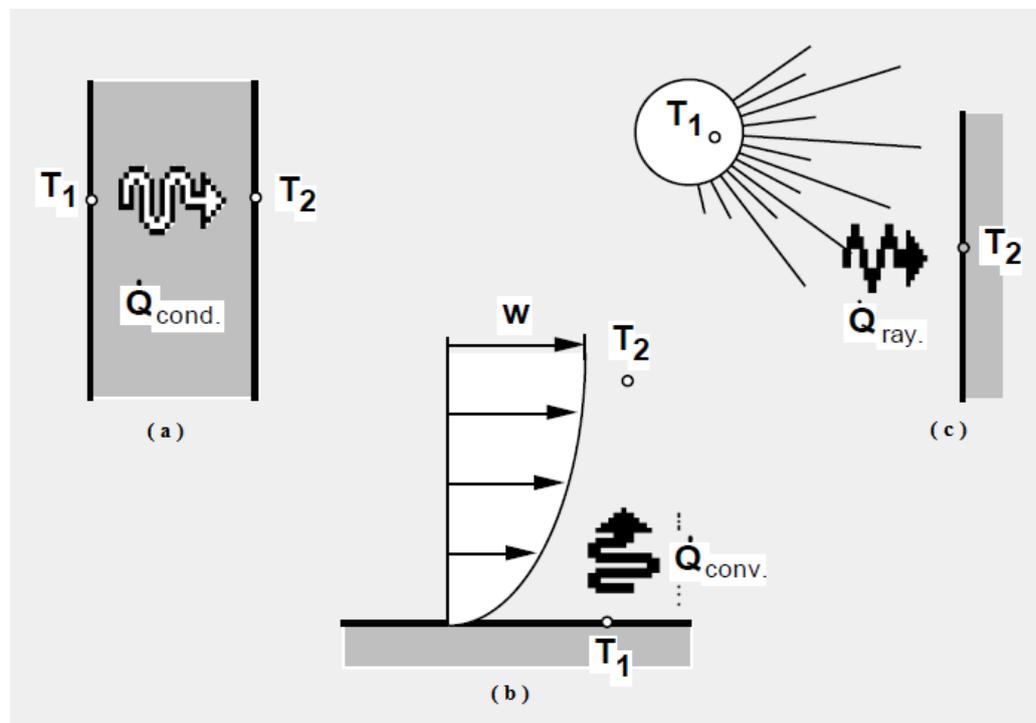


Fig. 1.10 - les modes de Transmission de chaleur

On distingue trois modes de base de transmission de chaleur :

1.3.1 La Conduction

La conduction est l'échange d'énergie interne d'un corps à un autre ou d'une partie d'un corps à une autre partie par échange de l'énergie cinétique de mouvement des molécules par communication directe ou par l'intermédiaire des électrons libres dans les métaux. (Fig. 1.10.a)

Ce flux d'énergie ou chaleur passe des molécules de niveau d'énergie plus élevé vers les molécules d'énergie plus faible. [24]

1.3.1.1 Loi de Fourier

La loi de Fourier a été établie expérimentalement par Joseph Fourier en 1822. Elle exprime la proportionnalité entre le flux de chaleur à travers une surface par unité de temps et l'élévation de la température de part et d'autre de cette surface. [25]

$$\vec{Q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \quad (1.1)$$

1.3.2 La Convection

La convection est le mécanisme le plus important de transfert d'énergie entre une surface solide et un liquide ou un gaz. (Fig. 1.10.b) Le transfert d'énergie par convection d'une surface dont la température est supérieure à celle du fluide qui l'entoure s'effectue en plusieurs étapes. D'abord la chaleur s'écoule par conduction de la surface aux molécules du fluide adjacentes. L'énergie ainsi transmise sert à augmenter la température et l'énergie interne de ces molécules du fluide. Ensuite les molécules vont se mélanger avec d'autres molécules situées dans une région à basse température et transférer une partie de leur énergie. Dans ce cas l'écoulement transporte le fluide et l'énergie. L'énergie est, à présent, emmagasinée dans les molécules du fluide et elle est transportée sous l'effet de leur mouvement.

La transmission de chaleur par convection est désignée, selon le mode d'écoulement du fluide, par convection libre et convection forcée. Lorsqu'il se produit au sein du fluide des courants dus simplement aux différences de température, on dit que la convection est naturelle ou libre. Par contre si le mouvement du fluide est provoqué par une action externe, telle une pompe ou un ventilateur, le processus est appelé convection forcée.

On peut exprimer la quantité de chaleur transmise par convection entre une paroi solide et un fluide au moyen par la formule. [26]

$$Q = hS(T_1 - T_2) \quad (1.2)$$

1.3.3 Le Rayonnement

Chaque surface solide, liquide ou gazeuse émet de l'énergie thermique par radiation. La transmission d'énergie est réalisée par ondes électromagnétiques qui ne nécessitent pas la présence d'un médium de transport (fig. 1.10.c), le flux maximal (W/m^2) émis par la radiation est donné par la loi de Stefan Boltzmann

$$Q = \sigma \cdot T^4 \cdot S \quad (1.3)$$

Où σ est la constante de Stefan-Boltzmann

$$\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{ [W/(m}^2 \text{ K}^4\text{)]}$$

Le flux réel émis par une surface réelle est

$$Q = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \cdot S \quad (1.4)$$

Où ε est l'émissibilité (rendement par rapport à la radiation idéale).

La radiation est émise dans toutes les directions. Les ondes électromagnétiques reçues par une surface sont partiellement absorbées et partiellement réfléchies. [24]

Conclusion

Les synthèses des travaux de recherche et l'ensemble des généralités nous à permet d'avoir la bonne compréhension des moteurs à combustion interne, tels l'histoire et les facteurs de classification, la structure et le principe de fonctionnement et les différents phénomènes qui sont déroule dans le moteur, qui contribuent à la réalisation de ce travail afin d'assurer une grande précision et une méthodologie correct pour apprendre le maximum des connaissances et d'obtenir des résultats optimal.

**CHAPITRE 2 : ANALYSES DES
COMPOSANTS DES BILANS
ENERGETIQUES INTERNE ET
EXTERNE D'UN MOTEUR A
COMBUSTION INTERNE.**

Introduction

Dans ce chapitre on envisage un petit rappel sur les notions fondamentaux du bilan thermique d'un moteur à combustion interne, et la répartition des énergies récupérées et dissipées par le moteur en fonctionnement, suivie par un modèle de calcul du cycle réel d'un moteur 1.9 type diesel avec un rapport volumétrique de 23, le calcul du cycle est effectué selon le modèle de calcul de Grenevetski-Mazing.

2.1 Bilans énergétiques interne et externe

La répartition définitive en composantes de l'énergie thermique, introduite avec le carburant durant un cycle de travail est appelée bilan thermique.

On distingue les bilans énergétiques interne et externe. Dans le cas où l'expression mathématique du bilan est composée de trois termes, exprimant les quantités d'énergies thermiques consécutivement équivalente au travail indiqué du moteur, entraînée avec les gaz d'échappement et reconduite par le système de refroidissement, le bilan est dit indiqué ou interne. Par ailleurs, si l'expression comporte un terme indépendant lié à l'énergie thermique convertie en travail utile ou effectif, le bilan dans ce cas est dit effectif ou externe.

Le bilan thermique externe du moteur permet d'évaluer la perfection de l'utilisation de l'énergie, des pertes thermiques et la possibilité de leur réduction, de l'efficacité de l'utilisation de l'énergie de gaz d'échappement, de prévoir la possibilité ou les voies d'amélioration des paramètres de fonctionnement du moteur et de calculer les systèmes de refroidissement et de récupération d'énergie. Le bilan thermique interne montre la répartition de l'énergie thermique du carburant. La définition ou détermination de ses composantes se veut être très difficile. Par ailleurs, ses composantes peuvent être indirectement estimées à partir du bilan énergétique externe obtenu expérimentalement.

Le bilan énergétique peut être établi pour n'importe quel régime de fonctionnement du moteur, le plus souvent pour le régime de puissance nominale et est généralement exprimé en fraction ou le pourcentage de l'énergie thermique totale consommée par le moteur.

Un schéma de principe du bilan énergétique pour un moteur atmosphérique est représenté sur la fig 2.1. La quantité globale (totale) de l'énergie thermique Q_0 libérée par le carburant dans la chambre à combustion est déterminée par le pouvoir calorifique inférieur PCI et par la consommation du carburant G_{ca} . Elle est supérieure à l'énergie dite active du carburant Q_{ca} par la valeur des pertes thermiques dues à la combustion incomplète du carburant. $Q_{c.i}$.

Selon [27] les pertes dues à la combustion incomplète d'un kg de carburant sont déterminées à partir de l'analyse des composants des produits de combustion

$$Q_{c.i} = (m_{CH} PCI + 33830 m_C + 21100 m_{CO} + 98400 m_{H_2}) / PCI,$$

Où m_{CH} , m_C , m_{CO} , m_{H_2} – sont respectivement les masses des imbrulés des hydrocarbonates, du carbone, d'oxyde de carbone et d'hydrogène, kg.

Une analyse détaillée de toutes les composantes du bilan énergétique d'un moteur à combustion interne est rapportée dans [28]. Plus encore, il est mentionné que le bilan énergétique doit être établi pour la même température du milieu extérieur pour laquelle a été déterminé le pouvoir calorifique du carburant. De même, doivent être additionné ou soustraites de Q_0 les quantités de chaleur introduites avec l'air et le carburant, égales aux chaleurs sensibles de l'air ($Q_{s,a}$) et du carburant ($Q_{s,c}$). Néanmoins, les valeurs de ces dernières corrections sont égales à l'erreur de la détermination du pouvoir calorifique du carburant, pour cette raison elles sont négligeables pour le bilan des moteur atmosphériques. Dans la même référence, l'auteur affirme que le bilan énergétique doit être établi dans les conditions de fonctionnement où la combustion complète du carburant est fortement probable. Dans ce cas, la combustion est considérée comme complète et le terme Q_{ci} est négligeable.

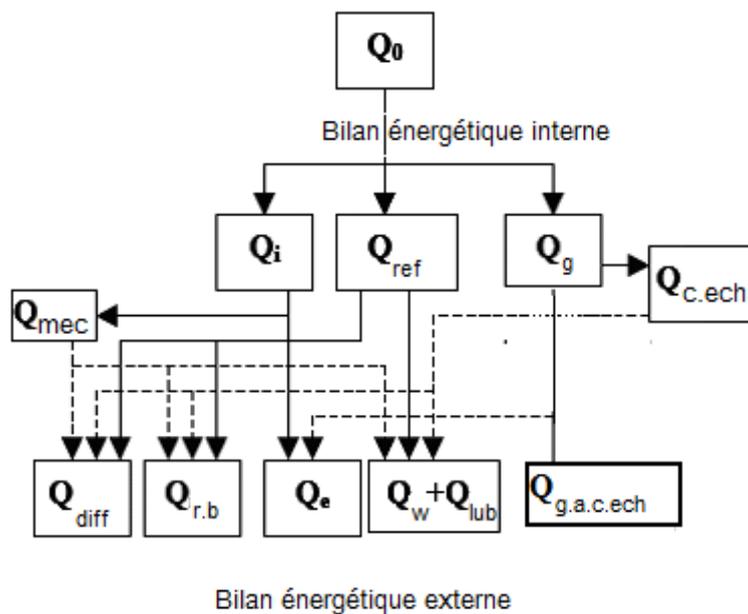


Fig. 2.1 Aperçu sur les bilans énergétiques interne et externe

Compte tenu de ce qui vient d'être mentionné l'équation du bilan interne du moteur prend la forme suivante:

$$Q_0 = Q_i + Q_g + Q_{ref} \quad (2.1)$$

donc

Q_0 – la quantité de chaleur libérée par la combustion du carburant ;

Q_i - la quantité de chaleur équivalente au travail indiqué du moteur;

Q_g - la quantité de chaleur contenue dans les gaz d'échappement juste après les soupapes d'échappement;

Q_{ref} - la quantité de chaleur transmise par les gaz aux parois de la chambre à combustion.

Une méthode simple a été développée par Partnov D.A. [29, 30] pour la définition de la chaleur globale transmise par les gaz aux parois. Cette méthode consiste à introduire un coefficient ψ_{Σ} déterminé expérimentalement et généralisé sous forme d'une relation fonctionnelle du coefficient d'excès d'air, la vitesse de rotation, du volume de travail du cylindre etc.

Par ailleurs:

$$Q_i = Q_e + Q_{mec} \quad (2.2)$$

où

Q_e – quantité d'énergie thermique équivalente au travail effectif. Des valeurs de cette composantes pour les différents moteurs sont rapportées dans le Tab.1;

Q_{mec} – quantité d'énergie thermique équivalente au travail mécanique ; Q_{mec} représente la somme des pertes suivantes:

$$Q_{mec} = Q_{fr} + Q_{pomp} + Q_{c_d} + Q_{aux} + Q_{vent} \quad (2.3)$$

Où

Q_{fr} - quantité de chaleur équivalente aux pertes de puissance par frottement. Ces pertes constituent une grande partie des pertes mécaniques. Elles résultent des frottements des segments de piston de la jupe de piston du doigt de piston, des paliers, de la glissière, la tige de soupape et d'autres. Une partie de cette chaleur est reconduite vers les systèmes de refroidissement (eau et lubrifiant) et le reste est diffusé vers le m.e. par rayonnement de la surface du moteur;

Q_{pomp} - quantité de chaleur équivalente aux pertes de puissance par pompage, déterminée par la résistance aérodynamique des conduits d'admission et d'échappement. Ces pertes dépendent du régime de fonctionnement du moteur, ses dimensions et la construction des organes de distribution. Dans les moteurs deux temps Q_{pomp} est inexistante. Selon [27] la quantité de chaleur équivalente aux pertes par pompage (relative) q_{pomp} est déterminée par l'expression suivante:

$$q_{pomp} = [106 P_{mp} V_h] / [PCI].$$

Où P_{mp} – pression moyenne des pertes par pompage, MPa;

V_h – le volume de travail, m^3 ;

q_c – quantité de carburant durant un cycle, g/cycle.

La pression moyenne des pertes par pompage est déterminée :

$$P_{mp} = P_T - P_S + \Delta P_{soup}$$

Où P_S - la pression à l'admission; P_T contre pression à l'échappement;

ΔP_{soup} - perte de pression au niveau des soupapes.

Le traitement des diagrammes de pompage par l'auteur [27] a permis de retrouver les expressions pour les pertes de pression au niveau des soupapes d'admission ΔP_S et d'échappement ΔP_T pour un moteur concret:

$$\Delta P_S = \frac{K_S \cdot G_S^2 \cdot T_S}{P_S} \quad \Delta P_T = \frac{K_T \cdot G_T^2 \cdot T_T}{P_T}$$

Où G_S et G_T – débits d'air et de gaz, kg/s; K_S et K_T – constantes.

Ceci dit, que les essais pour l'obtention des relevés des diagrammes de pompage peuvent ne pas être conduits et les pertes de pression dues au pompage peuvent être déterminées par l'expression suivante:

$$P_{m,p} = P_T - P_S + \Delta P_S + \Delta P_T;$$

Q_{aux} - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissance par entraînement des organes auxiliaires du moteur : pompe à eau, à l'huile, pompe d'injection de carburant et du régulateur et autres.

Q_{vent} - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissances par ventilation (frottement entre organes mobiles et l'air: bielle, le volant moteur, et autres);

$Q_{c,d}$ - quantité d'énergie thermique équivalente aux pertes de puissances dépensées pour la réalisation du travail de compression et de détente, dans ce cas le travail de compression est supérieur à celui de détente. Ceci est expliqué par la présence de fuites de gaz via les segments de piston vers le carter, aussi des fuites à travers les soupapes et le changement d'état du gaz suite aux échanges thermiques avec la paroi [31];

Dans l'expression (2.1) la valeur

$$Q_g = Q_{c,ech} + Q_{g,a.c,ech}, \quad (2.4)$$

$$Q_{ref} = Q_{cyl} + Q_{g,cl} + Q_{g,p} \quad (2.5)$$

où

$Q_{c,ech}$ - quantité d'énergie thermique transmise par les produits de combustion vers les parois du conduit d'échappement (qui se trouve dans la culasse). Selon [29] elle constitue près de 15-20% de Q_g ;

$Q_{g,a.c,ech}$ - quantité d'énergie thermique contenue dans les gaz d'échappement directement après le conduit d'échappement, c'est-à-dire en aval du conduit d'échappement.

Selon [36] l'énergie des gaz d'échappement peut être représentée comme étant la somme:

$$Q_{g,a.c,ech} = Q_{ge} + E_p + E_x = A_{ge} + E_x + E_T + E_p \quad (2.4')$$

Où

A_{ge} - est l'anergie des gaz d'échappement ;

$$Q_{ge} = m_{ge} \cdot c_{p_{ge}} (T_{ge} - T_a) = H_{ge} - H_0$$

Q_{ge} - quantité de chaleur reconduite des GE (gaz d'échappement) sous forme de chaleur avec :

m_{ge} - la masse des GE, $c_{p_{ge}}$ - la capacité calorifique isobare spécifique des GE et

H_{ge} et H_0 - les enthalpies des GE et du milieu extérieur respectivement;

$E_T = Q_{ge} \tau_e = \Delta H \tau_e$ - l'exergie du flux des gaz de chaleur Q_{ge} ;

τ_e - coefficient de Carnot exprimé comme $1 - T_0/T_m$; T_m et T_0 - la température moyenne du processus de transfert de chaleur et du milieu environnement respectivement;

$E_p = m_{ge} R_{ge} T_{ge} \ln(P_{ge}/P_a)$ - la composante mécanique de l'exergie (R_{ge} - constante individuelle des GE ; P_{ge} et P_a - pression des GE et du m.e. ;

E_x - composante chimique de l'exergie égale à la somme de l'exergie de concentration et de réaction. La première est déterminée comme étant le travail maximal pouvant être obtenu à P_a et T_a

dans le processus d'égalisation des concentrations des GE avec leurs concentrations dans le m.e. L'exergie de réaction peut être expliquée par la possibilité de voir surgir dans le système thermodynamique une réaction chimique. Dans le cas où la réaction d'oxydation du carburant à l'issue de la combustion serait complète, l'exergie de réaction est nulle.

Parmi toutes les composantes les deux dernières de l'équation (2.4') peuvent être techniquement utilisables et disponibles aujourd'hui. Dans ce cas l'exergies mécanique et thermique peuvent être converties en travail mécanique. Les questions liées à l'utilisation de l'exergie mécanique et thermique sont suffisamment et efficacement résolues à ce jour par les technologies mécaniques (les systèmes de suralimentation et de récupération).

Kukis V.S avait démontré dans [32] qu'il existe une limite ξ (partie de chaleur reconduite avec les GE dans le contour secondaire de récupération de chaleur), au-delà de laquelle la récupération de la chaleur des GE est utile que pour les besoins de chauffage seulement et devient non appropriée pour la conversion en travail. Plus encore, la quantité de chaleur reconduite avec les GE dans le système secondaire de récupération est en croissance linéaire avec la croissance de cette limite ξ . De même, l'exergie thermique pouvant être récupérée est en croissance jusqu'à une valeur maximale, pour se voir diminuer fortement par la suite. Ceci est lié à la dissipation de l'exergie de chaleur (les pertes dans le circuit de récupération secondaire). Pour une valeur de $\xi=1$ la chaleur des GE perd complètement sa capacité de conversion en travail. Ceci peut être interprété comme pour les turbocompresseurs comme pour les systèmes de récupération comportant le moteur Stirling.

Les considérations susmentionnées ont été mis en œuvre par l'auteur de [32, 33] dans le banc expérimental composé du moteur diesel 14H(SHN) 14,5/20,5 et le moteur Stirling 3,0/6,5II(SHCH). Par conséquent, la consommation a été réduite de 218 jusqu'à 207 g/(kW·h), dans la plage de 50–100 % de charge. Le rendement effectif de l'installation a augmenté près de 4,5%.

Q_{cyl} – quantité de l'énergie thermique transmise des gaz vers la paroi du cylindre;

$Q_{g,cl}$ – quantité de l'énergie thermique transmise des gaz vers la culasse; Par ailleurs, le transfert intense est observé au niveau de la culasse (fond) et est beaucoup plus supérieur de celui à travers le cylindre Q_{cyl} . Par conséquent, en dépit de la surface de refroidissement de la chemise ($F_{ref,cyl}/ F_{ref,cl} = 4\div 6$ pour $S/D = 1,0\div 1,5$), approximativement la même quantité est transférée à travers la culasse [34] ;

$Q_{g,p}$ – quantité d'énergie thermique transférée des gaz vers le piston. Celle-ci est relativement basse pour les pistons non refroidis et est égale pour ceux en fonte ($1\div 1,5$) % Q_0 et ($2\div 3$) % Q_0 pour les pistons en alliages légers avec des valeurs relativement élevées du coefficient de conductivité thermique λ [34]. Ce qui équivaut à peu près ($10\div 17$)% de Q_i pour les pistons en alliages légers.

Dans l'expression (2.5) :

$$Q_{g.p} = Q_{cyl.f} + Q_{c.d} + Q_{c.lub} \quad (2.6)$$

$$Q_{gch} = Q_{cl.f} + Q_{cl.d} \quad (2.7)$$

$$Q_{gp} = Q_{p.lub} + Q_{p.d} + Q_{p.cyl} \quad (2.8)$$

Où

$Q_{cyl.f}$ - quantité d'énergie thermique prélevée du cylindre par un flux de refroidissement forcé;

$Q_{c.d}$ - quantité d'énergie thermique diffusée par la surface externe du bloc-moteur dans le m.e.

$Q_{c.lub}$ - quantité d'énergie thermique dépensée sur la surchauffe de l'huile (lubrifiant) sur les parois du cylindre;

$Q_{cl.f}$ - quantité d'énergie thermique, reconduite de la culasse par le flux de refroidissement forcé;

$Q_{cl.d}$ - quantité d'énergie thermique diffusée dans le m.e. par la surface externe de la culasse;

$Q_{p.lub}$ - quantité d'énergie thermique retirée par le piston des gaz et transmise à l'huile;

$Q_{p.d}$ - quantité d'énergie thermique, diffusée dans le m.e. par la surface externe (par rapport au volume de travail) du piston;

$Q_{p.cyl}$ - quantité d'énergie thermique transmise des gaz via le piston vers la paroi du cylindre.

La substitution dans l'équation (2.5) les valeurs de ses composantes exprimées par les expressions 2.6-2.8, en on retrouve

$$Q_{ref} = (Q_{cyl.f} + Q_{cl.f} + Q_{p.cyl}) + (Q_{p.lub} + Q_{cyl.lub}) + (Q_{cyl.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d}). \quad (2.9)$$

avec

$$Q_{ref.c.cl} = Q_{cyl.f} + Q_{cl.f} + Q_{p.cyl}, \quad (2.10)$$

$$Q_{lub.p.c} = Q_{p.lub} + Q_{c.lub}, \quad (2.11)$$

$$Q_{d.cyl.cl.p} = Q_{cyl.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d}, \quad (2.12)$$

Où

$Q_{ref.cyl.cl}$ - quantité d'énergie thermique reconduite du cylindre et de la culasse dans le système de refroidissement;

$Q_{lub.p.cyl}$ - quantité d'énergie thermique reconduite dans l'huile des parois de piston et du cylindre;

$Q_{d.cyl.cl.p}$ - quantité d'énergie thermique diffusée par le cylindre, la culasse et le piston à travers la paroi du carter vers le m.e.

Dans l'expression (2.3):

$$Q_{mec} = Q_{fr} + Q_{pomp} + Q_{c.d} + Q_{aux} + Q_{vent}$$

$$Q_{fr} = Q_{fr.p.s} + Q_{fr.m}, \quad (2.13)$$

Où $Q_{fr.p.s}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et ses segments ; Cette composante peut être déterminée après des investigations de recherche spéciales

de dénombrement des composantes des pertes par frottement dans le moteur. Des estimations préliminaires affirment que la chaleur due au travail de frottement du piston et ses segments transmise vers la paroi du cylindre est trois fois inférieure à celle transmise des gaz vers la paroi du cylindre. Néanmoins, selon [29] la quantité de chaleur générée par les frottements des segments de piston transmise vers le système de refroidissement des chemises est estimée à peu près de 0,50-0,55 de la chaleur totale des pertes mécaniques. Selon [35] la part du travail de frottement du segment racleur d'huile constitue de 30 jusqu'à 60% du total du travail de frottement de tout le paquet de segment et selon [36] les pertes par frottement dans les moteurs rapides constituent pour le 1er, 2ème et 3ème segments 60, 30 et 10% consécutivement.

$Q_{fr.m}$ - quantité d'énergie thermique équivalent au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments.

Par ailleurs :

$$Q_{fr.p.s} = Q_{fr.p.s.cyl} + Q_{fr.p.s.lub} + Q_{fr.p.s.d} \quad (2.14)$$

où

$Q_{fr.p.s.c}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments passée dans la paroi du cylindre ;

$Q_{fr.p.s.lub}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments passée dans l'huile de lubrification ;

$Q_{fr.p.s.d}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du piston et des segments dissipée dans le m.e.

$Q_{fr.m}$ est déterminée à partir de l'expression:

$$Q_{fr.m} = Q_{fr.m.lub} + Q_{fr.m.d}, \quad (2.15)$$

Où

$Q_{fr.m.lub}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments et passée dans l'huile. Dans cette composante est inclus le travail de frottement des paliers du vilebrequin;

$Q_{fr.m.d}$ - quantité d'énergie thermique équivalente au travail de frottement du moteur et de tous ses éléments hormis les frottements du piston et des segments diffusée dans le m.e.

La quantité totale de l'énergie thermique transmise à l'huile:

$$Q_{lub} = Q_{p.lub} + Q_{c.lub} + Q_{fr.m.d} + Q_{fr.p.s.lub} \quad (2.16)$$

La quantité totale d'énergie thermique transmise par la surface du moteur et de ses éléments vers le m.e. $Q_{d.c.cl.p} = Q_{c.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d}$,

$$Q_{diff} = Q_{c.d} + Q_{cl.d} + Q_{p.d} + Q_{fr.p.s.d} + Q_{fr.m.d} \quad (2.17)$$

La quantité d'énergie thermique passée dans le système de refroidissement à travers la paroi du cylindre

$$Q_{pa.cyl} = Q_{cyl} - Q_{c.lub} + Q_{p.cyl} + Q_{fr.p.s.c} \quad (2.18)$$

A partir de cette dernière ressort la quantité d'énergie thermique retirée par un flux forcé du liquide de refroidissement $Q_{c.ref.f}$

$$Q_{cyl.ref.f} = Q_{p.cyl} - Q_{c.d} \quad (2.19)$$

La quantité de chaleur transmise vers le système de refroidissement à travers la culasse $Q_{cl.ref}$

$$Q_{cl.ref} = Q_{g.cl} + Q_{c.ech} \quad (2.20)$$

A partir de cette dernière ressort la quantité d'énergie thermique retirée par un flux de refroidissement forcé de la culasse :

$$Q_{cl.ref.f} = Q_g - Q_{cl.d} \quad (2.21)$$

Où $Q_{cl.d}$ est la quantité de chaleur diffusée par la culasse vers le m.e.

A présent, on peut déterminer la quantité de chaleur passée à travers la paroi limitant le volume interne du cylindre des gaz et celle équivalente au travail de frottement. Cette quantité dépasse Q_{ref} (expression (2.5)) par la quantité $Q_{fr.p.s.c}$ (expression (2.14)).

$$Q_{int.cyl} = Q_{ref} + Q_{fr.p.s.c} \quad (2.22)$$

Cette quantité de chaleur est retirée du moteur par un flux forcé du liquide de refroidissement, par rayonnement à partir des surfaces extérieures et par l'huile de lubrification.

La quantité reconduite par le flux forcé du liquide de refroidissement

$$Q_{int.cyl.ref} = Q_{int.cyl} - Q_{d.cyl.cl.p} - Q_{cyl.lub} - Q_{p.lub} \quad (2.23)$$

La quantité de chaleur passée dans le système de refroidissement Q_{ref} et retirée vers le m.e. par le flux forcé du liquide de refroidissement est supérieur à la quantité déterminée par l'expression (2.23) par le terme $Q_{c.ech}$. (Expression (2.4)), soit :

$$\begin{aligned} Q_{ref} &= Q_{int.cyl.ref} + Q_{c.ech} = Q_{int.cyl} + Q_{cyl.ech} - Q_{d.cyl.cl.p} - Q_{cyl.lub} - Q_{p.lub} \\ &= Q_{ref} + Q_{fr.p.s.c} + Q_{c.ech} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{c.lub} + Q_{p.lub}). \end{aligned} \quad (2.24)$$

Les expressions (2.9, 2.10, 2.11 et 12) permettent d'en déduire:

$$Q_{ref.c.cl} = Q_{ref} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{lub.p.c}) = Q_{ref} - (Q_{d.c.cl.p} + Q_{p.lub} + Q_{c.lub}). \quad (2.25)$$

ainsi,

$$\begin{aligned} Q_{sys.ref} &= Q_{ref.c.cl} + Q_{fr.p.s.c} + Q_{c.ech} \\ &= Q_{c.ref.f} + Q_{cl.ref.f} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Enfin, le moment est arrivé pour la déduction d'une expression du bilan énergétique externe:

$$Q_0 = Q_c - Q_{c.i} \pm \Delta Q_{s.air} \pm \Delta Q_{s.c} = Q_e + Q_{sys.ref} + Q_{g.a.c.ech} + Q_{lub} + Q_{diff.} + Q_{rest}, \quad (2.27)$$

Où $Q_{rest} = Q_{pomp} + Q_{c.d} + Q_{aux} + Q_{vent} \pm \Delta'$;

$\Delta Q_{s.air} \pm \Delta Q_{s.c}$ - les chaleurs sensibles de l'air et du carburant respectivement;

Δ' - un terme qui prend en considération l'erreur dans la détermination des composantes du bilan énergétique externe.

$$Q_a = Q_e + Q_{sys.ref} + Q_{g.a.c.ech} + Q_{lub} + Q_{diff.} \pm Q_{r.b}$$

$Q_{r,b}$ - résidu du bilan et comprend $Q_{c,i}$, Q_{pomp} , $Q_{c,d}$, Q_{aux} , Q_{vent} , $\pm\Delta Q_{s,air}$, $\pm\Delta Q_{s,c}$, les erreurs de détermination de toutes les composantes du bilan énergétique et enfin les pertes non comptabilisées $Q_{c,n.c.}$

La valeur de chaque composante du bilan énergétique dépend du type de moteur, des régimes de fonctionnement, le degré de forçage du moteur. Des données de la répartition de la chaleur libérée par combustion du carburant par les différentes composantes sont rapportées dans le Tab.2.1 et Tab.2.2.

Tableau 2.1- Composantes du bilan énergétique externe pour des moteurs diesel [37]

Composantes du bilan externe	Moteurs de moyenne vitesse Moteurs semi rapide et rapides	
	Q_e	0,44÷0,5
q_g	0,28÷0,31	0,3÷0,35
Q_{ref}	0,07÷0,11	0,1÷0,12
$Q_{ref,air}$ de suralimentation	0,1÷0,13	0,07÷0,11
q_{lub}	0,03÷0,05	0,03÷0,05

Tableau 2.2 - Répartition des puissances pour un moteur à essence de 2 L et Diesel de 2,2 L [8]

	Diesel		Essence	
	2000	4000	3000	6000
Régime moteur (tr/min)	2000	4000	3000	6000
Puissance injectée (KW)	179	289	163	357
Puissance moteur (KW), (%)	67 37	102 35	55 34	101 28
Puissance vers l'eau (KW), (%)	43 24	58 20	31 19	51 14
Puissance vers l'huile (KW), (%)	6 3.3	11 3.6	0.1 0.06	8 2.2

2.2 Calcul du cycle réel

Le calcul du cycle réel est différent a celui des cycles idéaux, ceci peut être explique pour le cycle réel par la variation de la quantité du fluide de travail et ses propriétés d'une part, et d'une autre part, la combustion du carburant n'est pas spontanément, plus encore les capacités calorifique du fluide de travail sont variable en fonction des températures des gaz qui variant dans un large intervalle en pris en considération les pertes thermique et aérodynamique.

Tableau 2.3 - Caractéristiques du moteur

Alésage (mm)	82,2
Course (mm)	88
Puissance maxi (KW)	51
Régime à la puissance maxi (tr/min)	4600
Rapport volumétrique	23
Bielle (mm)	145

Cette partie du travail est consacrée au calcul du cycle réel pour le moteur diesel de type 10DXAJ communément connu comme le 1.9D et dont les caractéristiques sont rapportées dans le Tab.23. Le calcul du cycle réel est réalisée selon le modèle de Grenevetski-Mazing exposée en détail dans [3].

La méthode de calcul du modèle de cycle est basée sur les méthodes bien connues de la thermodynamique et de la thermochimie. Elle couvre suffisamment la nature des phénomènes thermiques rencontrés à l'intérieur du cylindre et qui relèvent des différents domaines de l'ingénierie. Ce modèle permet :

- d'évaluer tous ses phénomènes aux étapes de conception de poste –construction de moteur ;
- d'avoir une idée sur les paramètres principaux du cycle et sur les facteurs ayant une influence sur les évolutions du cycle de travail ;
- de déterminer les valeurs des paramètres d'état dans les points caractéristiques, ainsi que celles des indicateurs effectifs caractérisant le fonctionnement du moteur d'une façon générale.

La modèle offre une précision satisfaisante pour la pratique, malgré le fait que le cycle est décrit par de simples transformations thermodynamiques avec introductions d'une série de coefficients expérimentaux décrivant les conditions réelles des processus mis en jeu à l'intérieur du moteur.

Le modèle de cycle est constitué des cinq évolutions suivantes : admission, compression, combustion du carburant, détente et échappement. Les points caractéristiques du cycle sont représentés sur la fig.2.2. Par ailleurs, la première phase du calcul est consacrée aux choix des différents paramètres.

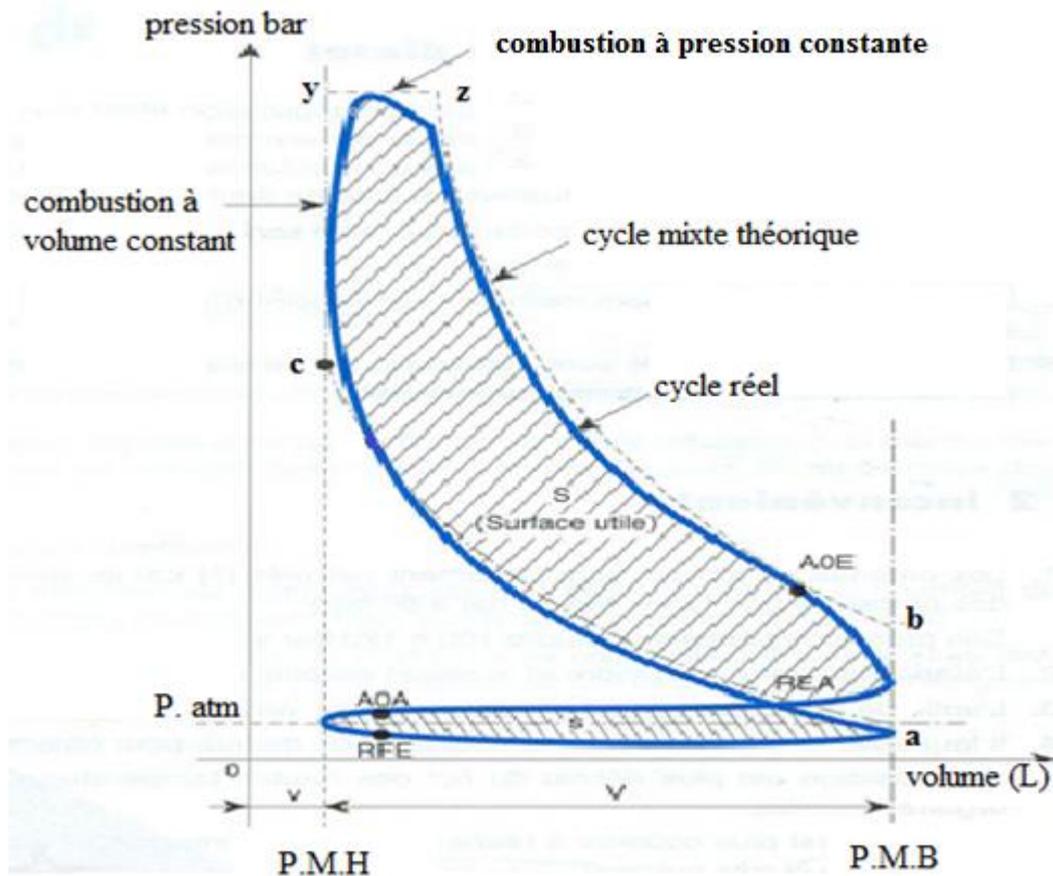


Fig. 2.2 – Cycle Thermodynamique Diesel

2.2.1 Choix des paramètres

- La pression atmosphérique P_0 : $P_0: 0,1013 \text{ Mpa}$
- La température du milieu extérieur, T_0 : $T_0 = 300 \text{ K}$
- La pression de l'admission : $P_a=0,9P_0$ $P_a=0.091 \text{ MPa}$
- Coefficient d'excès d'air, α :
 $\alpha = 1.5 \dots 2$ $\alpha = 1.7$
- Coefficient de ventilation φ_a :
 $\varphi_a = 1.05 : 1.35$ $\varphi_a = 1.30$
- Coefficient des gaz résiduels γ_r :
 $\gamma_r = 0.02 : 0.04$ $\gamma_r = 0.04$
- Coefficient d'utilisation de chaleur en z ξ_z :
 $\xi_z = 0,70 : 0.85$ $\xi_z = 0.8$
- Coefficient d'utilisation de chaleur en b ξ_b :
 $\xi_b = 0,85 : 0,95$ $\xi_b = 0.90$
- Rapport de compression, ε
 $\varepsilon = 23$

- Taux d'augmentation de la pression durant la compression λ :

$$\lambda = 1,4 : 1,6 \quad \lambda = 1,5$$

- Réchauffage de l'air par les parois, ΔT_a :

$$\Delta T_a = 5 : 20 \text{ K} \quad \Delta T_a = 15 \text{ K}$$

- Coefficient d'arrondissement du diagramme indiqué ζ :

$$\zeta = 0,90 : 0,96 \quad \zeta = 0,93$$

- Le rendement mécanique du moteur η_m :

$$\eta_m = 0,75 : 0,85 \quad \eta_m = 0,8$$

- Perte de pression dans le refroidisseur d'air ΔP_{ref} :

$$\Delta P_{\text{ref}} = 0,015 \text{ Mpa}$$

- Réduction de la température dans le refroidisseur ΔT_{ref} :

$$\Delta T_{\text{ref}} = 15 \text{ K}$$

- Température des gaz résiduels T_r :

$$T_r = 700 : 800 \quad T_r = 800$$

- Composition massique du carburant :

$$C = 0,87$$

$$H = 0,126$$

$$O = 0,004$$

- Le pouvoir calorifique inférieur du carburant Q_L

$$Q_L = 41870 \text{ KJ/Kg}$$

2.2.2 Calcul du processus de remplissage

La phase d'admission est importante pour garantir la combustion au cours du cycle suivant, ou le cylindre pendant cette phase est rempli par l'air frais, elle commence immédiatement après l'échappement des gaz brûlés. Il y a lieu de rappeler l'évaluation de l'admission est effectuée par deux critères, le coefficient des gaz résiduels γ_r , le rapport des quantités de gaz résiduels et de l'air introduite dans le cylindre, le deuxième critère est le coefficient de remplissage η_r , correspond le rapport des quantités d'air réel et théorique pouvant occuper le volume de travail, les paramètres doivent être déterminés pendant le déroulement de cette phase sont les suivantes :

- La température de l'air

La température de l'air avant le moteur T_s , K

$$T_s = T_0 - \Delta T_{\text{ref}}$$

$$T_s = 300 - 15 \quad T_s = 285 \text{ K}$$

- La température de la charge à la fin du remplissage T_a , K

$$T_a = \frac{T_s + \Delta T + \gamma_r * T_r}{1 + \gamma_r} \quad T_a = 319,231 \text{ K}$$

- La pression de l'air à la fin du Remplissage P_a , Mpa

$$P_a = 0.091 \text{ MPa}$$

- Le coefficient de remplissage η_r

$$\eta_r = (\varepsilon/(\varepsilon-1)) (p_a/p_0) (T_0/T_a) (1/(1+\gamma_r))$$

$$\eta_r = 0.85$$

- La capacité calorifique isochore molaire moyenne de l'air \bar{c}_v'

$$19.26+0.0025T$$

- La capacité calorifique isochore molaire moyenne des produits de combustion \bar{c}_v''

$$20.47+0.0036T$$

- la capacité calorifique du mélange d'air et gaz résiduels au cours de la compression \bar{c}_{vc}''

$$\bar{c}_{vc}'' = \frac{\gamma_r \bar{c}_v'' + [\alpha(1+\gamma_r) - \gamma_r] \bar{c}_v'}{\alpha(1+\gamma_r)} = a_{vc} + b_c T$$

donc

$$a_{vc} = 19.287 \quad \text{et} \quad b_c = 0.003$$

- Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de compression n_1

$$n_1 - 1 = 8.314 / (a_{vc} + b_c T_a (1 + \varepsilon^{n_1 - 1}))$$

$$\text{Alors} \quad n_1 = 1.367$$

- La pression à la fin de la compression P_c Mpa

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$$

$$P_c = 6.631 \text{ MPa}$$

- La température à la fin de Compression T_c , K

$$T_c = T_a (V_a/V_c)^{n_1 - 1} = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$T_c = 1009.517 \text{ K}$$

2.2.3 Calcul du processus de combustion

La transformation de l'énergie calorifique en énergie thermique puis mécanique utile se déroule au cours du processus de combustion, ou l'introduction du carburant vers la chambre et l'adhérence de ces éléments inflammable par l'air ayant une contribution au dégagement de chaleur ce qui nomme la combustion du carburant, les différents paramétrés intervenante dans ce processus est calculé comme les suivantes :

- La quantité d'air réelle nécessaire pour la combustion L , kmol/kg

$$L = \frac{\alpha}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L = 0.841 \text{ k mol/kg}$$

- La quantité théorique molaire d'air

$$L_0 = \frac{1}{0.21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{S}{32} - \frac{O}{32} \right) \quad L_0 = 0.495 \text{ k mol/kg}$$

- Coefficient chimique de la variation moléculaire β_0

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H+O}{32\alpha L_0} \quad \beta_0 = 1.038$$

- Coefficient réel de la variation moléculaire β

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad \beta = 1.036$$

- La portion de carburant brûlée au point z x_z

$$x_z = \xi_z / \xi_b \quad x_z = \frac{0.8}{0.90} \quad x_z = 0.889$$

- Le coefficient de la variation moléculaire au point z β_z

$$\beta_z = 1 + \frac{\beta_0 - 1}{1 + \gamma_r} x_z \quad \beta_z = 1.032$$

- La capacité calorifique isochore moyenne au point z $\overline{c''_{vz}}$, k/(K mole K)

$$\overline{c''_{vz}} = \frac{(m x_z + \gamma_r) \overline{c''_v} + [\alpha(1 + \gamma_r) - (x_z + \gamma_r)] \overline{c''_v'}}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)x_z} = a_{vz} + b_z T$$

$$\Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} \quad \Delta M = 0.032$$

$$m = 1 + \frac{\Delta M}{L} \quad m = 1.032$$

$$\overline{c''_{vz}} = 19.809 + 0.003T = a_{vz} + b_z T$$

$$a_{vz} = 19.906 \quad \text{et} \quad b_z = 0.003$$

- La capacité calorifique isochore moyenne au point b $\overline{c''_{vb}}$ k/(kmole K)

$$\overline{c''_{vb}} = \frac{(m + \gamma_r) \overline{c''_v} + (\alpha - 1)(1 + \gamma_r) \overline{c''_v'}}{\alpha(1 + \gamma_r) + (m - 1)} = a_{vb} + b_b T$$

$$\overline{c''_{vb}} = 19.874 + 0.003T = a_{vb} + b_b T$$

Alors on obtient

$$a_{vb} = 19.982 \quad \text{et} \quad b_b = 0.003$$

- La température maximale de combustion T_z , K

$$\frac{\xi_z Q_L}{\alpha L_0} + [\overline{c''_v} + 8.314\lambda + \gamma_r(\overline{c''_v} + 8.314\lambda)] T_c = \beta_z(1 + \gamma_r) \overline{c''_{pz}} T_z$$

$$\text{Avec} \quad \overline{c''_p} = \overline{c''_v} + 8.314$$

$$-0.003T_z^2 - 27.623T_z + 73197.026 = 0$$

Après la résolution de cette équation on obtient $T_z = 2113.743\text{K}$

- La pression maximale de combustion

$$P_z = \lambda P_c \quad P_z = 9.947 \text{ MPa}$$

2.2.4 Calcul du processus de détente

La détente des produits de combustion est effectuée au cours du déplacement du piston du PMH vers le PMB, pour le calcul du cycle réel le processus de détente est commencer à la fin du processus de combustion suivi par une diminution de pression et de température et se terminent au moment de l'ouverture des soupapes d'échappement, les principaux paramètres ayant une influence au cours du processus de détente sont calculé comme les suivantes :

- Taux de détente préliminaire ρ

$$\rho = \beta_Z T_Z / (\lambda T_c)$$

$$\rho = 1.441$$

- Taux de détente ultérieure δ

$$\delta = \varepsilon / \rho = 15 / 1.457 = 15.964$$

- Valeur moyenne de l'exposant du polytrophe de détente n_2

$$n_2 - 1 = \frac{8.314(T_Z \frac{\beta_Z}{\beta} - T_b)}{\frac{Q_L(\xi_b - \xi_Z)}{L(1+\gamma_r)\beta} + \frac{\beta_Z}{\beta}(a_{vz} + b_{vz}T_Z)T_Z - (a_{vb} + b_{vb}T_b)T_b}$$

Ou bien

$$n_2 - 1 = \frac{A - 8.314T_b}{B - (a_{vb} + b_{vb}T_b)T_b}$$

- La température à la fin de la détente T_b , K

La valeur de T_b [1000...1200] on prendre $T_b = 1100$ K

On obtient $n_2 \approx 1.243$

- La pression à la fin de la détente P_b , (K)

$$P_b = \frac{P_Z}{\delta^{n_2}} \quad P_b = 0.318 \text{ MPa}$$

2.2.5 Définition des paramètres indiqués

- La pression indiquée moyenne théorique P'_i MPa

$$P'_i = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda (\rho - 1) + \frac{\lambda \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

$$P'_i = 0.951 \text{ MPa}$$

- La pression indiquée moyenne réel P_i , Mpa

$$P_i = \zeta P'_i \quad P_i = 0.93 * 0.951 \quad P_i = 0.856 \text{ MPa}$$

- Consommation spécifique indiquée de carburant b_i , kg/(kWh)

$$b_i = 433(P_s \eta_r) / (\alpha L_0 T_s P_c)$$

$$b_i = 0.173 \text{ kg / kwh}$$

- Le rendement indiqué

$$\eta_i = 3600 / (b_i QL)$$

$$\eta_i = 0.498$$

2.2.6 Définition des paramètres effectifs

- La pression effective moyenne P_e Mpa

$$P_e = P_i \eta_m \quad P_e = 0.685 \text{ MPa}$$

- La consommation spécifique effective du carburant b_e kg/(kW h)

$$b_e = b_i / \eta_m \quad b_e = 0.216$$

- Le rendement effectif moyen η_e

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad \eta_e = 0.398$$

2.2.7 Construction du diagramme

Pour construire le diagramme du cycle, il faut déterminer les volumes et les pressions dans les points caractéristiques représentés sur la fig.2.2.

Les dits volumes sont calculés à partir des expressions suivantes :

$$V_d = \frac{\pi D^2}{4} * S \quad V_d = 0.467 \text{ L}$$

$$V_c = \frac{V_d}{\varepsilon - 1} \quad V_c = 0.021 \text{ L}$$

$$V_a = V_t = V_d + V_c \quad V_a = 0.488 \text{ L}$$

$$V_z = \rho V_c \quad V_z = 0.0306 \text{ L}$$

$$V_B = \left(\frac{P_z}{P_B} \right)^{\frac{1}{n_2}} * V_z \quad V_B = 0.488 \text{ L}$$

Avec $V_c = V_y$ et $P_y = P_z$

Donc $\frac{P_y}{P_c} = \frac{T_y}{T_c} \quad T_y = \frac{P_y}{P_c} * T_c$

$$T_y = 1514 \text{ K}$$

Ou T_y est la température dans le point caractéristique y fig.2.2

Les ordonnées des points des deux polytropes de compression et de détente sont calculées à partir des expressions suivantes:

Pour la compression : $P = P_c / (V/V_c)^{n_1}$

Pour la détente : $P = P_z \rho^{n_2} / (V/V_c)^{n_2}$

Les résultats du calcul des paramètres dans les points caractéristiques sont rapportés dans le Tab.2.4

Tableau 2.4 - paramètres d'état dans les points caractéristiques

	Pression (MPa)	Volume (L)	Température (k)
a	0.091	0.488	319.231
c	6.631	0.021	1009.517
y	9.947	0.021	1514.276
z	9.947	0.030	2113.743
b	0.318	0.488	1078.318

Plus d'avantage, les données de pressions et volumes ont permis de calculer et de tracer la courbe de la température successivement durant chaque temps à partir des expressions de lois de gaz parfait.

Les tracés de la pression, du volume et de la température en fonction de l'angle du vilebrequin sont représentés sur les fig .2.3, 2.4 et 2.5 respectivement.

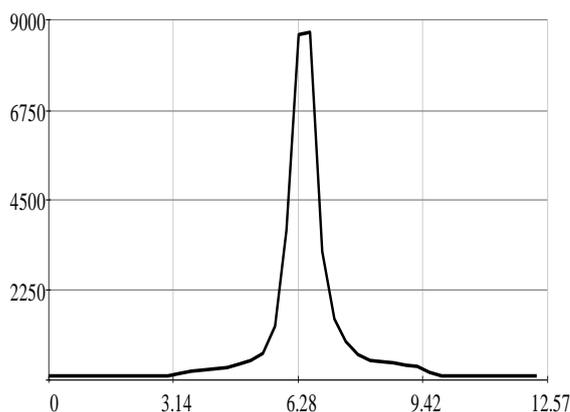


Fig. 2.3 – variation de la pression.

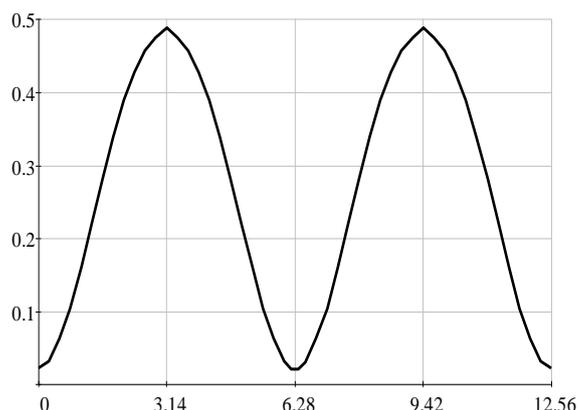


Fig. 2.4 – variation du volume.

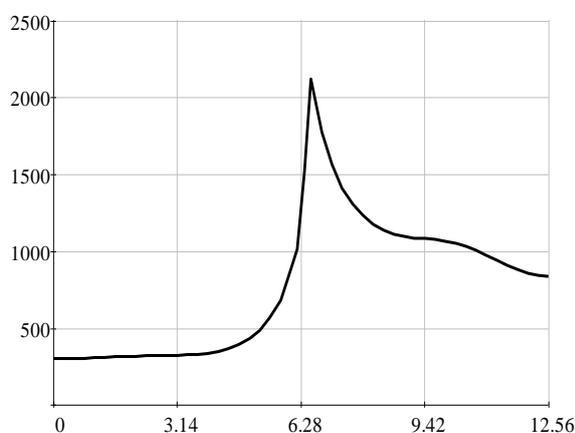


Fig. 2.5 – évolution de la température.

2.3 Evaluation du transfert thermique dans le MCI

2.3.1 Evaluation du coefficient de transfert de chaleur des gaz vers les parois de la chambre à combustion

Plus d'une centaines d'expressions existent dans la littérature spécialisées pour le calcul du coefficient du transfert de chaleur des gaz vers les parois de la chambre à combustion connues sous l'appellation d'alfa-formules. Elles sont principalement issues d'études expérimentales basées sur la mesure directe du flux thermique échangé en fonction des paramètres de fonctionnement du moteur. Parmi lesquelles figure celle d'Eichelberg, de Woaradshni, de Hohenberg de Kavtaradzé et d'autres.

Dans ce travail de mémoire l'expression d'Eichelberg a été utilisée.

Eichelberg était le premier qui a discuté l'approche proposée par Nusselt. Il avait déduit une formule qui s'applique aussi bien aux moteurs Diesel qu'au moteur à essence considérée parmi les corrélations les plus utilisées.

$$h = 77.9 \cdot 10^{-4} \cdot (T_g \cdot P)^{\frac{1}{2}} \cdot V_p$$

Ou h : le coefficient de transfert de chaleur

T_g : la température du gaz au cylindre

P : la pression dans le cylindre

V_p : la vitesse du piston. [23]

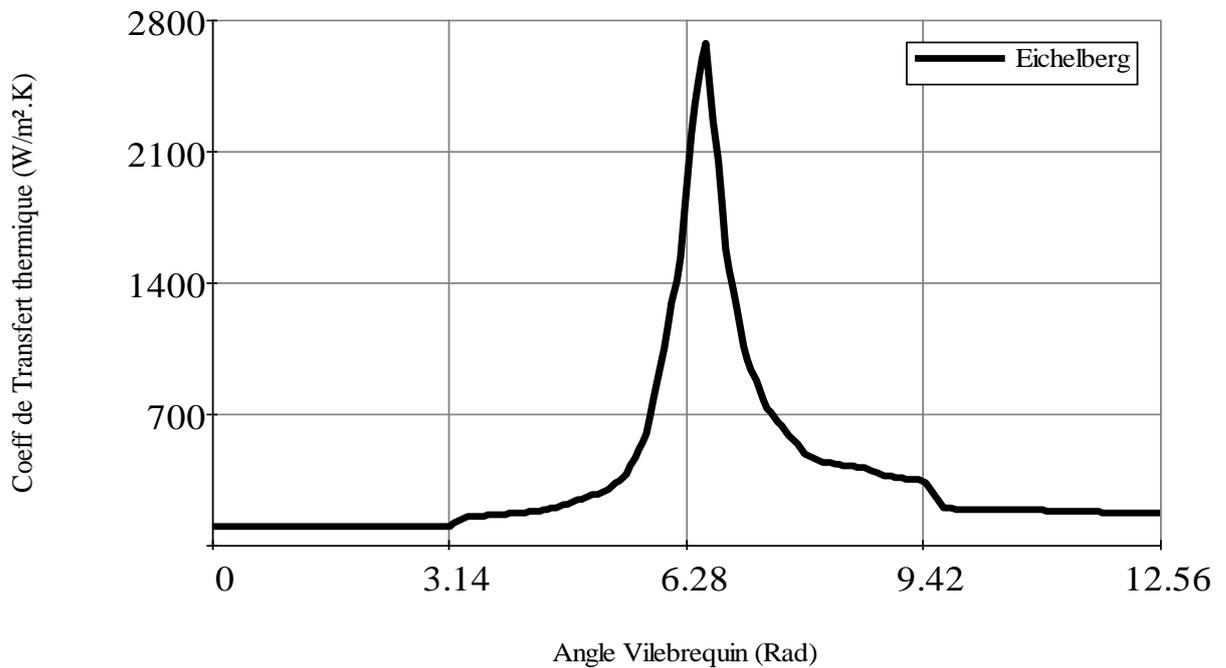


Fig. 2.6 – Coefficient d'échange thermique calculé par la corrélation d'Eichelberg.

2.3.2 Evaluation du transfert thermique entre les parois et le fluide de refroidissement

Afin d'évacuer la puissance thermique transmise aux parois par les gaz de combustion et ainsi garantir la bonne tenue aux contraintes thermomécaniques des organes mécaniques, un fluide de refroidissement circule au sein du carter-cylindre et de la culasse, la puissance rejeté vers le fluide de refroidissement pour un moteur diesel pour des différents régimes varier de 20 à 24 % de la puissance injectée ;

La nature des échanges entre parois et fluide de refroidissement est généralement de type convectif, La puissance thermique échangée peut être exprime par la loi de convection :

$$Q_{p-e} = h \cdot S(T_p - T_e)$$

Avec S surface d'échange entre la paroi et le fluide de refroidissement.

T_p et T_e : les températures de la paroi et le fluide de refroidissement

h : est le coefficient d'échange convectif entre la paroi et le fluide de refroidissement [8]

Il y a lieu de préciser que ce coefficient a été évalué et adopté dans le présent travail pour le calcul de la résistance thermique de la chemise vers le liquide de refroidissement.

2.3.3 Transferts thermiques vers l'huile de lubrification

L'huile de lubrification joue un rôle très important dans la maîtrise des frottements qui se retrouvent entièrement sous forme de chaleur; le circuit de lubrification sert également à l'évacuation de ces puissances thermiques, On peut estimer que la puissance thermique véhiculée

par l'huile de lubrification est de l'ordre de quelques kilowatts dans un moteur fonctionnant à puissance maximale. Certains moteurs utilisent d'ailleurs l'huile comme seul fluide caloporteur.

Notons que, dans le cas des motorisations Diesel et Essence de forte puissance, le fluide de lubrification est également utilisé comme fluide de refroidissement des fonds de pistons par jet d'huile. Dans ces conditions les transferts thermiques sont essentiellement de type convectif.

Au cours de la simulation par la méthode de l'analogie électrothermique abordée dans le chapitre 3, le flux de chaleur du piston vers le carter évacué par l'huile de lubrification a été adopté variable dans la plage de 5-15 % du total de la quantité de chaleur dirigée vers les parois de la tête de piston et la chemise.

Conclusion

L'analyse des composantes du bilan énergétique interne a permis de remonter jusqu'au bilan externe. Cette étude a permis de mettre en évidence la relation entre les différentes composantes des deux bilans.

Plus encore, le calcul du cycle réel selon la méthode de Grenevetski-Mazing a permis de tracer le diagramme du cycle réel et les tracés de pression et de température en fonction de l'angle du vilebrequin du moteur objet de cette étude le 10DXAJ communément connu sous l'appellation 1.9D.

Les résultats de calcul des pressions et températures ont été utilisés pour l'évaluation du transfert de chaleur des gaz vers la paroi et retrouver le coefficient du transfert de chaleur utilisé plus tard pour l'évaluation du flux thermique des gaz vers les parois de la chambre à combustion.

**CHAPITRE 3 : APPLICATION DE
L'ANALOGIE ELECTRO-THERMIQUE
POUR LA SIMULATION DES FLUX DE
CHALEUR DES GAZ VERS LE
SYSTEME DE REFROIDISSEMENT**

Introduction

Le présent chapitre est dédié à l'exposé et application de l'analogie électro thermique pour l'évaluation des différents flux thermiques dans le piston et la chemise. Elle est basée sur les 1^{ère} et 2^{ème} lois de Kirchhoff appliquées aux circuits électriques.

3.1 Aperçu sur l'analogie électro thermique

L'analogie électrothermique signifie la similitude entre des lois électrique et thermique pour des corps homogènes et isotropes et peut être résumée comme suit :

- la tension électrique correspond à la différence de température;
- le courant électrique correspond au courant de chaleur;
- la résistance électrique correspond à la résistance thermique.

Ces grandeurs sont reliées entre elles par des lois (Ohm et Fourier) formellement identiques rapportées dans le Tab.3.1.

Tableau 3.1 - Analogie des lois et paramètres électrothermique

Thermique			Electrique	
Loi de fourrier	$\Delta T = \frac{e}{\lambda * f} * q$	\Leftrightarrow	$\Delta U = R * I$	Loi d'Ohm
Température	T	\Leftrightarrow	U	Potentiel électrique
Flux de chaleur	q	\Leftrightarrow	I	Intensité de courant
Resistance thermique	$e / \lambda f$	\Leftrightarrow	R	Resistance électrique

3.2 Application de l'analogie électrothermique aux éléments de la cylindrée du MCI

Les éléments de la cylindrée objets de la présente étude sont le piston, les segments de piston et la chemise. Le schéma électrique équivalent aux éléments de la cylindrée est représenté sur la fig.3.1.

Les légendes correspondantes aux flux et résistances représentés sur le schéma équivalent sont rapportés dans le Tab.3.2 et Tab.3.3

Tableau.3.2 - Les légendes des résistances thermique

La résistance	La légende
R ₀	La résistance thermique de la tête du piston
R ₁	La résistance entre le premier et le deuxième segment à travers le piston
R ₂	La résistance thermique entre le deuxième et le troisième segment à travers le piston
R ₃	La résistance thermique entre le troisième segment et la jupe à travers le piston
R ₄	La résistance thermique sur la partie de chemise exposée au gaz.
R ₅	La résistance thermique du premier segment
R ₆	La résistance thermique du deuxième segment
R ₇	La résistance thermique du troisième segment
R ₈	La résistance thermique de la jupe de piston
R ₉	La résistance thermique entre les points de contact du gaz et premier segment à travers la chemise
R ₁₀	La résistance thermique entre les points de contact du premier et deuxième segments à travers la chemise
R ₁₁	La résistance thermique entre les points de contact du deuxième et troisième segment à travers la chemise
R ₁₂	La résistance thermique entre les points de contact du troisième segment et la jupe de piston à travers la chemise
R ₁₃	La résistance thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau de la partie de chemise exposée au gaz
R ₁₄	La résistance thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du premier segment
R ₁₅	La résistance thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du deuxième segment
R ₁₆	La résistance thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du troisième segment
R ₁₇	La résistance thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau de la jupe

Tableau.3.3 - Les légendes des flux thermique

Le flux	La légende
X ₀	Le flux thermique à travers la tête du piston
X ₁	Le flux entre le premier et le deuxième segment à travers le piston
X ₂	Le flux thermique entre le deuxième et le troisième segment à travers le piston
X ₃	Le flux thermique entre le troisième segment et la jupe à travers le piston
X ₄	Le flux thermique vers la partie de chemise exposée au gaz.
X ₅	Le flux thermique à travers le premier segment
X ₆	Le flux thermique à travers le deuxième segment
X ₇	Le flux thermique à travers le troisième segment
X ₈	Le flux thermique à travers la jupe de piston
X ₉	Le flux thermique entre les points de contact du gaz et du premier segment à travers la chemise
X ₁₀	Le flux thermique entre les points de contact du premier et deuxième segments à travers la chemise
X ₁₁	Le flux thermique entre les points de contact du deuxième et troisième segment à travers la chemise
X ₁₂	Le flux thermique entre les points de contact du troisième segment et la jupe de piston à travers la chemise
X ₁₃	Le flux thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau de la partie de chemise exposée au gaz
X ₁₄	Le flux thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du premier segment
X ₁₅	Le flux thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du deuxième segment
X ₁₆	Le flux thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau du troisième segment
X ₁₇	Le flux thermique entre la chemise et liquide de refroidissement au niveau de la jupe

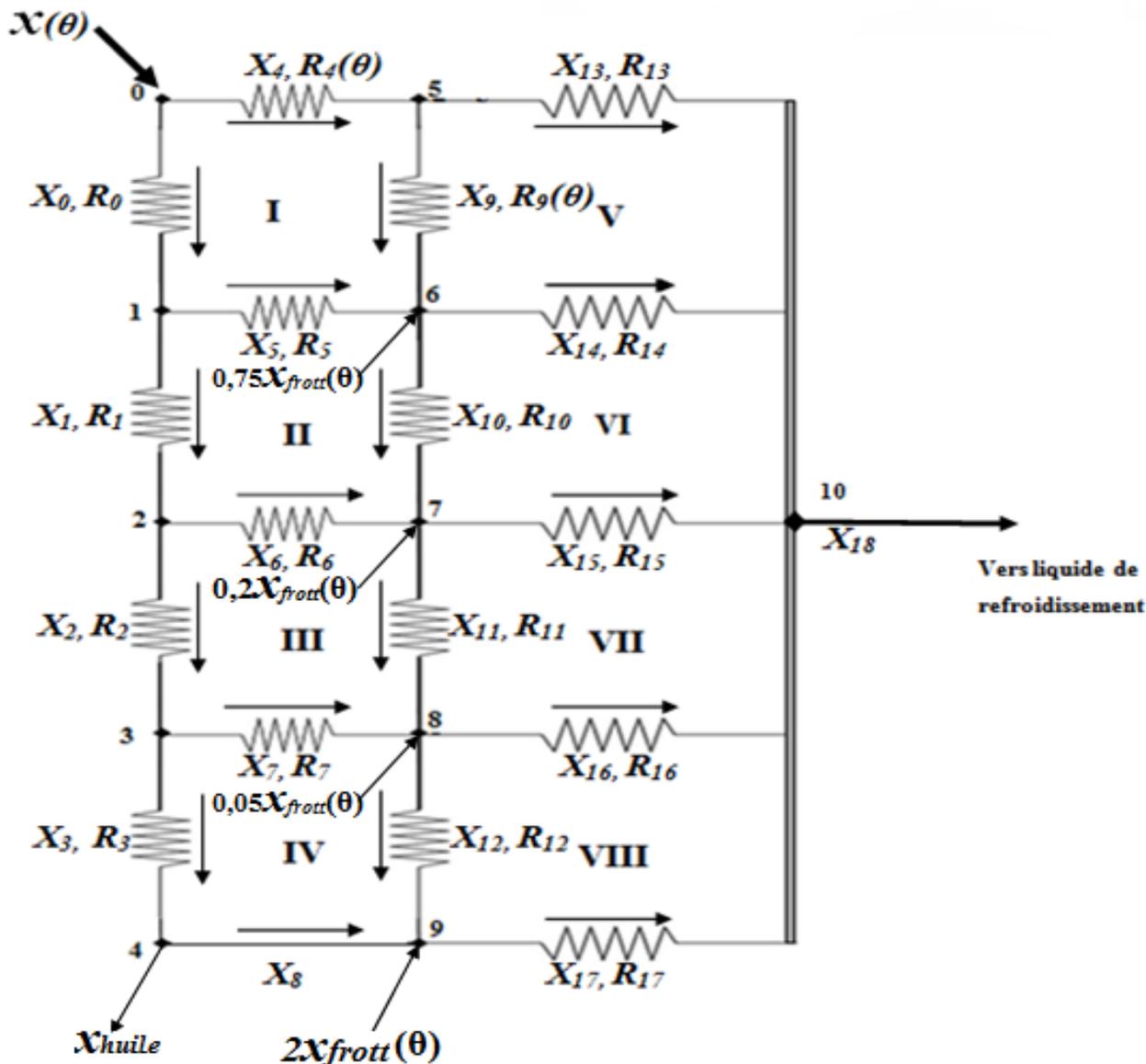


Fig. 3.1 – le schéma analogique électrothermique équivalent à la distribution de chaleur dans le piston.

3.3 Calcul des Resistances thermiques du piston, des segments de piston et de la chemise.

Les résistances thermiques R_0 , R_1 , R_2 et R_3 peuvent être déterminées à partir de l'expression suivante :

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda \cdot f_i} \quad \text{avec} \quad f_i = \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)$$

D_{1p} , D_{2p} diamètre interne et externe du piston.

e_0 (entre 0 et 1) représenté la distance entre la tête du piston et le premier segment, on peut exprime cette distance a partir des corrélations empirique

$$(0,06 ; 0,12) \cdot D$$

e_1 , e_2 entre les points 1,2 et 2,3 respectivement, Fig. 3.1 représenté la distance entre les segments, et exprime comme suite:

e_3 (entre 3 et 4) représenté la mi-hauteur de la jupe du piston, empiriquement la hauteur de la jupe est déterminé comme suite [38] $(0,6 ; 0,8) \cdot D$

Les résistances variables en fonction de l'angle vilebrequin $R_4(\theta)$ et $R_9(\theta)$ peuvent être déterminées en (K /W) à partir de l'expression suivante : [37]

$$R_4(\theta) = \frac{\frac{e}{\lambda} + \frac{e_{lub}}{\lambda_{lub}}}{\pi \cdot D \cdot S(\theta)} \quad R_9(\theta) = \frac{S(\theta) + h}{\lambda \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2)}$$

λ et λ_{lub} sont les coefficients de conduction du matériau de la chemise et du lubrifiant respectivement, W/(m K),

e et e_{lub} sont les épaisseurs de la chemise et du film de lubrification respectivement.

h : la hauteur de la chambre de combustion $\varepsilon = \frac{V_t}{V_c} = \frac{\pi R^2 \cdot S}{\pi R^2 \cdot h} \quad h = \frac{S}{\varepsilon}$

$$S(\theta) = r \cdot \left[(1 - \cos(\theta)) + \frac{\lambda_{méca}}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \theta)) \right]$$

$S(\theta)$ la course du piston; r -rayon de la manivelle, $r = 44$ mm

$\lambda_{méca}$ constante du mécanisme bielle-manivelle; $\lambda_{méca} = \frac{r}{l}$

Où

l est la longueur de la bielle et r le rayon de la manivelle ;

D_1 et D_2 - diamètres intérieur et extérieur de la chemise ;

$V_p(\theta)$ est la vitesse du piston en fonction de l'angle vilebrequin.

Avec $V_p(\theta) = \frac{dS(\theta)}{dt}$

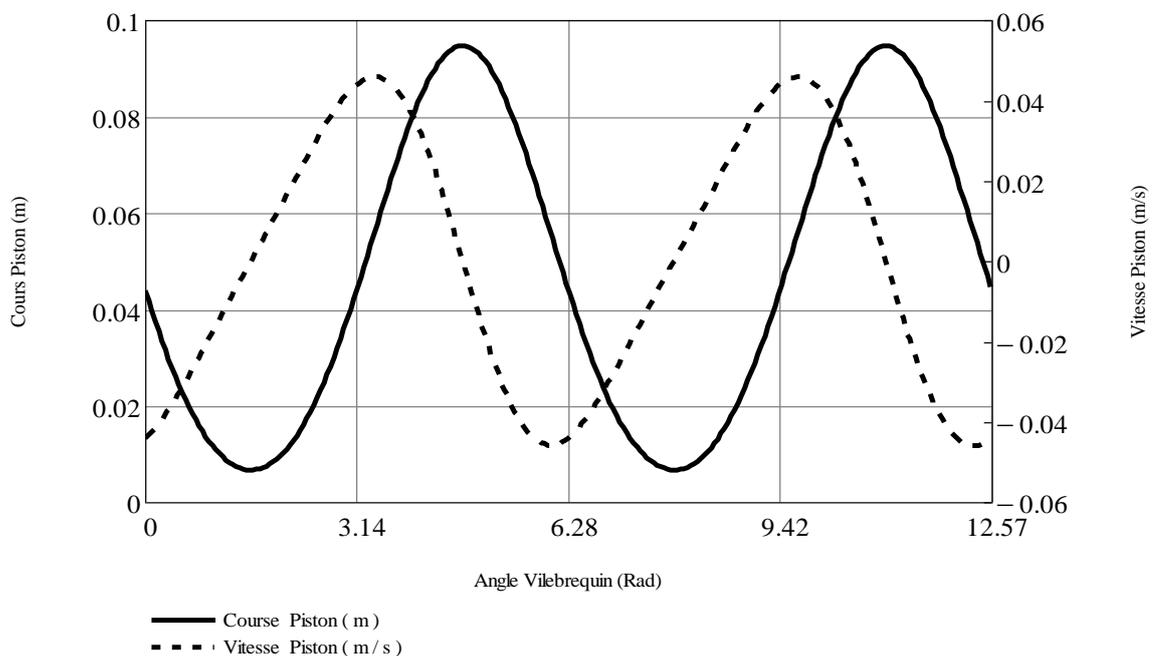


Fig. 3.2 -Course et vitesse du piston en fonction de l'angle du vilebrequin

Les résistances thermiques R_5 , R_6 et R_7 peuvent être déterminées à partir de l'expression suivante :

$$R_i = \frac{e_i}{\lambda \cdot f_i}$$

Avec e_i est l'épaisseur entre le diamètre interne du piston et les segments

Les résistances thermiques R_{10} , R_{11} et R_{12} peuvent être déterminées à partir de l'expression suivante : [37]

$$R_i = \frac{l_i}{\lambda \cdot (D_2^2 - D_1^2)}$$

Où l_i - hauteurs des segments 6-7, 7-8 et 8-9.

D_{1Ch} et D_{2Ch} diamètres interne et externe de la chemise

R_{14} , R_{15} , R_{16} et R_{17} peuvent être déterminées à partir de l'expression suivante :

$$R_i(\theta) = \frac{\frac{1}{h(\theta)} + \frac{e}{\lambda}}{f_i}$$

Où f_i aires sur le cylindre limité entre les points 6-7, 7-8 et 8-9.

Les points 6, 7, 8 et 9 sont les lieux des contacts du premier, second et troisième segment de piston et la chemise respectivement.

La même expression précédente est utilisée pour le calcul de R_{13} . Dans ce cas une valeur moyenne du coefficient d'échange convectif h dans l'espace de refroidissement est adopté sur toute la surface humide $f_{13} = \pi D_2 S$, où S la course maximale du piston.

Ensuite, doivent être établies les équations des courants dans les nœuds 1..10 et des circuits fermés des contours I, II, III, IV, V, VI, VII et VIII selon la première et deuxième lois de Kirchhoff respectivement.

Par ailleurs la somme des courants dans le point 10 doit être calculée comme

$$Q_g + Q_{frott} - Q_{huile} = X_{18}$$

Avec $Q_g = \chi(\theta)$ est la quantité de chaleur injectée dans le point (1). Son allure est très proche à celui du coefficient de transfert de chaleur. Par ailleurs, dans la présente étude par analogie au travail [37] ce flux a été adopté proportionnelle au coefficient du transfert et son intégral tout au long du cycle est égal à l'unité.

Dans ce cas la quantité de chaleur injectée est équivalente à une seule unité.

$$\text{Où } X_{inj}(\theta) = \beta \cdot \int_0^{4\pi} h(\theta) \cdot d\theta$$

$$\int_0^{4\pi} X_{inj}(\theta) d\theta = 1$$

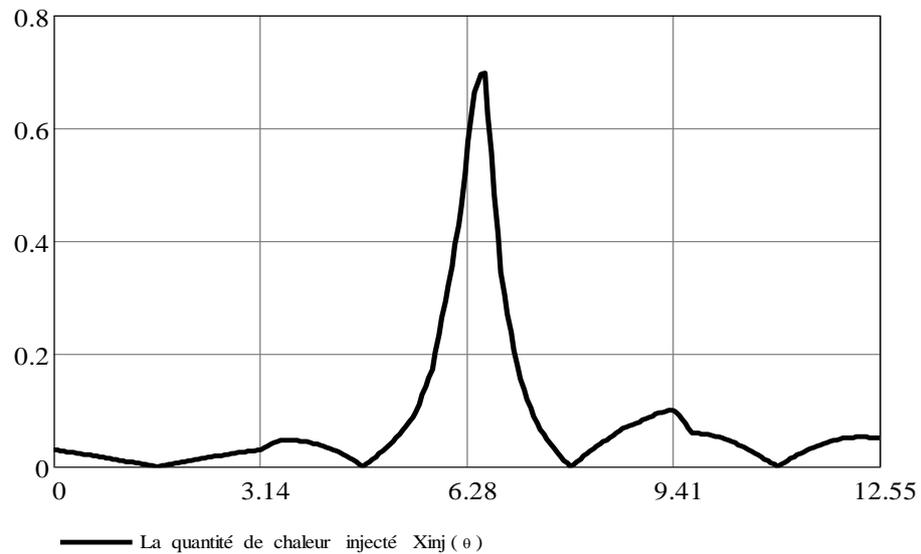


Fig. 3.3 – La quantité de chaleur injecté

Q_{frott} – est la quantité de chaleur équivalente au travail des frottements des segments de piston et de la jupe de piston;

Q_{huile} est la quantité de chaleur reconduite véhiculée par le lubrifiant et dans le carter égale à :

$$X_{huile} = p \cdot \chi(\theta) \quad (3.1)$$

avec $p = 0,05, 0,1$ et $0,15$ coefficient de proportionnalité reflétant l'intensité du refroidissement du piston.

Le flux de chaleur évacué du piston par l'huile vers le carter est représenté sur les fig.3.5 a, b et c.

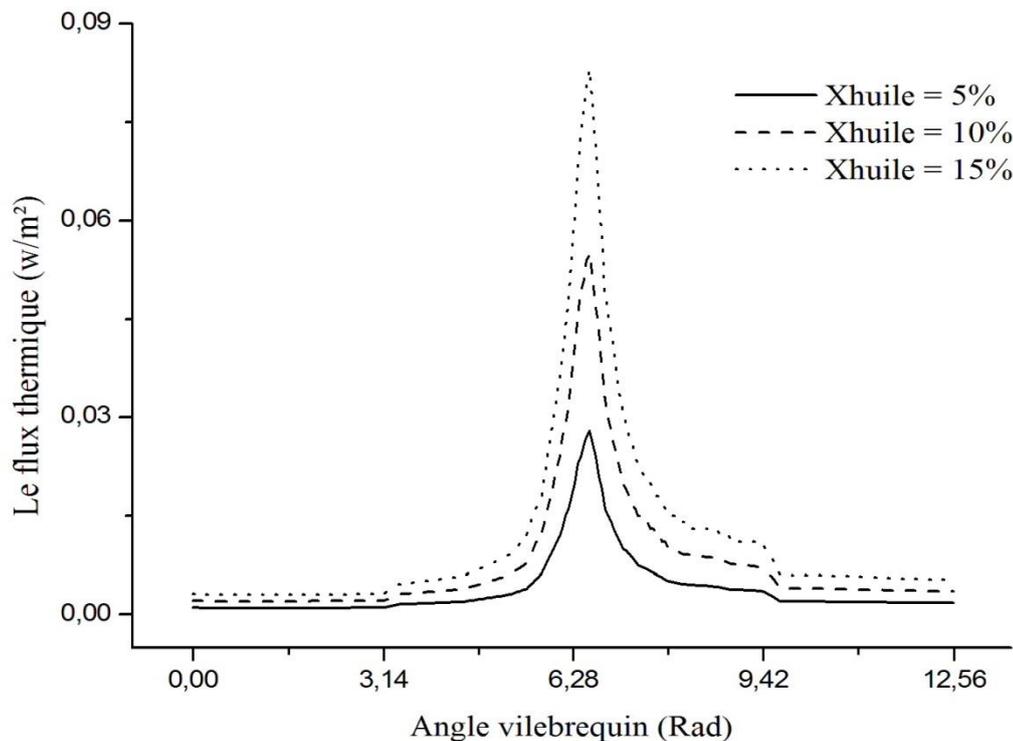


Fig. 3.4 - les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter.

La quantité de chaleur totale équivalente au travail de frottement des segments de piston et de la chemise peuvent être adoptées sous la forme de $3 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta)$,

Dans ce cas, les proportions de chaleur équivalentes au travail de frottement du 1^{er}, 2^{ème}, 3^{ème} segments de piston et de la jupe du piston sont calculées comme $0,75 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta)$, $0,2 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta)$, $0,05 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta)$, et $2 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta)$, respectivement.

Plus encore, la valeur totale de la chaleur introduite suite au travail des forces de frottement est égale à $\psi=0,08$. Autrement dit, la quantité de chaleur équivalente au travail de frottement des segments et de la chemise de piston transmise vers le système de refroidissement est prise égale à 8% du total de la chaleur transmise vers le système de refroidissement. Dans le langage mathématique :

$$\int_0^{4\pi} 3 \cdot \chi_{\text{frott}}(\theta) \cdot d\theta = \psi \cdot \int_0^{4\pi} \chi_{\text{inj}}(\theta) \cdot d\theta = \psi$$

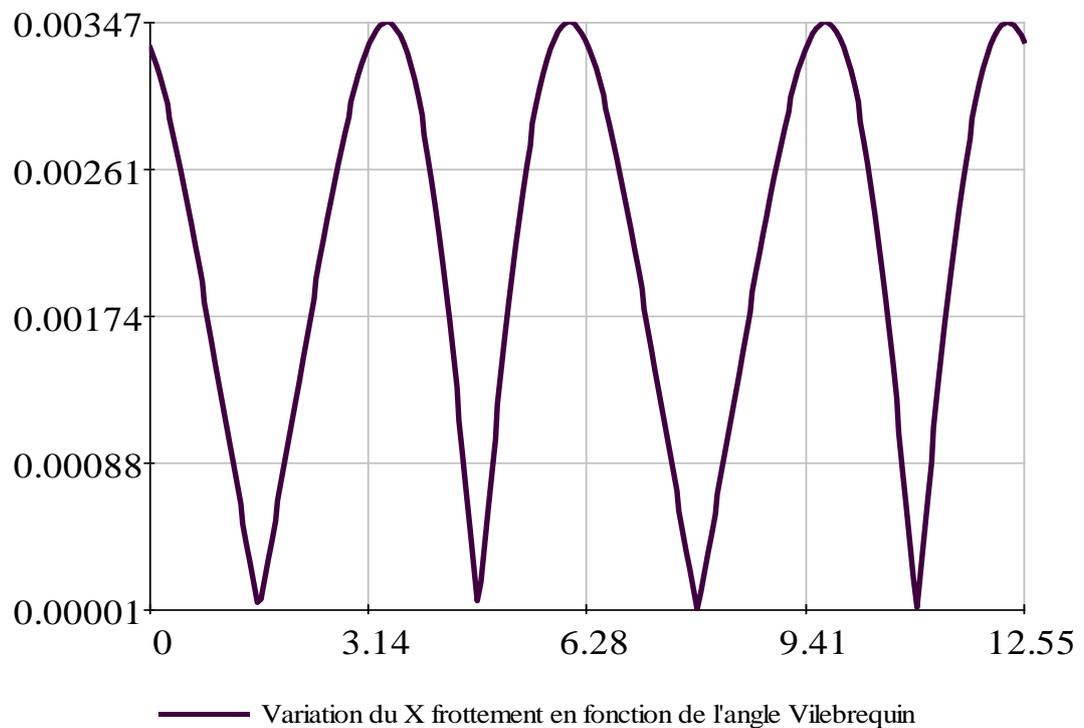


Fig. 3.5 - X_{frott} en fonction de l'angle vilebrequin

L'application des lois de Kirchof dans les nœuds de 1 à 10 et les circuits de I à VIII, une fois toutes les résistances déterminées, a permis d'établir un système composé de 18 équations linéaires et 18 inconnus. Ce système a été résolu dans l'environnement de Mathcad (Fig3.6).

$$\mathbf{A}(\theta) := \begin{pmatrix}
 -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 1 & -1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\
 \mathbf{R0} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R4}(\theta) & \mathbf{R5} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R9}(\theta) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & \mathbf{R1} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R5} & \mathbf{R6} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R10} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & \mathbf{R2} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R6} & \mathbf{R7} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R11} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & \mathbf{R3} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R7} & 0 & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R12} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{R9}(\theta) & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R13} & \mathbf{R14} & 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{R10} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R14} & \mathbf{R15} & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mathbf{R11} & 0 & 0 & 0 & -\mathbf{R15} & \mathbf{R16} & 0
 \end{pmatrix}$$

a)

$$\mathbf{B}(\theta) = \begin{pmatrix}
 -\mathbf{Xinj}(\theta) \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 \mathbf{X huile}(\theta) \\
 0 \\
 -0.75 \mathbf{Xfrott}(\theta) \\
 -0.2 \mathbf{Xfrott}(\theta) \\
 -0.05 \mathbf{Xfrott}(\theta) \\
 -2 \mathbf{Xfrott}(\theta) \\
 \mathbf{Xinj}(\theta) + 3\mathbf{Xfrott}(\theta) - \mathbf{X huile}(\theta) \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0 \\
 0
 \end{pmatrix}$$

b)

Fig. 3.6 - Matrices pour la résolution du système d'équations linéaires dans l'environnement Mathcad

3.4 Resultats de Calcul et discussions

Le calcul des flux a été effectué pour trois cas de refroidissement du piston pour deux types de piston. L'intensité de refroidissement du piston a été variée en agissant sur le coefficient de proportionnalité $p = 5, 10$ et 15% (voir expression 3.1). Par ailleurs deux matériaux pour la tête de piston ont été choisis: un alliage léger d'aluminium et la fonte.

3.4.1 Cas du piston en alliage léger

Les tracés de flux X_0 à travers la tête de piston pour trois différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter sont représentés sur les figs.3.7.a),b),c)

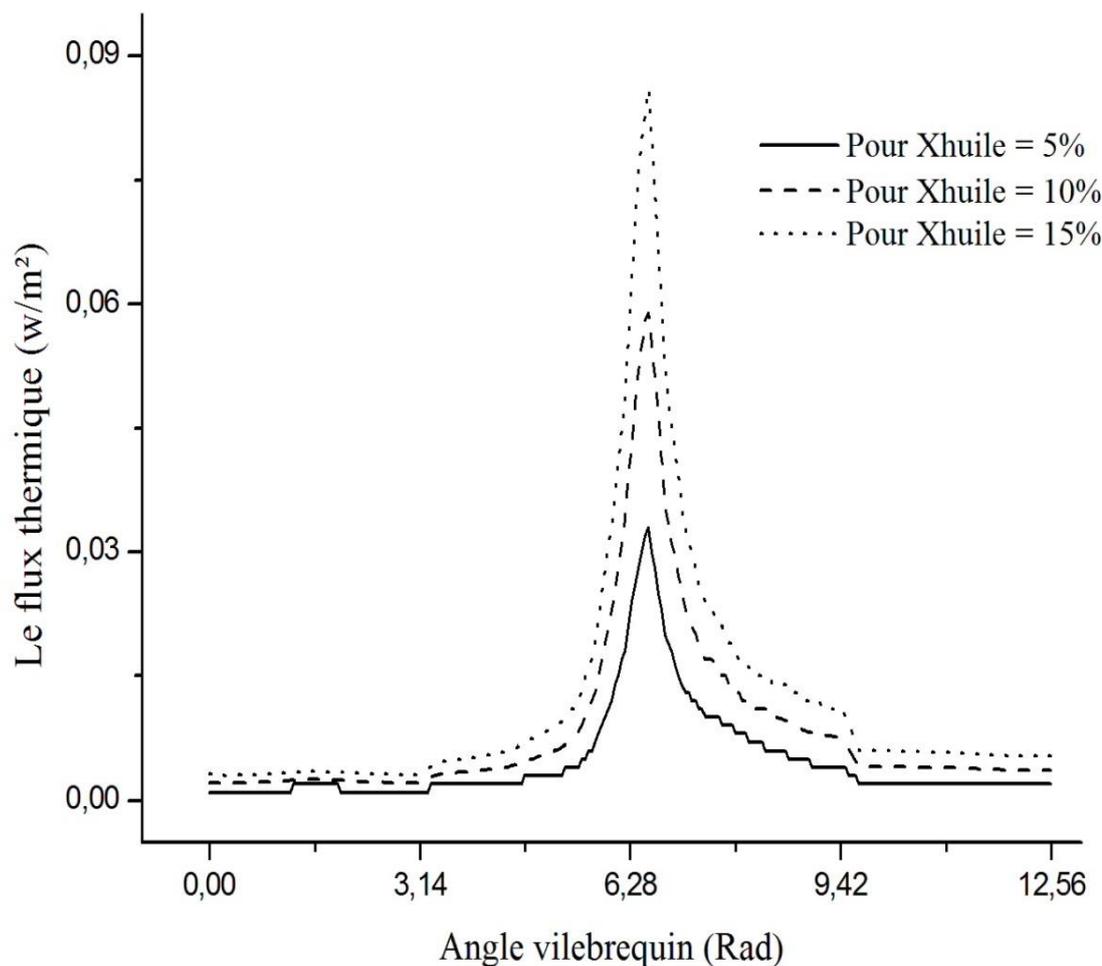


Fig. 3.7 - Flux Thermique X_0 à travers la tête du piston pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas du piston en alliage léger.

On constate que le flux thermique X_0 pour les deux phases d'admission et d'échappement est faible par rapport au flux transmis pendant les phases de compression et de combustion-détente.

Ce flux thermique augmente fortement au début de la compression pour atteindre sa valeur maximale juste après l'auto-inflammation et est croissant avec l'intensification des quantités de chaleur évacuées vers le carter et est égal à 6.1, 10.9 et 15.7% de toute la quantité injectée tout au long du cycle pour les intensités d'évacuation égales à 5%, 10% et 15% respectivement.

Les tracés de flux X_4 orienté du gaz vers la paroi de la chemise pour trois différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter sont représentés sur les Figs.3.8 a),b),c).

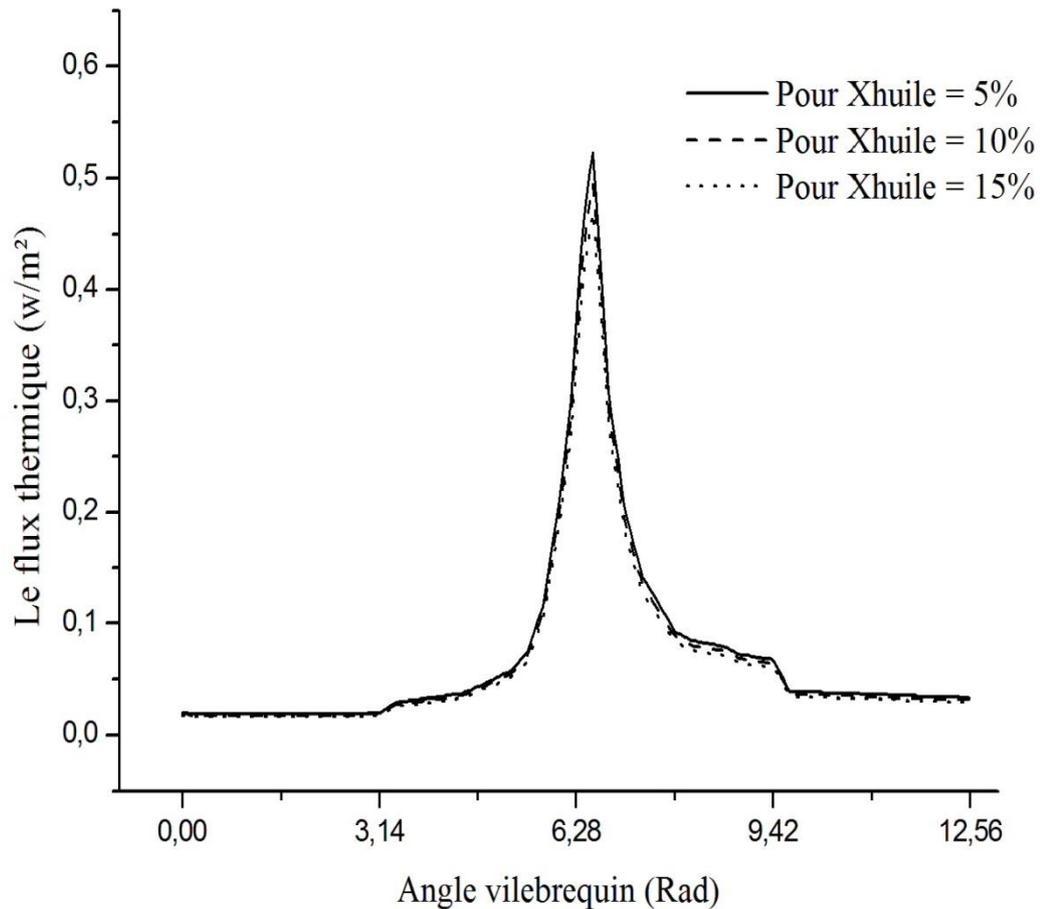


Fig. 3.8 - Flux thermique X_4 vers la paroi de chemise pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas du piston en alliage léger.

Il y a lieu de constater que le flux de chaleur orienté des gaz vers la paroi de la chemise X_4 représenté sur la fig 3.8 diminue avec la croissance de la quantité de chaleur véhiculée par l'huile vers le carter. Cette diminution constitue 93.9, 89.1 et 84.3% pour X_{huile} égal à 5, 10 et 15% respectivement.

Plus encore, ces flux sont plus intenses au cours des évolutions de compression et combustion-détente.

Les tracés de flux thermiques à travers le premier X_5 , le deuxième X_6 et le troisième segments X_7 pour trois différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter sont représentés sur les Figs.3.9

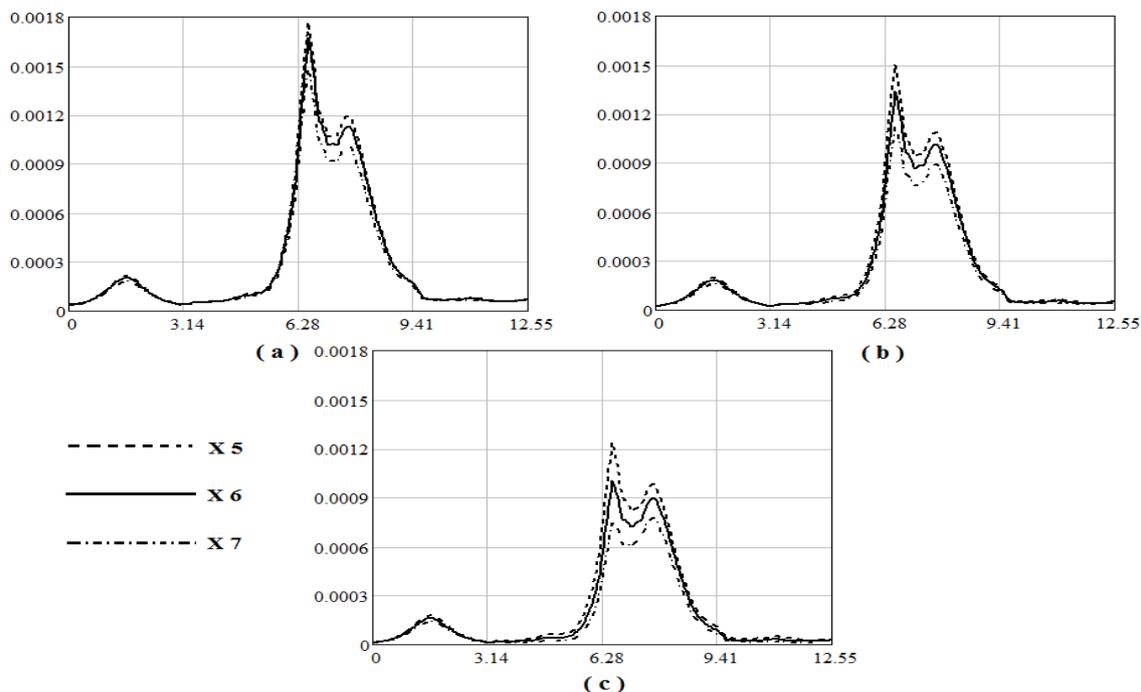


Fig. 3.9 – Tracés des flux thermiques à travers le premier segment X_5 et le deuxième segment X_6 et le troisième segment X_7 pour différents refroidissement en cas du piston en alliage léger.

Il en résulte que la quantité de chaleur dirigée vers la chemise à travers les trois segments X_5 , X_6 et X_7 varie légèrement avec la variation de la quantité de chaleur évacuée par l'huile de lubrification vers le carter.

3.4.2 Cas de la tête du piston en acier

Les tracés de flux X_0 à travers la tête de piston pour trois différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter sont représentés sur les Figs 3.10.

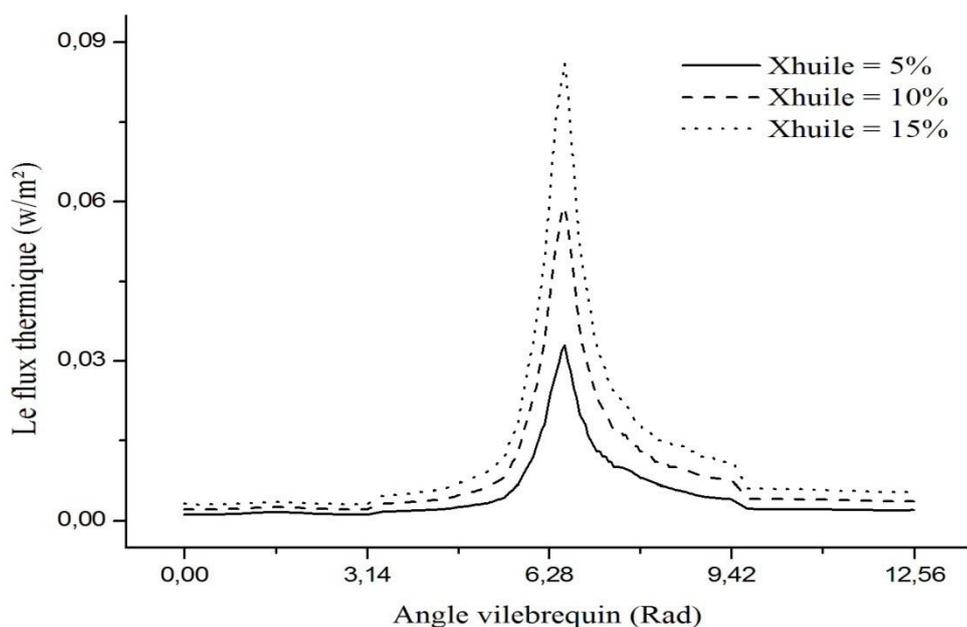


Fig. 3.10 - Flux Thermique X_0 à travers la tête du piston pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas de la tête du piston en Acier.

On constate que la quantité de chaleur X_0 à travers la tête du piston pour les deux évolutions d'admission et d'échappement est moindrement par rapport à la quantité transmis pendant les évolutions de compression et combustion-détente.

Cette quantité croissant fortement au début de la compression pour atteindre sa valeur maximale juste après l'auto-inflammation et dépend de l'intensification des quantités de chaleur évacuées vers le carter et est égal à 5.6, 10.1 et 14.6 % de toute la quantité injecté tout au long du cycle pour les intensités d'évacuation égales à 5%, 10% et 15% respectivement.

Les tracés de flux X_4 orienté du gaz vers la paroi de la chemise pour trois différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter sont représentés sur les Figs3.11.

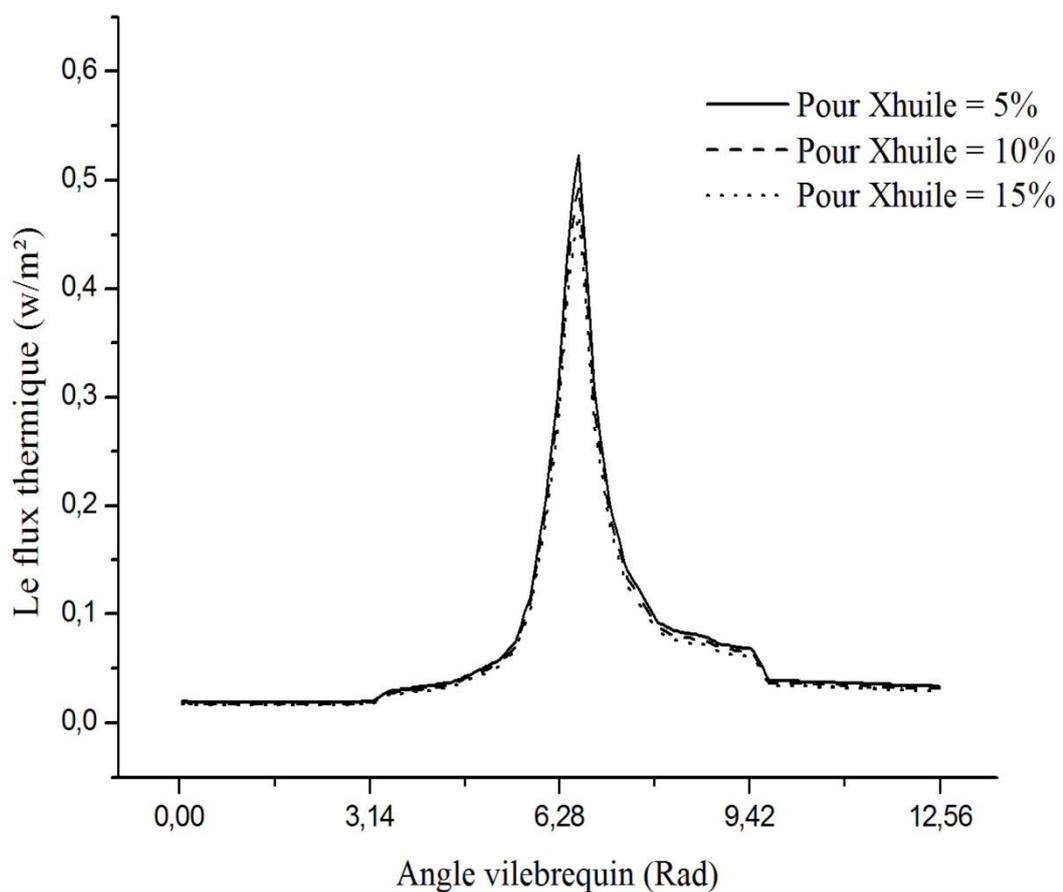


Fig. 3.11 - Flux thermique X_4 vers la paroi de chemise pour les différentes quantités de chaleur reconduites vers le carter en cas de la tête du piston en Acier.

Il y a lieu de constater que le flux de chaleur orienté des gaz vers la paroi de la chemise X_4 représenté sur la fig 3.11 diminue avec la croissance de la quantité de chaleur véhiculée par l'huile vers le carter. Cette diminution constitue 94.4, 89.9 et 85.4% pour X_{huile} égal à 5, 10 et 15% respectivement.

Plus encore, ces flux sont plus intenses au cours des évolutions de compression et combustion-détente.

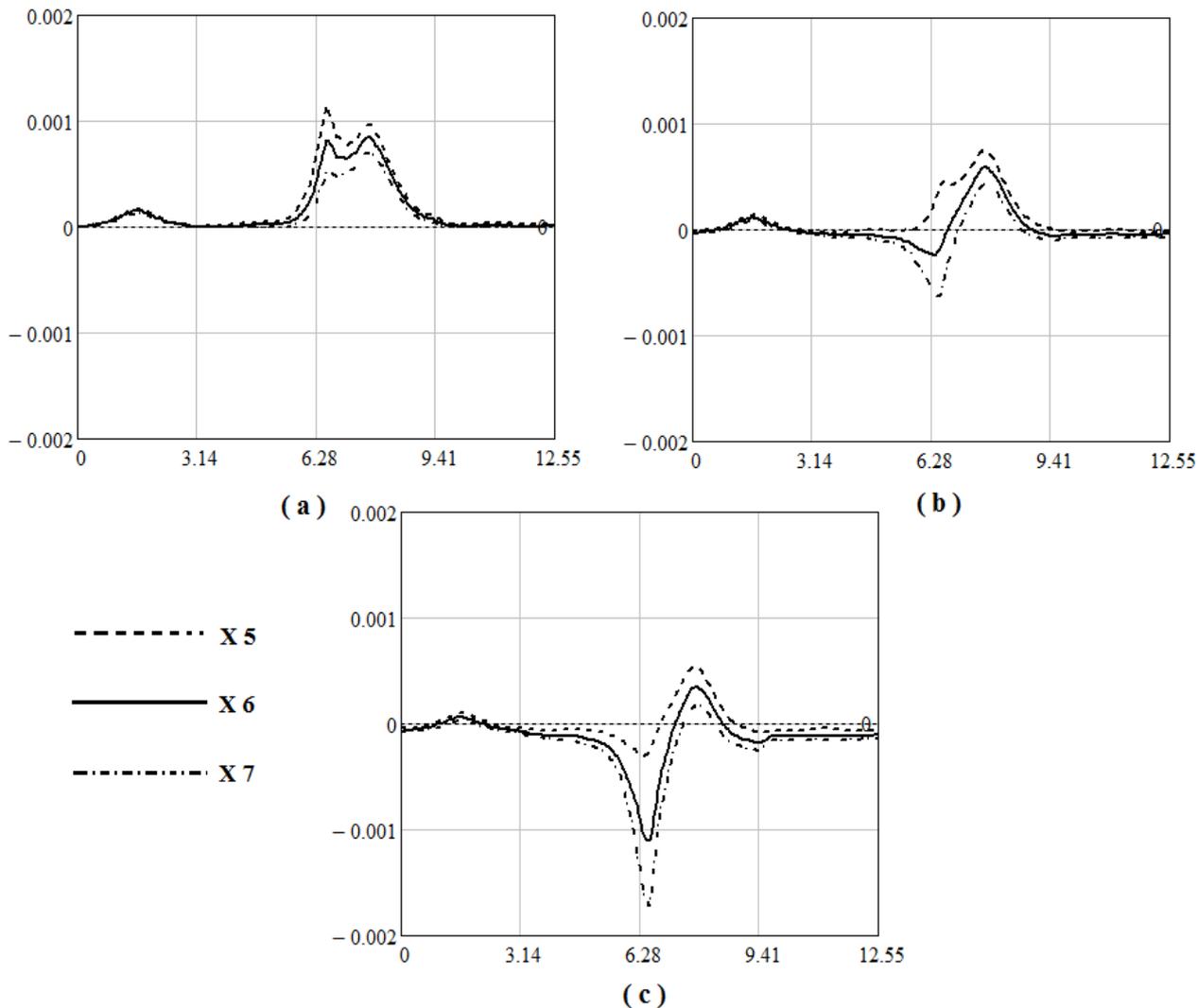


Fig. 3.12 - Flux thermique à travers le premier segment X₅ et le deuxième segment X₆ et le troisième segment X₇ pour différents refroidissement en cas de la tête du piston en Acier.

Il y a lieu de constater un retour de flux des segments vers le piston durant la phase de compression et début de la combustion. Ce retour de flux s'intensifie avec l'intensification des flux évacués vers le carter.

Le même constat peut être souligné après l'examen du tableau comparatif Tab.3.4 dressé pour les deux type de piston.

Tableau 3.4 – Comparaison de repartition du flux pour deux type des pistons

Pour X_{huile} de	Alliage			Fonte		
	5%	10%	15%	5%	10%	15%
X0 %	6.1	10.9	15.7	5.6	10.1	14.6
X4 %	93.9	89.1	84.3	94.4	89.9	85.4
X5 %	0.38	0.33	0.28	0.26	0.13	0.006
X6 %	0.36	0.30	0.24	0.20	0.03	- 0.14
X7 %	0.33	0.26	0.19	0.15	- 0.26	- 0.26

Il est important de noter que la quantité de chaleur à travers la jupe de piston X_3 dans tous les cas étudiés est presque égale à la quantité de chaleur évacuée vers le carter.

Conclusion

L'analogie électrothermique a permis de vérifier la répartition des flux de chaleur orientés des gaz à travers la tête, la jupe et les segments de piston et la paroi de la chemise vers l'espace de refroidissement.

Il en résulte que le flux de chaleur X_0 pour les deux phases d'admission et d'échappement est faible par comparaison au flux transmis pendant les phases de compression et de combustion-détente. pour les deux cas de piston

Ce flux thermique augmente fortement au début de la compression pour atteindre sa valeur maximale juste après l'auto-inflammation est croissant avec l'intensification des quantités de chaleur évacuées vers le carter.

La quantité de chaleur orientée des gaz vers la paroi de la chemise X_4 diminue avec la croissance de la quantité de chaleur reconduit par l'huile vers le carter. Plus encore, les flux sont plus intenses au cours des transformations de compression et combustion-détente.

Conclusion générale

Le présent travail de mémoire répartie sur trois chapitres a permis d'examiner une panoplie de travaux de recherches sur les moteurs à combustion interne dans le premier chapitre. De plus, l'analyse des composantes du bilan énergétique interne effectuée dans le deuxième chapitre a permis de remonter jusqu'au bilan externe. Ce qui a permis à son tour de mettre en évidence la relation entre les différentes composantes des deux bilans.

Plus encore, le calcul du cycle réel selon la méthode de Grenevetski-Mazing a permis de tracer le diagramme du cycle réel et les tracés de pression et de température en fonction de l'angle du vilebrequin du moteur objet de cette étude le 10DXAJ communément connu sous l'appellation 1.9D.

Les résultats de calcul des pressions et températures ont été utilisés pour l'évaluation du transfert de chaleur des gaz vers la paroi et retrouver le coefficient du transfert de chaleur utilisé plus tard pour l'évaluation du flux thermique des gaz vers les parois de la chambre à combustion.

Enfin, l'analogie électrothermique abordée dans le troisième chapitre a permis de vérifier la répartition des flux de chaleur orientés des gaz à travers la tête, la jupe et les segments de piston et la paroi de la chemise vers l'espace de refroidissement.

Il en résulte pour les deux types de piston que le flux thermique à travers la tête du piston pour les deux phases d'admission et d'échappement est faible par rapport au flux transmis pendant le reste du cycle, c'est à dire les phases de compression et de combustion-détente.

Ce flux thermique augmente fortement au début de l'évolution de compression pour arriver à sa crête juste après l'auto-inflammation est croissant avec l'intensification des quantités de chaleur évacuées vers le carter et est égal à 6.1, 10.9 et 15.7% et 5.6, 10.1 et 14.6 % de toute la quantité injectée tout au long du cycle respectivement pour un piston en alliage léger et acier pour les intensités d'évacuation égales à 5%, 10% et 15% respectivement.

Plus encore, le flux de chaleur orienté des gaz vers la paroi de la chemise est diminué avec la croissance de la quantité de chaleur véhiculée par l'huile vers le carter. Cette diminution constitue 94., 89.9 et 85.4% et 93.9, 89.1 et 84.3% pour X_{huile} égal à 5, 10 et 15% de toute la quantité injectée tout au long du cycle respectivement pour un piston en alliage léger et acier pour les intensités d'évacuation égales à 5%, 10% et 15% respectivement.

Plus encore, ces flux sont plus intenses au cours des évolutions de compression et de combustion-détente.

Il a été démontré que le flux de chaleur orienté des gaz vers la tête de piston est relativement basse pour les pistons non refroidis et est égale pour ceux en fonte $(1 \div 1,5) \% Q_0$ et $(2 \div 3) \% Q_0$ pour les pistons en alliages légers avec des valeurs relativement élevées du coefficient de conductivité thermique λ , ce qui équivaut à peu près à $(10 \div 17) \% Q_i$ pour les pistons en alliages légers.

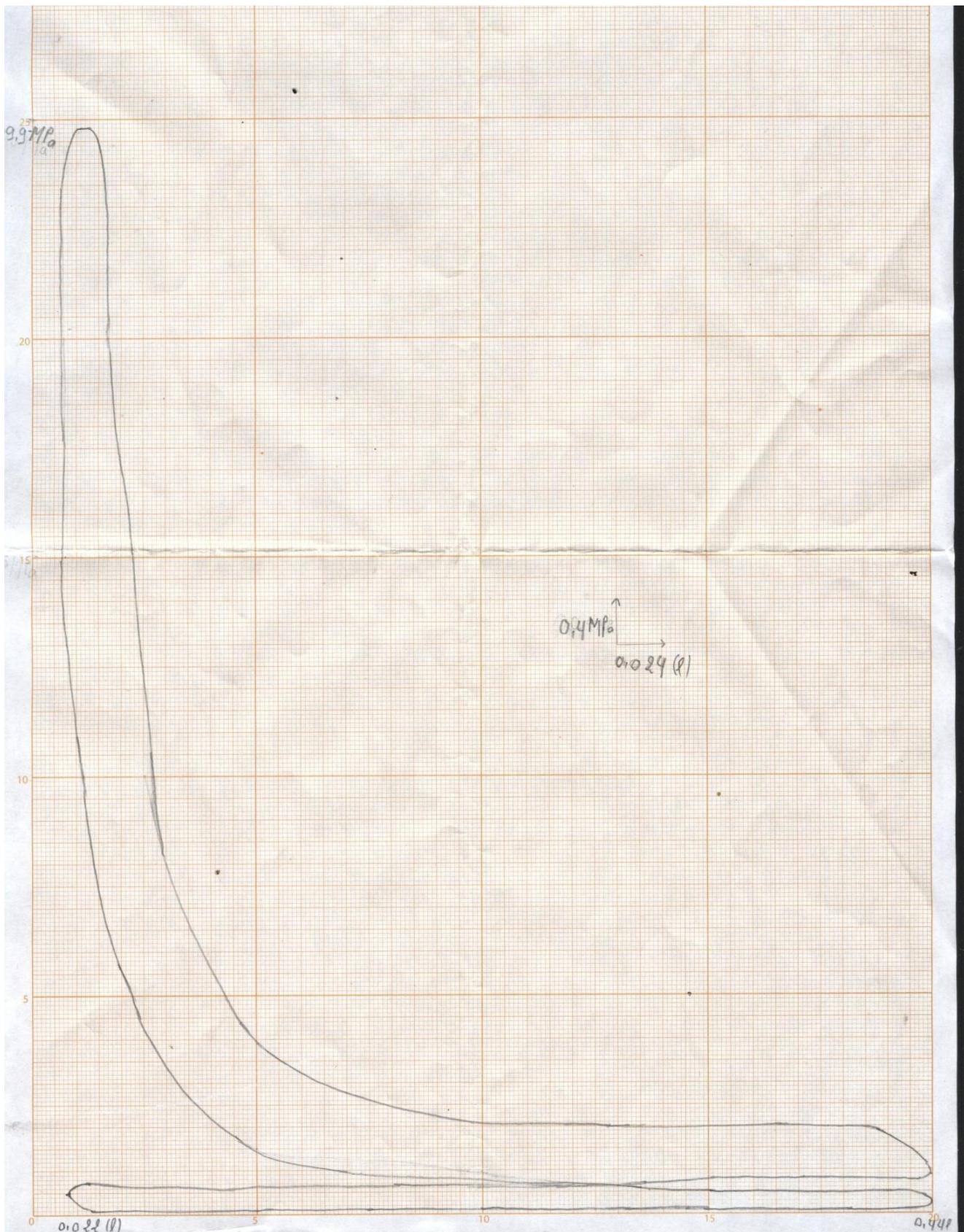
En perspective, il serait recommandé d'utiliser la méthodologie élaborée dans ce mémoire pour faire un examen plus profond sur la répartition des flux dans les mêmes éléments de la cylindrée étudiés ou dans d'autres comme la paroi de la culasse. Plus encore, il faut prévoir la manipulation des valeurs de résistances thermiques dans les différents emplacements de la chambre à combustion.

LES REFERENCES

- [1] Willard W. P., Engineering Fundamentals of the Internal Combustion Engine, University of Wisconsin, Platteville; P: 411;
- [2] John B. Heywood, 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 930 p;
- [3] Dj. ZEBBAR, 2014, Calcul du cycle réel d'un moteur à combustion interne de type diesel, polycopié de cours, Institut de sciences et des technologies-CUT.
- [4] Christian C., 10 Mai 1996, Technologie Des Moteurs Alternatifs A Combustion Interne ; Technique De L'ingénieur, P; 40,
- [5] Zahi S., 20/11/2006. Diagnostic à base de modèle : application à un moteur diesel suralimenté à injection directe. Institut national polytechnique de lorraine.
- [6] Benazza A., Bebboukha F., 25/06/2012. Etude d'un moteur Diesel de station Pétrolière/ Caterpillar 3512. Kasdi Merbah Ourgla ;
- [7] C. Charmantray, J.C. Champoussin., Modélisation de la montée en température des moteurs. P .8 ;
- [8] Alain. A., Ludovic. T., 10 avril 2004. TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, Analyse des Transferts énergétiques dans les moteurs automobiles. P.20.
- [9] M. Zhecheng LU. 1991. Bilans énergétique et exégétique d'un Moteur à Allumage Commande. L'école Centrale de Lyon.
- [10] Jean-Pierre M., 10 novembre 1986. TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, Refroidissement des moteurs à combustion interne, P.24 ;
- [11] Guibert P., 01 octobre 2015. TECHNIQUES DE L'INGENIEUR, Modélisation du cycle moteur - Moteurs à Allumage Commandé, P. 32;
- [12] Trapy, J., 10 octobre 2000. TECHNIQUES DE L'INGÉNIEUR, moteur à allumage commandé .P.25 ;
- [13] Philippe, A., Juillet 1999, Génie Energétique, Moteurs Alternatifs A Combustion Interne, 275.P ;
- [14] Remi d., 29/11/2012. Etude par simulation des transferts thermiques dans un groupe Motopropulseur hybride électrique automobile. L'Ecole Centrale de Nantes.
- [15] Merabet. A., Contribution A L'étude Des Echanges Thermiques Dans Un Moteur Diesel Atmosphérique A Taux De Compression Variable, Université Mentouri Constantine.
- [16] Alain H., 10 /02/1992, TECHNIQUE DE L'INGENIEUR, Combustion Dans Les Moteurs Diesel. P. 37;
- [17] Sidney A., The Thermodynamics of Heat engines, 316.P;
- [18] Jean-Jacques. D., Samuel. J., 1994. Analogies et enseignement des sciences : une analogie thermique pour l'électricité. P.26;
- [19] M. Benhassaine, 16 Septembre 1992, étude expérimentale et modélisation des frottements locaux et instantanés piston-chemise en moteur diesel, L'école Centrale De Lyon.
- [20] C. S. Wang, G. F. Berry, November, 1985, Heat Transfer In Internal Combustion Engines, The American Society Of Mechanical Engineers, P, 07;
- [21] G. Przybyła, S. Postrzednik, Z. Zmudka; 2013, The Heat Transfer Coefficient Calculation In The Ice Cylinder Based On In-Cylinder Pressure Data; Silesian University Of Technology Poland, P; 381, 388;
- [22] Junseok C., Orgun G., Zoran F., Dennis A., 2004, New Heat Transfer Correlation for an HCCI Engine Derived from Measurements of Instantaneous Surface Heat Flux, University of Michigan, P:18;
- [23] Oleg S., 13/03/13, Heat Transfer Inside Internal Combustion Engine: Modeling and Comparison with Experimental Data, Lappeenranta University of Technology, P; 55.
- [24] Albin B., septembre 1997. TRANSMISSION DE CHALEUR : Laboratoire de thermique appliquée et de turbomachines, Lausanne, p: 214.
- [25] Jean-Martial C., 24/09/2004. Transferts Thermiques, Notion de calcul vectoriel, 29: P ;

- [26] Perche. 17/03/2004. Phénomène de transfert. Convection ; P. 13;
- [27] Никитин Е.А., Станиславский Л.В., Улановский Э.А., Дзедина О.П., Бритик С.А. Диагностирование дизеля по данным теплового баланса// Двигателестроение №10._1982._С 60-61;
EA Nikitin, LV Stanislavski, Ulanovskii EA, Dzetsina OP, SA Britik Le diagnostic de moteur diesel à partir du bilan thermique du moteur // Journal of Dvigatolestroeniya №10._1982._S 60-61;
- [28] Поспелов Д.Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением: Теория и расчет- изд. 2-е, переаб. И доп._М.: Машиностроение, 1971._535 с;
Pospelov D.R. Moteurs à combustion interne avec refroidissement par air: théorie et calcul. 2eme édition, Moscow : Maschinostrojenie, 1971 ; 535 p ;
- [29] Стефановский Б.С. Теплонапряженность деталей быстроходных двигателей._М.:Машиностроение,1978._128с;
Stefanovski B.S. Tensions thermiques dans les éléments de moteurs rapides, Moscow ; Mashinostrojenie, 1978._128 p.;
- [30] Портнов Д.А. Быстроходные турбопоршневые двигатели с воспламенением от сжатия._М., 1975;
Portnov D.A. Moteurs rapides à auto combustion suralimentés ; Moscow ; 1975
- [31] Стечкин Б.С. и др. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя._М.: Изд-во АН СССР, 1960, 199 с;
BS Stechkin et al. Le diagramme indiqué, la dynamique du dégagement de chaleur et le cycle du moteur réciproque moteur ; Moscow : Maison d'édition de l'Académie des sciences de l'URSS, 1960, 199 p;
- [32] Кукис В.С. Оценка возможности утилизации энергии отработавших газов ДВС/ Двигателестроение №10._1990._С 42-43;
Kookis V.S. L'évaluation des capacités d'utilisation de l'énergie des gaz d'échappement de MCI , Journal of Dvigetelestrojeniya №10._1990, pp 42-43;
- [33] Кукис В.С. Некоторые результаты утилизации теплоты отработавших газов ДВС с помощью двигателя стирлинга/ Двигателестроение №12._1991._С 42-43;
Kookis V.S. Quelques résultats de récupération de chaleur de gaz d'échappement de MCI par le biais du moteur Stirling , Journal of Dvigetelestrojeniya №12._1991 , pp42-43;
- [34] Дьяченко Н.Х., Костин А.К. и др. Теория двигателей внутреннего сгорания._М.: Машиностроение, 1965._365 с;
Dyachenko N.H., A.K. Kostin et al. La théorie des moteurs à combustion interne, Moscow , Mashinostrojeniya, 1965._365 p;
- [35] Трение и теплопередача в поршневых кольцах двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие/Петриченко Р.М., Канищев А.Б., Шабанов А.Ю.; Под ред. Р. Petrishenko, R.M., Kanishev, A.B.,and Shabanov A.U., 1990, Friction and heat transfer of piston rings of internal combustion engines, Leningrad University, Leningrad. .
- [36] Устинов А.Н. Исследование поршневых колец дизелей. Саратов, 1974._126 с;
Ustinov, A.N., 1974, Study of diesel engines piston ring, Saratov University.
- [37] Zebbar, Dj., 2005, "Study and elaboration of a methodology of determination of thermal state of cylinder group elements in marine diesel engine," Ph.D. thesis, Astrakhan technical State University, Astrakhan.
- [38] Radoslav P. G., 27/06/2011. Design a four-cylinder Internal Combustion Engine, P: 88;

ANNEXE A



Résumé

Le présent travail de mémoire répartie sur trois chapitres a permis après examen d'une panoplie de travaux de recherches sur les moteurs à combustion interne d'effectuer une analyse des composantes du bilan énergétique interne et de remonter jusqu'au bilan externe.

Plus encore, un exposé de l'analogie électrothermique appliquée aux éléments de la cylindrée a été effectué. Elle a permis de vérifier la répartition des flux de chaleur orientés des gaz à travers la tête, la jupe et les segments de piston et la paroi de la chemise vers l'espace de refroidissement pour trois cas de refroidissement du piston en alliage léger et en acier.

Il a été démontré que le flux de chaleur orienté des gaz vers la tête de piston est relativement basse pour les pistons non refroidis et est égale pour ceux en fonte ($1 \div 1,5$) % Q_0 et ($2 \div 3$) % Q_0 pour les pistons en alliages légers avec des valeurs relativement élevées du coefficient de conductivité thermique λ , ce qui équivaut à peu près à ($10 \div 17$) % de Q_i pour les pistons en alliages légers.

Mots clés : flux thermique, piston, chemise, refroidissement.

ملخص:

هذه المذكرة المتكونة من ثلاثة فصول سمحت لنا بعد معاينة و فحص مجموعة من البحوث حول محركات الاحتراق الداخلي بإجراء تحاليل لمكونات توازن الطاقة الداخلية وصولا إلى تقرير عن الطاقة الخارجية.

وعلاوة على ذلك، تم تنفيذ المطابقة الكهروحرارية على عناصر من المحرك. مما سمح بالتحقق من توزيع تدفق الحرارة من الغاز الموجه من خلال رأس وأسفل المكبس، وحلقات المكبس وجدار الغرفة إلى نظام التبريد لثلاث حالات تبريد لمكبس من نوع خفيف و آخر صلب.

وقد تبين أن تدفق الحرارة من الغاز الموجهة نحو رأس المكبس منخفض نسبيا للمكبس غير المبردة وتساوي بالنسبة للحديد الزهر ($1 \div 1,5$) من الكمية الإجمالية و ($2 \div 3$) % بالنسبة للمعادن الخفيفة والتي تساوي تقريبا ($10 \div 17$) % من الكمية المحقونة للمكبس من نوع المعادن الخفيفة. مع قيم عالية نسبيا من معامل الناقلية الحرارية λ .

Abstract

This memory work distributed on three chapters has makes it possible after examination of a panoply of research tasks on the internal combustion engines to carry out an analysis of the components of the internal energy assessment and to go up until the external assessment.

More still, a talk of the thermoelectric analogy applied to the elements of engine. It has makes it possible to check the distribution of the heat flows directed of gases through the head, the skirt and the piston rings and the wall of the shirt towards the space of cooling for three type of cooling of the steel and light alloy piston.

It was shown that the heat flow directed of gases towards the head of piston is relatively low for the not cooled pistons and is equal for those out of cast iron ($1 \div 1,5$) % Q_0 and ($2 \div 3$) % Q_0 for the light alloy pistons with relatively high values of the thermal coefficient of conductivity λ , which is equivalent about to ($10 \div 17$) % of Q_i for the light alloy pistons.