

T 1442

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le titre de **DOCTEUR**

Spécialité : Mécanique

par M. Zhecheng LU

**BILANS ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE
D'UN MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE**

Soutenu le 14 Octobre 1991 devant la Commission d'Examen

Jury MM. A. LALLEMAND
J. DELSEY
M. BRUN
F. BADIN
M. LANCE

THESE

présentée devant

L'ECOLE CENTRALE DE LYON

pour obtenir

le titre de **DOCTEUR**

Spécialité : Mécanique

par M. Zhecheng LU

**BILANS ENERGETIQUE ET EXERGETIQUE
D'UN MOTEUR A ALLUMAGE COMMANDE**

Soutenu le 14 Octobre 1991 devant la Commission d'Examen

Jury MM. A. LALLEMAND
J. DELSEY
M. BRUN
F. BADIN
M. LANCE

REMERCIEMENT

J'ai l'honneur d'adresser mes remerciements à Monsieur André Lallemand, Professeur à l'I.N.S.A. de Lyon, et Monsieur Jean Delsey, Directeur du Laboratoire Energie-Nuisances de l'INRETS, qui ont bien voulu examiner ces travaux avec patience et bienveillance.

Je tiens à exprimer tout particulièrement ma gratitude à Monsieur Mauris Brun, Professeur à l'Ecole Centrale de Lyon, qui a dirigé cette thèse en me prodiguant son temps et ses conseils avisés.

Que Monsieur Jean Delsey soit remercié pour m'avoir accueilli dans son laboratoire et pour avoir permis la réalisation matérielle de cette recherche.

J'exprime mes remerciements à Monsieur François Badin, Chercheur à l'INRETS, et Monsieur Michel Lance, Professeur à Lyon I, qui ont bien voulu évaluer ces travaux.

Je souhaite également remercier du personnel de l'INRETS-LEN et du Laboratoire de Machine Thermique de l'Ecole Centrale de Lyon pour leur assistance technique au cours de la réalisation de ce mémoire.

Sommaire

Notations.....	5
Introduction.....	9
Chapitre 1 Généralités.....	12
1.1 Etablissement des bilans énergétique et exergetique théoriques des moteurs à allumage commandé	12
1.2 Etablissement du bilan énergétique expérimental des moteurs à allumage commandé à partir des mesures au banc d'essai moteur	17
1.2.1 Energie totale	18
1.2.2 Puissance utile sur l'arbre.....	18
1.2.3 Perte dans le liquide de refroidissement	18
1.2.4 Perte dans l'huile de graissage.....	19
1.2.5 Perte à l'échappement.....	19
1.2.6 Perte convective et perte par rayonnement du bloc moteur.....	20
1.3 Durée de combustion	20
1.3.1 Hypothèses sur la vitesse de combustion turbulente.....	20
1.3.2 Délai d'allumage.....	21
1.3.3 Période de combustion	22
1.4 Frottements dans le moteur	23
1.4.1 Pertes de la pompe à eau et de la pompe à huile	24
1.4.2 Perte par pompage	25
1.4.3 Perte mécanique	27
1.4.4 Frottement piston/chemise	27
1.4.5 Frottement des coussinets du vilebrequin	28
1.5 Procédés de réduction de la consommation du moteur	29
1.5.1 Cycle à détente prolongée.....	29
1.5.2 Augmentation de l'alésage	29
1.5.3 Augmentation de la vitesse de combustion.....	30
1.5.4 Emploi des mélanges pauvres	30
1.5.5 Augmentation du rapport volumétrique.....	31
1.5.6 Isolation de la chambre de combustion	32
1.5.7 Moteur compound.....	32
Chapitre 2 Installation Expérimentale.....	34
2.1 Banc d'essai moteur	34
2.1.1 Mesure du couple	35
2.1.2 Mesure de la vitesse de rotation	35
2.1.3 Position du papillon du carburateur(ou de la crémaillère de la pompe d'injection).....	35
2.1.4 Mesure de la consommation	35
2.2 Mesure de la pression des gaz à l'admission et à l'échappement.....	36
2.3 Mesure des températures	36
2.4 Mesure du débit d'air à l'admission.....	36
2.5 Mesure des débits des liquides de refroidissement.....	37
2.6 Caractéristiques des gaz à l'échappement	37
2.6.1 Détermination de la températures des gaz à l'échappement.....	37
2.6.1.1 Correction relative à l'échange convectif gaz/paroi.....	38
2.6.1.2 Correction relative à la perte radiative du thermocouple	39

2.6.2 Mesure de la température de surface de la paroi du conduit d'échappement	40
2.7 Système d'acquisition et de contrôle.....	41
2.7.1 Acquisition des paramètres de fonctionnement du moteur	41
2.7.2 Acquisition de la pression instantanée.....	41
2.7.3 Repérage du PMH.....	42
Chapitre 3 Modélisation du Cycle Thermodynamique.....	44
3.1 Introduction.....	44
3.2 Modélisation par deux zones.....	44
3.2.1 Modèle géométrique	45
3.2.2 Modèle de combustion.....	47
3.2.3 Rendement de combustion	50
3.2.4 Modèle de transfert thermique gaz/parois	50
3.2.5 Modèle de transfert thermique dans le conduit d'échappement	51
3.2.6 Modèle de transfert thermique dans le collecteur	51
3.2.7 Températures des surfaces du collecteur et du conduit d'échappement	52
3.2.8 Température moyenne des parois de la chambre de combustion	53
3.2.9 Relation entre le point de fonctionnement et la perte dans le liquide de refroidissement.....	55
3.2.10 Calcul du transfert thermique dans le conduit d'échappement.....	56
3.2.11 Fraction de gaz résiduels.....	58
3.3 Description du programme de modélisation.....	58
3.3.1 Généralités	58
3.3.2 Modélisation pendant la période d'admission.....	60
3.3.3 Modélisation pendant la période de compression.....	60
3.3.4 Modélisation pendant la période de combustion.....	60
3.3.5 Modélisation pendant la détente et le refoulement	61
3.3.6 Modélisation dans le conduit d'échappement et dans le collecteur	61
3.4 Validation du modèle	62
3.5 Exploitation des résultats de la modélisation.....	63
3.5.1 Durée de combustion	63
3.5.2 Avance à l'allumage.....	65
3.5.3 Position de la bougie.....	67
3.5.4 Isolation du moteur	68
3.5.5 Effet du rapport volumétrique	70
Chapitre 4 Résultats du Bilan Energétique Expérimental	73
4.1 Caractéristiques des moteurs.....	73
4.1.1 Courbes caractéristiques du moteur.....	73
4.1.2 Variation du remplissage.....	73
4.1.3 Variation de la richesse	74
4.1.4 Avance à l'allumage.....	75
4.1.5 Régulation du liquide de refroidissement.....	75
4.1.6 Débit du liquide de refroidissement	76
4.1.7 Température des gaz à l'échappement	76
4.2 Rendement du moteur	77
4-3 Perte dans le liquide de refroidissement	78
4.4 Perte énergétique à l'échappement	79
4.4.1 Perte à l'échappement due aux imbrûlés.....	79
4.4.2 Perte énergétique à l'échappement due à la température élevée des gaz	80

4.5	Perte dans l'huile de graissage.....	81
4.6	Etude paramétrique du bilan énergétique	82
4.6.1	Influence de la température du liquide de refroidissement.....	82
4.6.2	Influence de la richesse.....	82
4.7	Bilan énergétique en cas de démarrage à froid du moteur	84
Chapitre 5 Résultats du Bilan Exergétique		88
5.1	Introduction.....	88
5.2	Résultats du bilan exergétique	91
5.2.1	Perte d'exergie due à la combustion	91
5.2.2	Perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans la chambre de combustion.....	92
5.2.3	Perte d'exergie dans le conduit d'échappement.....	93
5.2.4	Perte d'exergie à l'échappement.....	95
5.2.5	Pertes exergétiques dues aux frottements	98
5.2.5.1	Perte par pompage	98
5.2.5.2	Perte mécanique	103
5.2.5.3	Perte exergétique totale par frottements à pleine charge	105
5.2.6	Effet de la durée de combustion sur le bilan exergétique	106
5.2.7	Effet de l'isolation du moteur sur le bilan exergétique.....	106
5.2.8	Effet du rapport volumétrique sur le bilan exergétique	107
5.3	Comparaison des bilans énergétique et exergétique.....	108
Conclusions		113
Références		115
Annexes		120
	Annexe 1-1 Moteur J6R	
	Annexe 1-2 Moteur F2N	
	Annexe 1-3 Moteur E6J	
	Annexe 1-4 Quelques Nombres adimensionnels	
	Annexe 1-5 Frottements dans un moteur à essence de 1,6 litre	
	Annexe 1-6 Caractéristiques thermodynamiques du mélange et des produits	
	Annexe 1-7 Viscosité et Nombre de Prandtl	
	Annexe 1-8 Combustion du mélange iso-octane/air	
	Annexe 1-9 Vitesse fondamentale de la flamme laminaire	
	Annexe 1-10 Quelques échelles de grandeur de la turbulence	
	Annexe 2-1 Frein à courant de Foucault SCHENCK	
	Annexe 2-2 Caractéristiques du capteur de pression type 6061 du Kistler	
	Annexe 2-3 Caractéristiques des capteurs de pression pour l'air à l'admission et les gaz à l'échappement	
	Annexe 2-4 Coupe de la culasse montrant l'implantation des capteurs de flux et de pression	
	Annexe 2-5 Caractéristiques des cartes RTI-860 et RTI-815	
	Annexe 2-6 Organigramme du programme d'acquisition	
	Annexe 2-7 Températures instantanée et moyenne à l'Echappement	

Annexe 2-8 Température mesurée à la sortie du moteur²¹
Annexe 2-9 Comparaisons des températures(thermocouple, massique, enthalpique et temporelle
gaz d'échappement d'un moteur AC40
Annexe 3-1 Fichier " info "
Annexe 3-2 Fichier " otto9.dat "
Annexe 3-3 Fichier " engine_charac "
Annexe 3-4 Organigramme du programme de modélisation
Annexe 3-5 Organigramme du calcul de la période de compression
Annexe 3-6 Organigramme du calcul des deux zones
Annexe 3-7 Produits d'équilibre du mélange isooctane-air en fonction de la richesse⁵
Annexe 3-8 Variation de la fraction des gaz résiduels en fonction des différents facteurs*
Annexe 3-9 Différence des températures de surface interne et externe du collecteur
Annexe 3-10 Calcul des composants chimique des gaz
Annexe 5-1 Bilan exergétique d'un moteur diesel 6-cylindres suralimenté de 10-litres de cylindrée

Notations

A	: surface
A_c	: surface du thermocouple
B	: course
c_1, c_2, \dots	: constantes quelconques
C	: couple moteur
C_p	: capacité thermique massique à pression constante
C_v	: capacité thermique massique à volume constant
C_s	: capacité thermique massique du liquide de refroidissement
CONSO	: consommation (kg/h)
d	: diamètre
D_{iv}	: diamètre de la soupape d'admission
DAV	: degré de rotation du vilebrequin
E_e	: perte énergétique à l'échappement
E_t	: énergie totale introduite dans le moteur
Ex	: exergie des gaz
h, H	: enthalpie massique des gaz, enthalpie des gaz
h_c	: hauteur de la chambre de combustion
K	: constante
L	: échelle intégrale de la turbulence
L_a	: alésage
m	: masse des gaz
M	: masse de carburant
n_c	: nombre de cylindres
n_{iv}	: nombre de soupapes d'admission par cylindre
N	: régime (tr/min)
Nu	: nombre de Nusselt
P_a	: pression atmosphérique (bar)
P_{ec}	: pression absolue dans le cylindre pendant la détente (bar)
P_e	: pression absolue à l'échappement (bar)
P_{er}	: contre-pression à l'échappement (bar)
P_{ac}	: pression absolue dans le cylindre pendant l'admission (bar)

P_{ta}	: pression absolue dans la tubulure d'admission (bar)
P_{tar}	: dépression à l'admission (bar)
P_0	: pression de référence
P_m	: pression instantanée dans la chambre, moteur entraîné
PCI	: pouvoir calorifique inférieur
PCU	: pouvoir calorifique utile
Pr	: nombre de Prandtl
PMI	: pression moyenne indiquée (bar)
PME	: pression moyenne effective (bar)
PMF	: pression moyenne du frottement total (bar)
PMF_p	: pression moyenne de la perte par pompage (bar)
PMF_t	: pression moyenne de la perte de transfert complémentaire (bar)
PMF_s	: pression moyenne de la perte au niveau des soupapes (bar)
ΔP_{sa}	: perte de charge à travers les soupapes d'admission (bar)
ΔP_{se}	: perte de charge à travers les soupapes d'échappement (bar)
q	: flux de chaleur surfacique
Re	: nombre de Reynolds
s, S	: entropie massique, entropie des gaz dans la chambre de combustion
S_l	: vitesse fondamentale de la flamme laminaire
S_{pis}	: vitesse moyenne du piston
t	: temps
T	: température des gaz
T_c	: température du thermocouple
T_h	: température moyenne enthalpique
T_i	: température des gaz dans la chambre de combustion
T_m	: température moyenne massique
T_p	: température de la paroi
T_t	: température moyenne temporelle
U	: énergie interne des gaz dans la chambre de combustion
u'	: intensité de la turbulence
v	: volume spécifique des gaz
V	: volume
V_d	: cylindrée
W	: travail réalisé par les gaz dans le cylindre sur le piston

W_u : puissance utile sur l'arbre en watt
 x_b : fraction massique des gaz brûlés

Lettres grecques

η : rendement
 τ : temps caractéristique
 τ_b : temps de combustion d'un tourbillon
 τ_e : demi-durée de vie d'un tourbillon.
 ϕ : richesse
 λ : échelle de Taylor
 μ : viscosité dynamique
 ν : viscosité cinématique
 θ : angle vilebrequin
 ϵ : émissivité des matériaux
 σ : constante de Stefan Boltzmann $\sigma = 5.66697 \times 10^{-8} \text{ (Wm}^{-2}\text{K}^{-4}\text{)}$
 ω_p : vitesse de rotation qui mesure l'intensité de "swirl" (s^{-1})
 κ : conductivité des gaz
 ρ : masse volumique

Indices

a : admission
b : gaz brûlés
cycle : un cycle moteur
e : échappement (à la sortie de la culasse)
f : flamme
g : gaz
l : laminaire
o : état de référence
ig : période de délai d'inflammation
p : par pompage
pis : piston

pmh : point mort haut
r : instant d'allumage
u : gaz non-brûlés

Introduction

Pour des raisons où l'écologie rejoint l'économie, un objectif constant de la recherche automobile est l'amélioration des moteurs thermiques sur le plan du compromis entre le rendement, les performances et l'émission de polluants. Après le renchérissement de l'énergie, de nombreux efforts ont été réalisés dans ce sens. Si l'amélioration du rendement mécanique semble difficile des progrès sont par contre encore possibles dans le domaine de l'aérodynamique interne, de la combustion et des transferts thermiques grâce d'une part à une recherche poussée et d'autre part à l'introduction de l'électronique qui permet de bien contrôler les processus d'injection et d'inflammation.

Les moteurs à allumage commandé ont ainsi un rendement énergétique voisin de 28% dans la plage de fonctionnement normal mais, comparé à la valeur théorique (environ 58% pour un moteur d'un rapport volumétrique de 10), ce rendement n'est plus satisfaisant. Plus de la moitié du travail potentiel est en effet perdu au cours du cycle. Une partie de ces pertes est indispensable et correspond, par exemple, à l'entraînement des auxiliaires et de la distribution, l'autre partie est totalement perdue en processus irréversibles (combustion, transfert de chaleur, frottements mécaniques) et à l'échappement.

L'amélioration du rendement du moteur nécessite tout d'abord une bonne connaissance de ces différentes pertes et de l'influence des réglages du moteur sur leur importance.

Un bilan énergétique basé sur le premier principe de la thermodynamique a été développé dans ce but. On considère ici le moteur comme un système thermodynamique ouvert échangeant masse et énergie avec son environnement. Les différentes pertes, dans l'eau, dans l'huile et à l'échappement, sont évaluées et analysées dans différentes conditions de fonctionnement afin de faire ressortir les possibilités d'amélioration du rendement.

Mais ces pertes énergétiques sous forme de transferts thermiques ou de frottements n'ont pas toute le même impact sur le travail utilisable directement récupérable. Le bilan exergetique, en s'appuyant sur les premier et deuxième principes thermodynamiques, constitue l'analyse adaptée à l'évaluation de ce travail. Alors que le bilan énergétique indique les quantités d'énergie correspondant aux différentes pertes, le bilan exergetique révèle en effet parmi celles-ci les énergies mécaniques récupérables et ouvre ainsi une nouvelle perspective d'économie d'énergie dans le moteur.

Comme nous l'avons dit, le bilan énergétique et le bilan exergetique sont deux modes d'analyse du moteur thermique correspondant chacun à des objectifs bien spécifiques. Par exemple, le bilan énergétique est suffisant pour concevoir le circuit du liquide de refroidissement alors que le bilan exergetique est nécessaire si l'on veut connaître la quantité d'énergie mécanique susceptible d'être récupérée par l'isolation des parois de la chambre de combustion. Ces bilans seront plus ou moins complets et approfondis selon les informations dont on dispose sur les caractéristiques physiques des gaz et du moteur. A titre d'exemple, pour évaluer les pertes énergétique ou exergetique à travers les parois de la chambre de combustion, il faut connaître l'aérodynamique interne du moteur ainsi que la température des parois de la chambre et celles des gaz, données qui sont difficiles à obtenir expérimentalement.

Le bilan énergétique expérimental est généralement réalisé en considérant le moteur comme une "boîte noire". L'énergie introduite dans le moteur est obtenue par la mesure de la consommation. Les pertes de chaleur dans le liquide de refroidissement et dans l'huile se calculent par le débit et l'échauffement de ces liquides lors de leur traversée du moteur. De même la perte à l'échappement pourra être évaluée si la température des gaz à la sortie du moteur est correctement déterminée.

Ce bilan énergétique, très utile dans l'évaluation des pertes et dans la conception du moteur, n'est pas un moyen d'analyse récent et il est aujourd'hui d'un usage courant.

Par contre le bilan exergetique est une méthode récente d'analyse des installations industrielles et des moteurs thermiques. Il constitue un moyen efficace pour mettre en évidence les énergies valorisables sous forme mécanique.

Plusieurs travaux récents portant sur l'analyse exergetique de différents types de moteurs sont citées dans cette étude. La plupart étaient réalisées sur des moteurs Diesel de grande cylindrée. Celle de Shapiro and Van Gerpen concerne un moteur à allumage commandé également de grande cylindrée et seule donc celle de Thelliez a trait à un moteur comparable au nôtre par son mode d'allumage et sa cylindrée de 2 litres. Les résultats présentés par cet auteur ne portent toutefois que sur un point de fonctionnement du moteur et il apparaissait donc intéressant d'évaluer l'influence des différents paramètres - vitesse de combustion, charge, avance à l'allumage, forme de la chambre de combustion - sur le bilan exergetique.

Avec pour objectif l'examen des possibilités de réduction des différentes pertes notre étude consiste donc à réaliser les bilans énergétique et exergetique d'un moteur à allumage commandé d'une cylindrée de 2litres à l'aide de mesure expérimentale et d'une modélisation à deux zones.

Le premier chapitre de cette étude constitue les bases théoriques des bilans énergétique et exergetique. Les formulations théoriques de ces bilans seront établies à partir des premier et deuxième principes thermodynamiques. Une étude bibliographique sur les frottements dans les moteurs et sur les différentes perspectives d'amélioration du rendement seront également présentés.

La réalisation du bilan énergétique expérimental nécessite la mise en oeuvre de matériels adaptés à la mesure des différents paramètres (débit, température, pression, avance à l'allumage etc). Ces mesures ainsi que le banc d'essai moteur et le système d'acquisition seront décrits au chapitre 2. Les résultats de ce bilan et l'analyse de l'influence de certains paramètres seront présentés au chapitres 4 ainsi que l'étude énergétique du moteur démarrant à froid.

Afin de réaliser ces bilans de manière complete et détaillée, il est nécessaire de connaître les paramètres thermodynamiques instantanés des gaz au cours du cycle. Certains d'entre eux étant très difficiles à déterminer expérimentalement en raison des difficultés d'instrumentation, une modélisation phénoménologique préalable sera indispensable. Nous avons choisi pour cela une

modélisation à deux zones qui représente bien ce qui se passe dans la chambre de combustion du moteur à allumage commandé.

Pour cette modélisation nous avons retenu la fonction de Wiebe pour déterminer la fraction brûlée instantanée des gaz en raison de sa bonne correspondance à la réalité tandis que la loi de Woschni est utilisée pour le calcul des transferts thermiques des gaz aux parois dans la chambre de combustion.

De nombreux procédés ont été élaborés en vue d'augmenter la vitesse de combustion, c'est par exemple le but de la génération de "swirl" pendant la phase d'admission. En se dégradant en turbulence pendant la combustion, il accélère la propagation de la flamme. Certains dispositifs permettent également, en modifiant le mouvement du piston, de réaliser une combustion proche des conditions isochores (ceci ayant le même effet que l'accélération de la combustion sur le rendement du cycle). Il est donc intéressant de voir ce que la réduction du temps de combustion pourra apporter à l'amélioration du rendement. La modélisation nous permettra d'étudier également l'influence des certains paramètres de réglage du moteur - avance à l'allumage, forme de la chambre de combustion, isolation de la chambre de combustion, rapport volumétrique - sur le rendement du moteur et les différentes pertes.

Le chapitre 3 étudiera en détail la modélisation de la combustion réalisée. Les résultats de l'étude paramétrique du bilan énergétique y seront également présentés.

Le chapitre 5 présentera enfin les résultats du bilan exergétique et de l'étude paramétrique correspondante. Les pertes exergétiques dues aux frottements mécaniques et au pompage y sont particulièrement analysées. A la fin de ce chapitre les résultats des bilan énergétique et exergétique seront comparés sous forme de tableau pour mieux faire ressortir les rôles respectifs et la complémentarité de ces bilans.

Chapitre 1 Généralités

Dans ce chapitre, nous présentons tout d'abord les bases théoriques et la méthodologie des bilans énergétique et exergétique. Ces notions seront ensuite utilisées dans la modélisation du moteur(Ch.3), dans l'étude du bilan énergétique(Ch.4) et dans celle du bilan exergétique(Ch.5). Nous concluons ce chapitre par l'étude de divers procédés de réduction de la consommation du moteur afin de situer nos travaux dans le cadre des recherches actuelles sur le "véhicule propre et économe".

1.1 Etablissement des bilans énergétique et exergétique théoriques des moteurs à allumage commandé

On considère la chambre de combustion d'un moteur à allumage commandé comme un système ouvert que symbolise la figure 1-1. Sur un temps dt , une masse dm_a de mélange entre dans le système dans l'état p_a, v_a, T_a avec une enthalpie h_a ; une autre masse dm_e de produit sort du système dans l'état p_e, v_e, T_e avec une enthalpie h_e ; le système fournit à l'extérieur le travail dW et les quantités de chaleur dQ_j issues de diverses sources aux températures T_j . La variation de l'énergie interne du système s'exprime alors par:

$$dU = h_a dm_a - h_e dm_e - dW - \sum_j dQ_j \quad (1)$$

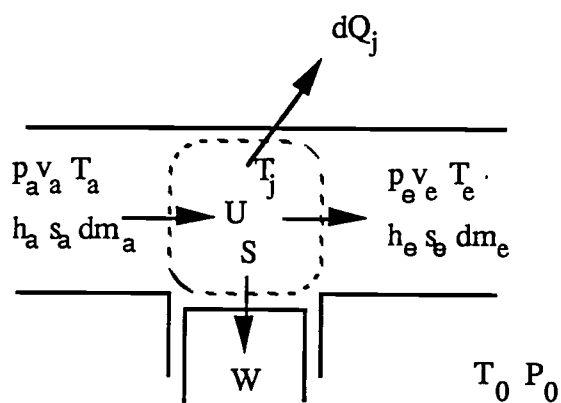


Figure 1-1 Système ouvert échangeant masse, chaleur et travail avec le milieu extérieur.

Le terme $h_a dm_a$ représente l'énergie entrant dans le moteur. Pour un cycle complet, le bilan énergétique s'exprime par:

En régime stationnaire, l'énergie interne reprend périodiquement la même valeur: $\int_{\text{cycle}} dU = 0$

et

$$h_a m_{\text{cycle}} = h_e m_{\text{cycle}} + W_{\text{cycle}} + (\sum_j Q_j)_{\text{cycle}}$$

\uparrow \uparrow \uparrow \uparrow
 énergie admise perte à l'échappement travail indiqué transfert thermique dans l'eau et dans l'huile

Le travail indiqué se compose d'une part du travail utile et d'autre part des frottements dont l'énergie se transforme en chaleur perdue dans l'eau et dans l'huile, soit:

$$W_{\text{cycle}} = W_{\text{arbre}} + W_{\text{frottement}}$$

\uparrow \uparrow \uparrow
 travail indiqué travail utile chaleur dans l'eau et l'huile

Le Premier Principe permet de faire le bilan des échanges d'énergie d'un système matériel subissant des transformations quelconques, mais il ne fait aucune différence entre les diverses formes sous lesquelles l'énergie est fournie au milieu extérieur. Or il n'est pas indifférent de recueillir sous forme de travail ou de chaleur l'énergie perdue par un système. Le Second Principe permet de calculer la quantité de travail susceptible d'être récupérée dans une transformation déterminée et de la comparer à celle qui serait obtenue dans une transformation idéale choisie comme référence. Le Second Principe introduit pour cela une distinction fondamentale entre les transformations réversibles et les transformations irréversibles.

C'est l'intervention des phénomènes de transport qui rend les transformations réelles irréversibles. Chaque fois qu'une irréversibilité apparaît dans une transformation, elle est le fait de résistances passives qui jouent un rôle plus ou moins comparable à celui du frottement en mécanique. Les principales causes d'irréversibilité qui pourront être rencontrées dans le moteur seront:

- Les frottements solides ou visqueux qui dissipent du travail en chaleur
- La diffusion : les fluides qui se mélangent spontanément nécessitent par contre un apport d'énergie pour les séparer.
- La combustion : réaction accompagnée d'un changement d'espèces au cours duquel de l'énergie chimique est transformée en chaleur à température plus ou moins élevée.
- L'échange de chaleur : qui ne peut être réversible que si les températures des deux corps mis en présence sont infiniment voisines.

Pour caractériser le degré d'irréversibilité de l'évolution d'un système le Second Principe introduit une fonction d'état, appelée entropie. Dans une transformation élémentaire quelconque, la variation d'entropie dS s'exprime comme la somme de deux termes:

Pour caractériser le degré d'irréversibilité de l'évolution d'un système le Second Principe introduit une fonction d'état, appelée entropie. Dans une transformation élémentaire quelconque, la variation d'entropie dS s'exprime comme la somme de deux termes:

$$dS = \delta_e S + \delta_i S$$

avec $\delta_e S$: variation d'entropie résultant d'apports extérieurs,
 $\delta_i S$: entropie produite à l'intérieur du système du fait de l'irréversibilité.

Le Second Principe s'exprime par la relation:

$$\delta_i S \geq 0$$

où le signe égal ne s'applique que dans le cas d'une évolution réversible.

Dans le cas d'un système ouvert, la quantité $\delta_e S$ doit contenir des termes correspondant à l'apport d'entropie lié aux transferts de masse et de chaleur. En désignant respectivement par s_a et s_e les entropies massiques des fluides entrant et sortant, le bilan entropique du système le plus général représenté sur la figure 1-1 s'exprime par:

$$dS = - \sum_j \frac{dQ_j}{T_j} + s_a dm_a - s_e dm_e + \delta_i S \quad (2)$$

La combinaison des relations (1) et (2) sous la forme (1) - T_0 (2) conduit alors à:

$$d(U - T_0 S) = -dW - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j + (h_a - T_0 s_a) dm_a - (h_e - T_0 s_e) dm_e - T_0 \delta_i S$$

L'expression du travail élémentaire fourni par le système à chaque instant sera alors:

$$dW = - d(U - T_0 S) - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j + (h_a - T_0 s_a) dm_a - (h_e - T_0 s_e) dm_e - T_0 \delta_i S \quad (3)$$

Cette relation conduit à un certain nombre de conclusions:

a. Exergie d'un système fermé

Pour un système fermé, $dm_a = 0$, $dm_e = 0$ et le travail s'exprime par:

$$dW = - d(U - T_0S) - \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j - T_0 \delta_i S$$

Selon le deuxième principe thermodynamique:

$$\delta_i S \geq 0$$

Pour un moteur, les températures des gaz T_j sont toujours supérieures à l'ambiante et:

$$\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) > 0$$

Nous pouvons voir que le travail élémentaire sera maximal si $dQ_j = 0$ (moteur adiabatique) et $\delta_i S = 0$ (processus réversible). Il s'exprimera alors par:

$$dW = - d(U - T_0S)$$

La fonction $(U - T_0S)$ représente donc la capacité des gaz à effectuer du travail. Elle n'est liée qu'à leur état thermodynamique et à la température du milieu environnant. Lorsque le système, au cours de son évolution, atteint l'état de référence P_0, U_0, T_0 et S_0 , il ne peut plus effectuer de travail. A chaque instant le travail maximal susceptible d'être réalisé par ce système fermé sera:

$$W_{\max} = \int_{\text{état initial}}^{\text{état de référence}} dW_{\max} = (U - T_0S) - (U_0 - T_0S_0)$$

la fonction $(U - T_0S)$ est donc égale à l'exergie d'un système fermé à chaque instant de son évolution.

b. Perte d'exergie par transfert thermique

Le terme $\sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) dQ_j$ représente la perte d'exergie liée aux transferts thermiques. Dans

la modélisation à deux zones, les gaz situés dans la zone brûlée et ceux de la zone non-brûlée n'ont pas la même température et leurs pertes d'exergie doivent alors être calculées séparément. Chacune est évidemment d'autant plus importante que leur température T_j est élevée.

c. Perte d'exergie due à la combustion

La production interne d'entropie $\delta_i S$ est liée aux processus irréversibles. Dans un moteur à allumage commandé, c'est essentiellement la combustion qui est à l'origine de cette perte d'exergie. Difficile à mesurer directement le terme $T_0 \delta_i S$ peut être évalué à partir de l'équation (3) dans un bilan exergetique expérimental.

d. Exergie d'un cycle moteur complet

Pour un moteur à allumage commandé en régime stationnaire, le travail maximal réalisé sur l'ensemble d'un cycle s'obtient encore dans les conditions: $\delta_i S = 0$ et $dQ_j = 0$ et s'exprime par:

$$(W_{\text{cycle}})_{\text{max}} = \int_{\text{cycle}} -d(U - T_0 S) + \int_{\text{cycle}} (h_a - T_0 s_a) dm_a - \int_{\text{cycle}} (h_e - T_0 s_e) dm_e$$

Du fait qu'en régime stationnaire U et S reprennent les mêmes valeurs à chaque cycle $\int_{\text{cycle}} d(U - T_0 S) = 0$ et nous aurons par conséquent:

$$(W_{\text{cycle}})_{\text{max}} = (h_a - T_0 s_a) m_{\text{cycle}} - (h_e - T_0 s_e) m_{\text{cycle}}$$

Pour un moteur idéal, l'échappement est à l'état de référence: $h_e = h_0 = 0$, $s_e = s_0 = 0$ et on peut remarquer que ce travail maximum est égal à l'exergie des gaz à l'admission, soit:

$$(W_{\text{cycle}})_{\text{max}} = (h_a - T_0 s_a) m_{\text{cycle}} - (h_0 - T_0 s_0) m_{\text{cycle}} = Ex_a$$

e. Exergie des gaz au cours d'un cycle

A un instant donné du cycle, le travail maximal que les gaz peuvent effectuer dans un moteur en passant d'un état 1 à l'état de référence 0, s'exprime par:

$$W_{1,\text{max}} = \int_1^0 -d(U - T_0 S) = (U_1 - T_0 S_1) - (U_0 - T_0 S_0)$$

et c'est donc là encore la fonction $U - T_0 S$ seule qui caractérise la capacité des gaz à produire leur travail maximal.

En résumé, nous pourrions établir le bilan exergétique d'un moteur à l'aide des expressions suivantes (l'indice 0 désigne l'état de référence):

a) Exergie instantanée d'un système par rapport à l'état de référence:

$$(U_1 - T_0 S_1) - (U_0 - T_0 S_0)$$

b) Perte d'exergie liée aux transferts thermiques:

$$(1 - \frac{T_0}{T}) dQ$$

c) Exergie liée au transfert de masse:

$$[(h - T_0s) - (h_0 - T_0s_0)] dm$$

En outre les pertes d'énergie par frottements seront considérées comme des pertes exergétiques et les pertes d'exergie liées à la combustion se déduisent alors du bilan exergétique complet.

1.2 Etablissement du bilan énergétique expérimental des moteurs à allumage commandé à partir des mesures au banc d'essai moteur

Le moteur est considéré comme une "boîte noire" avec introduction d'énergie à l'admission, du travail recueilli sur l'arbre et des pertes dans l'eau, dans l'huile et à l'échappement.

A titre d'exemple, le bilan thermique type du moteur à allumage commandé J6R est présenté sur la figure 1-2 pour un fonctionnement à 4000tr/min et à 80% de sa charge maximale.

On peut observer que dans ce cas l'énergie contenue dans le carburant consommé est répartie de la manière suivante:

a) Perte dans l'eau de refroidissement	18%
b) Perte dans l'huile de graissage	5%
c) Perte thermique à l'échappement	41%
d) Travail utile sur l'arbre	28%
e) Perte thermique du bloc moteur	4,7%
f) Imbrûlés	3,3%

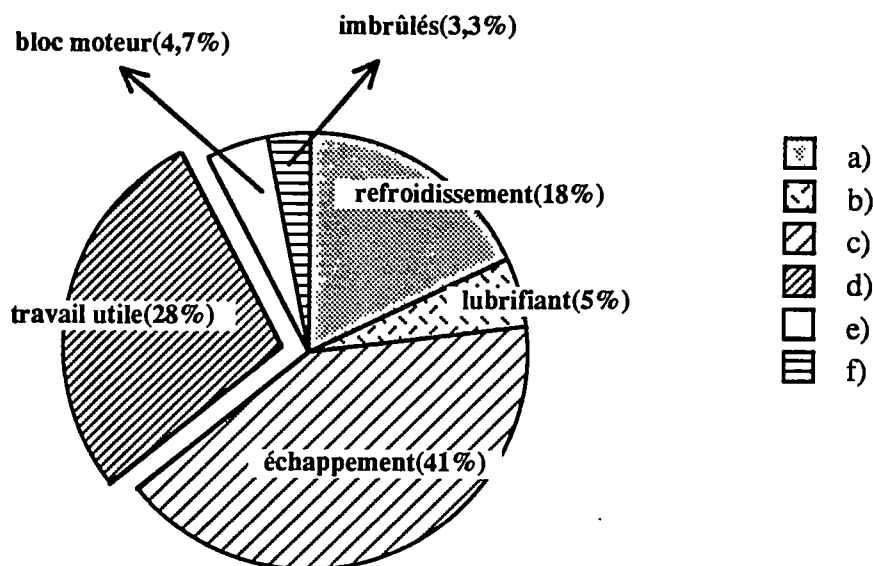


Figure 1-2 Répartition type de l'énergie dans un moteur à allumage commandé.

1.2.1 Energie totale

Le pouvoir calorifique inférieur (PCI) mesure la quantité de chaleur délivrée par la combustion d'une unité de masse de combustible lorsque les produits initiaux et finaux sont dans les conditions normales (0°C, 1 bar) et l'eau formée est ramenée à l'état gazeux.

Le PCI plus l'énergie nécessaire à la vaporisation d'une unité de masse de carburant est défini comme le pouvoir calorifique utile (PCU).

Par exemple, le PCI du super carburant vendu en France est de 43534 kJ/kg, l'énergie nécessaire pour la vaporisation est 477 kJ/kg et :

$$PCU = PCI + 477 = 44011 \text{ kJ/kg}$$

Dans le calcul de bilan thermique, l'énergie totale introduite se calcule par :

$$E_t = M \times PCU$$

où M est la masse de carburant introduite dans le moteur qui peut être mesurée en permanence par un débitmètre instantané.

Cette évaluation de l'énergie totale suppose que la chaleur de vaporisation est prélevée dans le milieu ambiant au niveau du carburateur et de la pipe d'admission, c'est-à-dire avant l'introduction du combustible dans le moteur proprement dit. En réalité une partie de l'énergie de vaporisation provient des parois réalisant ainsi une première récupération partielle de l'énergie perdue aux parois. Il apparaît ainsi que l'énergie totale est en réalité comprise entre le PCU et le PCI du combustible. Pour l'essence cette incertitude est de l'ordre de 1%.

1.2.2 Puissance utile sur l'arbre

Le couple moteur et le régime sont relevés en même temps que la consommation M. La puissance utile sur l'arbre et le rendement sont alors donnés par les relations suivantes :

$$W_u \text{ (watt)} = C \times \left(\frac{2\pi N}{60} \right) \quad \text{et} \quad \eta = \frac{W_u}{M \times PCU}$$

avec C : couple moteur (Nm)
N : régime moteur (tr/min)

1.2.3 Perte dans le liquide de refroidissement

Le refroidissement du moteur est assuré par la circulation d'un liquide caloporteur, généralement indispensable à son bon fonctionnement. En effet pour éviter toute évaporation de

l'huile de graissage, la température au-dessous des segments ne doit pas dépasser 200 °C alors que la température de combustion est de l'ordre de 3000 °C. De plus les parois des cylindres doivent être correctement refroidies afin de conserver leurs propriétés mécaniques.

La perte thermique dans le liquide de refroidissement composé d'eau et de glycol en proportion égale peut s'écrire:

$$E_{\text{eau}} = Q \times \Delta T \times C_s$$

- avec Q : débit du liquide de refroidissement(kg/sec)
ΔT : différence de température entre la sortie et l'entrée du circuit (°C)
C_s : chaleur spécifique du liquide de refroidissement. Sa valeur est de 2720 joules/kg.°C à 25°C(pour l'eau pure 4176 joules/kg.°C.)

Dans cette étude, l'échauffement du fluide est mesuré avec une précision de l'ordre de 0,1°C par deux thermocouples placés respectivement à l'entrée et à la sortie du circuit de refroidissement du moteur. Un débitmètre magnétique est utilisé pour mesurer le débit du liquide.

Il faut signaler que la différence de température entre la sortie et l'entrée ΔT est faible(de 5 à 8°C) et que toute erreur dans la mesure de température pourra engendrer une imprécision importante dans le bilan , puisque la perte dans le liquide de refroidissement y occupe une des places principales.

1.2.4 Perte dans l'huile de graissage

La méthodologie utilisée est similaire à celle vue précédemment, cependant la mesure est ici indirecte. En effet le transfert thermique entre l'huile et le milieu extérieur est assuré par l'intermédiaire d'un échangeur de type MODINE placé entre le bloc moteur et le filtre à huile et dont le secondaire est alimenté par le circuit d'eau de la cellule. Le flux de chaleur sera donc mesuré sur ce circuit. Pour cela nous supposons que la perte dans l'huile y soit complètement transférée et donc, en particulier, que les pertes dans le filtre à huile puissent être négligées.

1.2.5 Perte à l'échappement

La perte d'énergie à l'échappement peut s'écrire de la façon suivante:

$$E_e = H_e - H_0$$

- avec H_e : enthalpie totale des gaz d'échappement à la sortie du moteur
H₀ : enthalpie totale des gaz d'échappement supposés à la température et à la pression de référence.

L'erreur sur cette évaluation provient essentiellement de deux imprécisions, l'une sur l'évaluation de la quantité d'imbrûlés contenue dans les gaz d'échappement et l'autre sur la mesure de la température d'échappement.

Les imbrûlés sont essentiellement fonction de la richesse. Leur concentration est peu importante dans le cas de mélanges pauvres (environ 3% de l'énergie totale) mais devient élevée dès que la richesse du mélange dépasse la stoechiométrie.

La mesure de la température d'échappement pose des problèmes de deux ordres. D'une part, cette température étant très élevée, le transfert thermique entre les gaz d'échappement et les parois est important et d'autre part, l'écoulement étant pulsatoire du fait de l'ouverture et de la fermeture périodiques des soupapes, la température instantanée varie très rapidement. Pour un moteur à 4 cylindres tournant à 3000 tr/min la fréquence fondamentale de variation de température instantanée est de 25kHz. Pour obtenir un temps de réponse satisfaisant il faut donc utiliser des thermocouples dont le diamètre ne dépasse pas quelques dizaines de μm et qui sont alors d'une très grande fragilité.

1.2.6 Perte convective et perte par rayonnement du bloc moteur

Le moteur a une température moyenne supérieure à celle de son environnement. Il existe donc un transfert thermique entre le moteur et le milieu ambiant. Cette perte est difficile à évaluer expérimentalement. Elle a été calculée ici comme le solde du bilan énergétique. D'après nos résultats, elle est de l'ordre de 5% à 10% de l'énergie totale dans la plage d'utilisation du moteur et elle diminue avec le régime et la charge.

1.3 Durée de combustion

Il existe deux familles de méthodes pour la modélisation phénoménologique de la combustion dans un moteur à allumage commandé: L'une repose sur l'évaluation de la vitesse de combustion; l'autre sur l'utilisation de lois de la libération d'énergie telles que de la loi de Wiebe. C'est une méthode de ce dernier type que nous utiliserons. Elle nécessite la connaissance préalable de la durée de combustion.

Hires et al ¹⁹ sont arrivés à obtenir une expression explicite de cette durée de combustion. Leurs modèles nécessitent encore des études plus approfondies et des validations expérimentales, mais ils constituent une approche intéressante. Nous nous contentons ici d'en donner le résultat après un bref rappel des hypothèses effectuées par ces auteurs:

1.3.1 Hypothèses sur la vitesse de combustion turbulente

Pour modéliser la combustion Hires et al ¹⁹ ont dû faire en effet les suppositions suivantes sur la vitesse de propagation de la flamme:

1) Quand la longueur caractéristique de la zone brûlée (par exemple le diamètre de la zone) est inférieure à l'échelle microscopique de Taylor λ qui caractérise la structure interne du tourbillon, la combustion se propage à la vitesse laminaire, avec un temps caractéristique tel que:

$$\tau_1 = \frac{\text{échelle de Taylor}}{\text{vitesse laminaire}} = \frac{\lambda}{S_1}$$

2) Quand la longueur caractéristique de la zone brûlée est supérieure à l'échelle de Taylor, la combustion se propage dans une direction perpendiculaire au front de flamme à la vitesse $u' + S_1$.

Ces hypothèses conduisent à une équation différentielle qui décrit le processus de combustion et dont la solution permet d'établir la corrélation suivante:

$$\frac{\tau_b}{\tau_e} = 1,8 \left(\frac{\tau_1}{\tau_e} \right)^{2/3}$$

avec τ_b : temps de combustion d'un tourbillon
 τ_e : demi-durée de vie d'un tourbillon. $\tau_e = L/u'$ où L représente l'échelle intégrale de la turbulence.

Cette corrélation est valable pour une large plage de variation de l'intensité de la turbulence ($u' = 1 - 12$ m/sec), de l'échelle intégrale ($L = 0,5 - 4,0$ cm) et de la richesse ($\phi = 0,6 - 1,2$).

1.3.2 Délai d'allumage

La combustion dans le moteur à allumage commandé peut être divisée en deux étapes distinctes: le délai d'allumage et la période de combustion proprement dite.

Le délai d'allumage s'étend depuis la formation de l'étincelle jusqu'au moment où un noyau de mélange est brûlé. Selon Hires et al¹⁹, cette période correspond à la combustion de 1% seulement du mélange total.

Pour l'évaluer, ces auteurs ont supposé que ce délai est proportionnel à la durée de combustion d'un tourbillon, soit:

$$\Delta t_{ig} = c_1 \tau_b$$

où c_1 est une constante.

Avec les résultats du paragraphe précédent, l'expression du délai devient:

$$\Delta t_{ig} = 1,8 c_1 (L/u')^{1/3} (\lambda/S_1)^{2/3}$$

Les différents paramètres intervenant dans l'équation ci-dessus peuvent se déterminer de la manière suivante:

- L'intensité de la turbulence est évaluée au PMH où elle est supposée proportionnelle à la vitesse moyenne du piston S_{pis} :

$$u'_{pmh} = c_2 S_{pis}$$

- L'échelle intégrale L , pendant le délai d'allumage, est supposée proportionnelle à la hauteur h_c de la chambre de combustion:

$$L = c_3 h_c$$

- L'échelle microscopique de Taylor λ est calculée dans l'hypothèse d'une turbulence isotropique:

$$\lambda/L = (15/c_4)^{1/2} Re^{-1/2}$$

Dans ces expressions c_1 , c_2 , c_3 et c_4 sont des constantes et Re_t est le nombre de Reynolds turbulent défini par:

$$Re = u'L/\nu$$

Avec les hypothèses ci-dessus, nous obtenons finalement l'expression suivante de la durée du délai d'allumage évalué en angle de rotation du vilebrequin:

$$\Delta\theta_{ig} = c_{1g} (S_{pis}\nu)^{1/3} (h_c/S_I)^{2/3}$$

où c_{1g} est une constante dépendant de la configuration du moteur, qui peut être déterminée au cours d'un essai particulier.

1.3.3 Période de combustion

Au cours de la combustion, le taux de variation de la masse brûlée s'exprime par:

$$\frac{dm_b}{dt} = \rho_u A_f \left(\frac{L}{\tau_b} \right)$$

où le temps caractéristique τ_b pour brûler un tourbillon de taille L est encore considéré comme proportionnel à $(L/u')^{1/3} (\lambda/S_I)^{2/3}$,

Par ailleurs, en supposant la conservation du moment angulaire de chaque tourbillon, nous pouvons écrire:

$$u' = u'_i (\rho_u/\rho_i)^{1/3}$$

et $L = L_i (\rho_u/\rho_i)^{1/3}$

où les indices u et i désignent respectivement l'état des gaz frais et à la fin du délai d'allumage.

Avec les équations ci-dessus, Hires et al ont pu évaluer la durée de la période de combustion exprimée en angle de rotation du vilebrequin de la manière suivante:

$$\Delta\theta_c = \int_{0,01}^{1,0} [c_c(A_s/A_f)(\rho_i/\rho_u)^{10/9}(S_p v)^{1/3}(h_i/S_I)^{2/3}] dx_b$$

où A_s est la section du cylindre et c_c une constante.

En supposant que la loi de combustion puisse être approchée par celle proposée par Blumberg et Kummer²⁶, on peut écrire l'expression de la fraction brûlée sous la forme:

$$x_b = 0,5 \{ 1 - \cos[(t - t_0) \pi / \Delta t_c] \}$$

où Δt_c est la durée de combustion, nous aurons finalement pour la durée de combustion:

$$\Delta\theta_c = c'(B/h^*)(S_{pis} v^*)^{1/3}(h_i/S_I^*)^{2/3}$$

avec c' : constante dépendant de la configuration du moteur
 B : alésage
 $*$: indice désignant l'état correspondant à la combustion de la moitié du mélange ($x_b = 0,5$).

1.4 Frottements dans le moteur

Une bonne connaissance des frottements du moteur est importante dans l'évaluation de ses performances. En effet à pleine puissance, un tiers environ de la puissance développée par le moteur est utilisé pour vaincre les frottements de toutes sortes. Ceci montre l'importance de l'économie qui pourra être réalisée par une réduction des frottements.

Pour l'établissement d'un bilan énergétique à partir de la simulation de la combustion qui ne donne que la puissance indiquée, la connaissance du frottement total est nécessaire au calcul de la puissance effective. Une relation simple qui permette de calculer la perte totale par frottement pour diverses conditions de fonctionnement du moteur est alors indispensable.

La perte totale par frottement dans un moteur doit s'entendre au sens large; frottement solide et frottement fluide, puisqu'elle résulte en fait de trois composantes:

- Perte par pompage
- Perte mécanique par frottement de l'équipage mobile
- Entraînement des accessoires(pompe à eau, pompe à huile,alternateur, ventilateur)

Afin d'approfondir la répartition de ces pertes, nous donnons d'abord un aperçu de leur classification et une évaluation de leurs poids dans la perte totale. Les résultats de nos études sur le frottement total, la perte par pompage et la perte mécanique seront ensuite présentés et comparés à ceux de la littérature afin de faire ressortir la nécessité de modifier les formules de Bishop. Ils permettront en outre l'établissement de bilans énergétique et exergetique plus détaillés au chapitre 4 et 5.

1.4.1 Pertes de la pompe à eau et de la pompe à huile

L'entrainement des accessoires constitue une perte indispensable au fonctionnement normal du moteur. Sa part dans la perte totale par frottement reste toutefois minime⁶³ et l'économie potentielle ne réside que dans l'amélioration des rendements de ces accessoires. Sur le banc d'essai où nous avons effectué nos études, le moteur n'entraînait ni alternateur ni ventilateur et les seuls accessoires pris en compte dans le frottement total serait ici la pompe à eau et la pompe à huile.

André et al⁶³ ont effectué une étude sur la consommation des accessoires des véhicules. Ils ont utilisé le même moteur " Renault J6R " pour réaliser la mesure des pertes dans la pompe à eau et la pompe à huile .

En ce qui concerne la pompe à huile, ils ont constaté que la puissance absorbée est une fonction linéaire du régime moteur, le couple dû au frottement étant à peu près constant dès que $N > 2000$ tr/min.

La puissance absorbée par la pompe à eau est inférieure à celle de la pompe à huile. Elle augmente comme le carré du régime, mais sa valeur maximale ne dépasse pas 0.1 bar de pression moyenne à 6000tr/min.

Les tableaux 1-1 et 1-2 montrent les puissances absorbées par la pompe à eau et la pompe à huile ainsi que la pression effective correspondante, en fonction du régime.

Tableau 1-1 Puissance absorbée par la pompe à huile en fonction du régime (moteur Renault 2 litres) ⁶³

N (tr/min)	1500	4000	6000
Puissance totale absorbée(W)	250	770	1000
Pression Moyenne effective (bar)	0.10	0.11	0.10

Tableau 1-2 Puissance absorbée par la pompe à eau en fonction du régime (moteur Renault 2 litres) ⁶³

N (tr/min)	1000	3000	5000
Puissance totale absorbée(W)	53	246	734
Pression Moyenne effective (bar)	0.03	0.03	0.09

On constate que la perte due à la pompe à huile est toujours supérieure à celle due à la pompe à eau et leur somme ne dépassent pas 0.2 bar de pression effective. Comparées à la perte par pompage ou à la perte mécanique(de l'ordre de 1.5 bar), elles sont donc relativement faibles.

1.4.2 Perte par pompage

La perte par pompage PMF_p caractérise la perte aérodynamique des gaz traversant le moteur. Elle se divise en deux parties principales: pertes au niveau des soupapes PMF_s et pertes de transfert complémentaires PMF_t au niveau du papillon essentiellement, du filtre à air, de la ligne d'échappement et des conduits accessoires.

La mesure de la pression instantanée p dans la chambre de combustion permet d'évaluer la perte par pompage considérée comme le travail fourni par le volume V_d des gaz pendant leur admission et leur refoulement: $\int_{adm} (P_a - p)dV + \int_{ref} (p - P_a)dV$.

En termes de pressions moyennes, nous pouvons exprimer la perte de frottement par pompage à partir de la pression moyenne dans la chambre pendant l'admission P_{ac} et pendant l'échappement P_{ec} (figure 1-3):

$$PMF_p = (P_a - P_{ac}) + (P_{ec} - P_a) = P_{ec} - P_{ac}$$

Les pertes de transfert complémentaires se calculent comme la somme de la contre-pression à l'échappement $P_{er} = P_e - P_a$ et la dépression à l'admission $P_a - P_{ta}$, soit :

$$PMF_t = (P_e - P_a) + (P_a - P_{ta}) = P_e - P_{ta}$$

De même les pertes aux soupapes peuvent s'exprimer en fonction des pressions moyennes amont et aval par:

$$PMF_s = (P_{ta} - P_{ac}) + (P_{ec} - P_e) = \Delta P_{sa} + \Delta P_{se}$$

avec P_{ta} : pression absolue en amont de la soupape d'admission.
 P_e : pression absolue en aval de la soupape d'échappement.

On peut également relier ces différentes pertes de la manière suivante:

$$P_{ac} = P_{ta} - (P_{ta} - P_{ac}) = P_{ta} - \Delta P_{sa}$$

$$P_{ec} = P_e + (P_{ec} - P_e) = P_e + \Delta P_{se}$$

et $PMF_p = P_{ec} - P_{ac} = (P_e - P_{ta}) + (\Delta P_{se} + \Delta P_{sa}) = PMF_t + PMF_s$

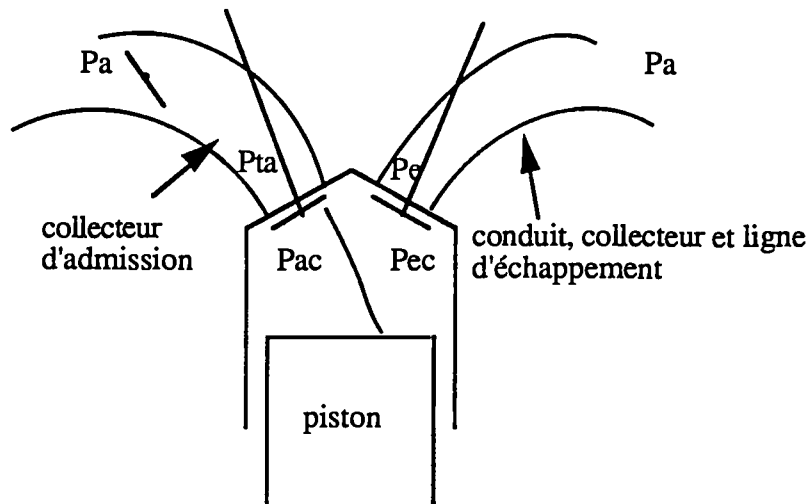


Figure 1-3 Désignation des différentes pressions dans le moteur

Après une comparaison des résultats obtenus sur plusieurs moteurs à essence, Bishop⁶² a proposé une série de formules pour calculer la perte par pompage uniquement à partir de la mesure de la pression dans le collecteur d'admission.

Il a tout d'abord proposé la relation suivante entre cette pression à l'admission P_{ta} et la contre-pression à l'échappement P_{er} :

$$P_{er} = P_{er}' \left(0,33(P_{ta} - 0,1P_a) \left(\frac{N}{1000} \right) \right)^2$$

avec P_{er}' : contre-pression à 4000tr/min, pleine charge.
 P_a : pression atmosphérique.

De cette expression peuvent se déduire la pression à l'échappement P_e puis les pertes de transfert complémentaires $PMF_t = P_e - P_{ta}$.

La perte au niveau des soupapes se calcule par la corrélation suivante:

$$PMF_s \text{ (bar)} = 3,085 \times 10^{-6} (P_{ta} - 0,1P_a)^{0,5} N^{1,7} F^{-1,28}$$

avec $F = \frac{n_{iv} n_c D_{iv}^2}{V_d} \text{ (m}^{-1}\text{)}$

n_{iv} : nombre de soupapes d'admission par cylindre
 n_c : nombre de cylindres
 D_{iv} : diamètre de la soupape d'admission
 V_d : cylindrée

1.4.3 Perte mécanique

La perte mécanique est due aux mouvements relatifs entre les organes mobiles. Elle se compose essentiellement des termes suivants :

- frottement piston / chemise
- frottement piston / bielle
- frottement manivelle / bielle
- frottement paliers/ vilebrequin
- perte due à l'entraînement de l'arbre à cames

Ball et al ⁶⁴ ont mesuré l'énergie nécessaire pour entraîner l'arbre à came d'un moteur à allumage commandé d'une cylindrée de 1,6 litres en disposant des capteurs de couple instantané sur la poulie de l'arbre à came. Leurs résultats présentés en annexe 1-6 montrent que la pression moyenne nécessaire pour entraîner l'arbre à came varie très peu (0.02 bar) dans toute la gamme des points de consigne testés. Sa valeur se situe aux alentours de 0.1 bar.

Bishop⁶² a également développé une corrélation pour l'évaluation des pertes dues à l'entraînement de l'arbre à cames et la pression moyenne correspondante s'écrit:

$$PMF_{\text{came}} (\text{bar}) = \frac{120 \left(1 - 0.133 \left(\frac{N}{1000} \right) \right) n_{iv} D_{iv}^{1.75}}{B L_a^2}$$

avec n_{iv} : nombre de soupapes d'admission par cylindre
 D_{iv} : diamètre de la soupape d'admission
 B : course en millimètre
 L_a : alésage en millimètre

Il faut préciser que le frottement des coussinets du système d'arbre à cames n'est pas inclus dans la corrélation ci-dessus. Il est pris en compte dans la corrélation du frottement des coussinets du vilebrequin.

On trouve néanmoins une bonne correspondance entre les deux résultats ci-dessus avec un écart maximal de 0.01 bar.

1.4.4 Frottement piston/chemise

Le frottement piston/chemise comprend essentiellement le frottement segment/chemise(terme prépondérant) et le frottement jupe du piston/chemise.

Selon Bishop⁶², le frottement segments/chemise est de type non-visqueux en raison de la disparition du film d'huile. Il dépend de la tension des segments et de la pression des gaz derrière les segments d'étanchéité.

La corrélation proposée par Bishop pour représenter ce frottement non-visqueux le considère proportionnel au rapport course/alésage², soit:

$$PMF_{\text{non-visqueux}} \propto C(B/L_a^2)$$

où C est une valeur qui se compose des deux termes, l'un dû à la tension des segments qui est constant, l'autre dû à la pression des gaz derrière les segments d'étanchéité qui est proportionnel à la charge du moteur.

Le frottement jupe du piston/chemise est du type visqueux en condition de lubrification hydrodynamique. Il est corrélé par

$$PMF_{\text{hydrodyn}} \propto \frac{S_{\text{pis}} A_p}{B L_a^2}$$

avec A_p : Surface de contact effective entre la jupe du piston et la chemise.
 S_{pis} : Vitesse moyenne du piston
 L_a : Alésage
 B : Course

Le frottement non-visqueux augmente avec la charge lorsque la pression des gaz augmente tandis que le frottement visqueux augmente avec le régime.

1.4.5 Frottement des coussinets du vilebrequin

Bishop⁶² propose la corrélation suivante pour calculer le frottement du vilebrequin sur ses coussinets:

$$PMF_{\text{coussinet}} = 0.414 \left(\frac{L_a}{B} \right) \left(\frac{N}{1000} \right) K$$

$$\text{avec } K = \frac{D_{mb}^2 L_{mb} + D_{rb}^2 L_{rb} / m + D_{as}^2 L_{as}}{L_a^3}$$

D_{mb} : diamètre du coussinet principal
 L_{mb} : longueur totale des coussinets divisée par le nombre de cylindre
 D_{rb} : diamètre du coussinet bielle/manivelle
 L_{rb} : longueur du coussinet bielle/manivelle
 m : nombre de cylindres pour chaque coussinet bielle/manivelle
 D_{as} : diamètre du coussinet d'accessoires
 L_{as} : longueur totale des coussinets d'accessoires divisée par le nombre de cylindre

Pour un moteur à allumage commandé, $K = 0.14$ et pour un moteur Diesel $K = 0.29$.

1.5 Procédés de réduction de la consommation du moteur

L'objectif final de ce travail étant la recherche de solutions susceptibles d'améliorer le rendement des moteurs il est intéressant d'analyser celles existant et présentées avec plus ou moins de détail dans la littérature. Leur mise en oeuvre dans le moteur dépend des études approfondies car toute modification faite en vue d'améliorer le rendement rencontre une contrepartie qui en limite rapidement l'intérêt. L'optimisation du rendement ne pourra donc résulter que d'une combinaison de ces différentes améliorations qui assurerait le meilleur compromis entre coût de réalisation et coût d'opération du moteur.

1.5.1 Cycle à détente prolongée

En observant le diagramme du cycle, il paraît intéressant de prolonger la détente pour augmenter la surface utile du diagramme et diminuer la perte à l'échappement.

Ce principe a été réalisé par J.E. Andreau à l'aide d'un embiellage complexe permettant d'allonger la course de détente⁴⁶. Pour un moteur ayant un rapport volumétrique de 9/1 à pleine charge il a pu obtenir 15% d'amélioration du rendement thermique, mais au prix d'une augmentation des pertes par frottement. De plus la chaleur cédée aux parois s'accroît pendant la détente: une partie de l'énergie gagnée sur l'échappement part dans le liquide de refroidissement. Enfin à égalité de puissance maximale, le volume du moteur est nécessairement plus grand que celui d'un moteur classique.

Pour ces raisons, cette solution ne s'est pas répandue et ne paraît pas avoir de grandes chances de se développer dans l'avenir.

1.5.2 Augmentation de l'alésage

L'augmentation de l'alésage des cylindres permet de réduire les pertes thermiques du moteur puisque la surface de la chambre de combustion croît alors moins vite que son volume.

A cylindrée égale, l'augmentation de l'alésage entraîne en outre une diminution de la course, donc de la vitesse du piston et des frottements. Les grands alésages augmentent toutefois la durée de la combustion et nécessitent un renforcement de l'épaisseur des parois qui gêne le refroidissement.

1.5.3 Augmentation de la vitesse de combustion

On peut améliorer le rendement énergétique au cours d'un cycle réel en augmentant la vitesse de combustion du mélange carburé de façon à se rapprocher de la combustion à volume constant⁴⁷. Cette vitesse dépend de l'homogénéité du mélange, de la turbulence des gaz et de la forme de la chambre de combustion(hémisphérique, en coin etc)^{7,10,48}. Une deuxième bougie d'allumage fait gagner 3% de la puissance⁴⁹.

Selon notre étude paramétrique sur la vitesse de combustion(voir chapitre 3), il existe toutefois une vitesse optimale au dessus de laquelle le rendement décroît. Cela s'interprète par une température alors trop élevée qui conduit à un fort transfert thermique aux parois au détriment du travail utile. Cette vitesse optimale dépend du régime et de la charge et elle est supérieure aux vitesses de combustion généralement atteintes dans les moteurs actuels. A titre indicatif, la durée de combustion dans le moteur considéré est de 60DAV pour le point de fonctionnement correspondant à un régime de 2000tr/mn et à une PME de 6,3bar alors que la durée optimale serait de 40DAV.

Par ailleurs l'augmentation de la vitesse de combustion permet d'accroître la vitesse de rotation du moteur et donc sa puissance.

1.5.4 Emploi des mélanges pauvres

L'utilisation d'un mélange pauvre semble séduisante à plusieurs points de vue: il possède un coefficient gamma un peu plus élevé qu'un mélange stoechiométrique, ce qui contribue à augmenter légèrement le rendement thermodynamique relatif à un rapport volumétrique donné; un tel mélange conduit à une température de combustion plus basse, ce qui réduit la proportion de perte thermique à travers les parois et tend par conséquent à augmenter le rendement de combustion; il paraît donc pouvoir conduire à des rendements thermiques globaux plus élevés. Mais en réalité, l'inflammation des mélanges très pauvres devient très difficile et entraîne le rejet d'imbrûlés lorsque la richesse du mélange tombe au-dessous de 0,7.

Ce sont ces constatations qui ont conduit à imaginer un mode de fonctionnement des moteurs en charge stratifiée qui implique deux conditions:

- s'arranger pour que le mélange carburé avoisinant la bougie d'allumage soit suffisamment riche, alors que le reste du mélange peut être pauvre ou extrêmement pauvre.
- prévoir des dispositions spéciales pour provoquer un mélange aussi efficace et aussi rapide que possible entre les gaz initialement riches et les gaz initialement pauvres, peu de temps après l'allumage par la bougie.

L'emploi des mélanges pauvres s'est avéré efficace sur le plan de l'économie d'énergie, mais il est limité par le fait qu'il ne permet pas de réduire l'émission des polluants à haute vitesse du véhicule. C'est pour cette raison qu'il a été proposé de combiner l'emploi du mélange pauvre pour les fonctionnements à charge partielle et du mélange stoechiométrique associé à un pot catalytique pour les fortes charges⁵⁰.

1.5.5 Augmentation du rapport volumétrique

Le rendement théorique est une fonction croissante du rapport volumétrique. Il en est de même pour le rendement pratique^{4,18,51}. Un accroissement de ce rapport augmente la pression instantanée dans la chambre et par suite le travail effectué au cours d'un cycle. Toutefois, on constate expérimentalement que, pour un moteur donné, le rapport volumétrique ne peut pas dépasser une valeur limite qui est liée à l'indice d'octane du carburant utilisé. Si l'on dépasse ce rapport limite, apparaît le cliquetis qui se traduit par des surpressions, néfastes à la tenue mécanique de l'embellage, ainsi que par des élévations de température, induisant une augmentation des pertes dans le système de refroidissement et une baisse de puissance utile.

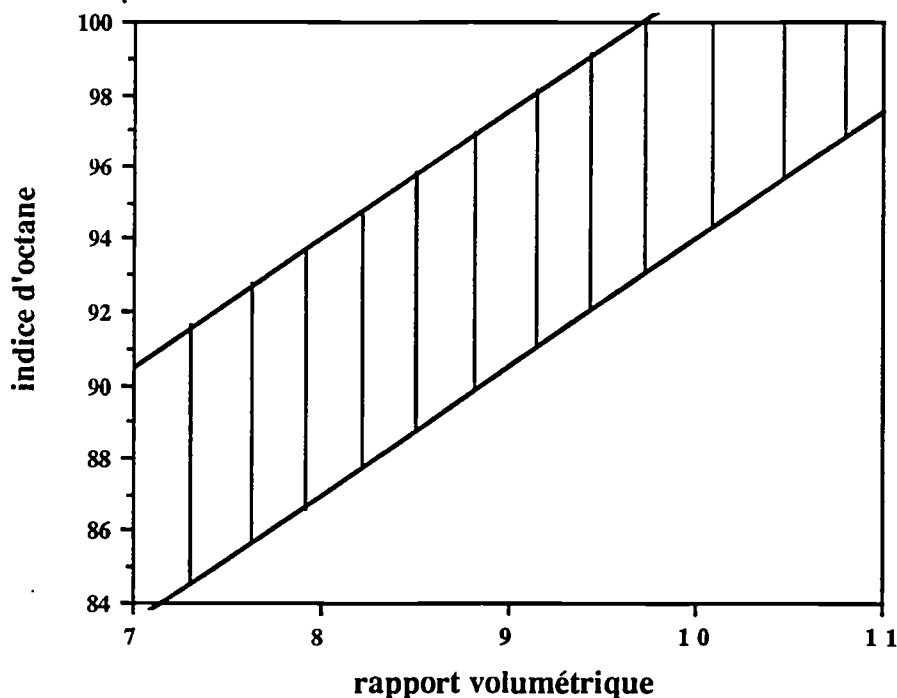


Figure 1-4 Relation entre le besoin en indice d'octane et le rapport volumétrique⁵¹.

L'allumage électronique associé à un capteur " détecteur de cliquetis" permet de reculer ce taux limite en assurant une réduction momentanée de l'avance à l'allumage en cas de nécessité. L'augmentation concomitante du rendement se traduit par une baisse de consommation à condition que la diminution de l'avance ne soit pas trop fréquente.

Par ailleurs, la réduction du volume de la chambre de combustion, nécessaire à l'augmentation du rapport volumétrique, participe également à l'amélioration du rendement par la diminution de la surface refroidie. Cette modification peut toutefois limiter la course des soupapes et freiner le passage des gaz.

Une analyse détaillée des effets de l'augmentation du rapport volumétrique est réalisée dans l'étude paramétrique du moteur(Ch. 3).

1.5.6 Isolation de la chambre de combustion

L'isolation du moteur est réalisée dans le but de s'approcher du moteur adiabatique qui, en théorie, donne le meilleur rendement. La dernière décennie a vu de nombreuses études entreprises dans ce domaine^{16-17,52-54}.

En fait l'isolation des parois du cylindre exposées à la flamme induit deux effets contradictoires:

- L'augmentation de la résistance thermique des parois réduit bien les transferts thermiques pendant les phases d'admission, de compression et de détente
- La montée de la température des parois et des gaz provoque une augmentation du coefficient de transfert convectif par destruction de la couche limite aux températures élevées. Ainsi la quantité de chaleur cédée aux parois augmente pendant la combustion.

Le transfert thermique total à travers les parois dépend donc fortement des conditions de fonctionnement et l'effet de l'isolation est très controversé en ce qui concerne le rendement du moteur. Certains auteurs pensent que l'isolation apporte une légère amélioration du rendement⁵⁴⁻⁵⁶, alors que d'autres aboutissent aux conclusions inverses^{16,57-60}. Par contre il est certain que la température des gaz à l'échappement augmente du fait de l'isolation et ceci favorise la récupération d'énergie à l'échappement.

Par ailleurs, bien que la température influe considérablement sur la formation des oxydes d'azote, certains résultats ont montré qu'il n'y avait pas d'augmentation significative de NO_x par suite de l'isolation⁵⁴.

Des résultats plus détaillés sur l'effet de l'isolation des parois de la chambre de combustion sont donnés au chapitre 3.

1.5.7 Moteur compound

F. Foresta pensait déjà, il y a près d'un siècle, à augmenter le travail résultant de la détente d'une masse de gaz en réalisant une seconde détente(après sortie du cylindre moteur) dans un organe spécial qui, à l'origine, devait être un cylindre fonctionnant suivant un cycle à deux temps(détente puis refoulement des gaz brûlés dans l'atmosphère).

Ce type de moteur compound, n'a pas eu de succès parce que les pertes de charge et les pertes de chaleur entre les deux étages de détente étaient tout à fait excessives et parce que les pertes par frottement étaient notablement augmentées.

En substituant une turbine au cylindre de détente secondaire, on obtient une nouvelle espèce de moteur compound, caractérisé par le fait qu'une partie seulement de la puissance est fournie par le moteur proprement dit, un complément important étant fourni par la turbine d'échappement ou par le turbocompresseur à travers un accouplement mécanique adéquat. Cette solution a été appliquée à un moteur industriel avec une diminution de consommation à pleine charge de 6 g/kWh³⁶, soit un gain de 2% environ.

Il est malheureusement évident que la réalisation de ce dispositif est assez complexe et en particulier la transmission sur l'arbre moteur de la puissance fournie par la turbine présente de nombreuses difficultés.

Chapitre 2 Installation Expérimentale

Dans ce chapitre, nous nous proposons de décrire succinctement les installations d'essai (banc moteur, système informatique), ainsi que les dispositifs de mesure et d'acquisition de différents paramètres (pression, température etc).

2.1 Banc d'essai moteur

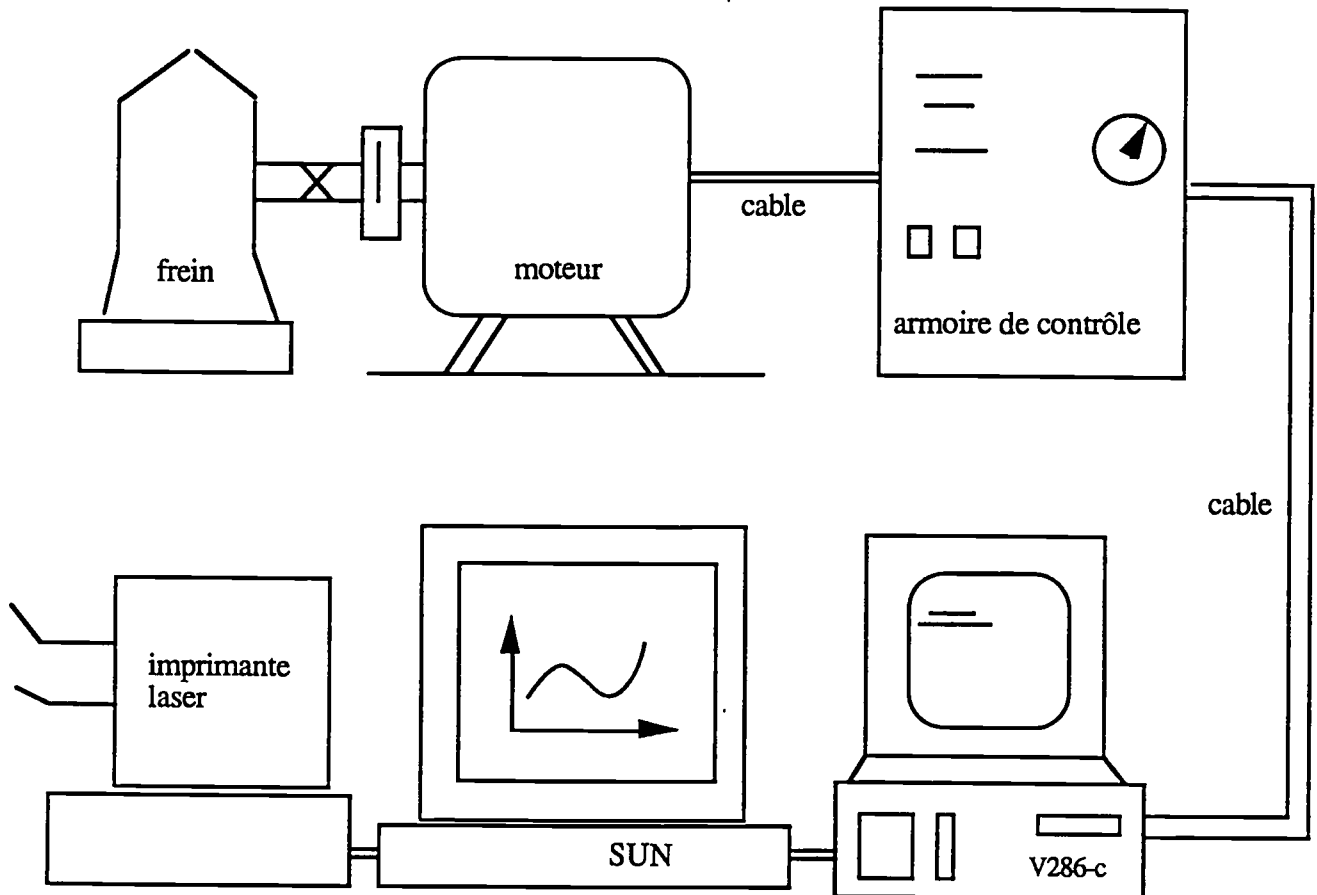


Figure 2-1 Installation de banc d'essai moteur avec le système de contrôle et d'acquisition

Le banc d'essai moteur est composé essentiellement d'un frein dynamométrique, des systèmes de refroidissement assurant la régulation des températures de l'eau et de l'huile, d'un système d'extraction des gaz d'échappement et de la balance de mesure de consommation. Il est totalement contrôlé par un PC 286 qui assure:

- commande du moteur
- acquisition des données

- supervision des paramètres en ce qui concerne leurs seuils.

2.1.1 Mesure du couple

Le frein utilisé est un frein dynamométrique à courant de Foucault. La courbe de puissance du frein est donnée dans l'annexe 2-1. Les principales caractéristiques sont les suivantes:

Puissance maximale	: 130kW
Régime maximal	: 10000tr/min
Couple maximal	: 400Nm

2.1.2 Mesure de la vitesse de rotation

La mesure se fait au moyen d'un capteur magnétique et d'une roue dentée à 60 dents placée sur l'arbre moteur.

L'erreur de mesure, rapportée à la valeur maximale de l'échelle, est au maximum de 1,5%.

2.1.3 Position du papillon du carburateur(ou de la crémaillère de la pompe à injection)

L'ouverture de l'organe de réglage du débit du carburant est ajustée à chaque instant à l'aide d'un positionneur qui permet également de la mesurer.

Compte tenu des dérives et des erreurs de linéarité, d'hystérésis et de fidélité, la précision globale de cette mesure reste meilleure que 0.1%

2.1.4 Mesure de la consommation

Celle-ci est réalisée à l'aide d'une balance de consommation de marque AVL. Le système mesure les variations de poids du carburant contenu dans un récipient de pesée supporté sans friction par un ressort à lame ; son déplacement est mesuré par un capteur capacitif à haute sensibilité. Les mesures se font sur une durée réglable entre 5 et 250 secondes,. Quand le système d'acquisition détecte l'épuisement du récipient, l'acquisition s'arrête automatiquement jusqu'à la fin du nouveau remplissage, afin d'éviter la détérioration des données d'acquisition.

- Gamme des débits 0 - 50 kg/h
- Précision:
 - . $\pm 0.15\%$ de la valeur de mesure
 - . ± 0.005 de la valeur maximale
 - . coefficient de température : $\pm 0.01\%/^{\circ}\text{C}$

2.2 Mesure de la pression des gaz à l'admission et à l'échappement

La mesure de la pression de l'air à l'admission est réalisée au moyen d'un capteur de pressions différentielles utilisant comme élément de détection une jauge piézorésistive insérée dans un pont de Wheatstone.

Son principe permet d'allier une grande sensibilité à une rapidité élevée, conférant ainsi à ce capteur les qualités indispensables à des mesures dans des conditions expérimentales difficiles.

Pour la mesure de la pression des gaz à l'échappement, un second capteur de gamme de mesure différente, qui fonctionne sur le même principe, est utilisé.

Les caractéristiques détaillées de ces capteurs sont données dans l'annexe 2-3.

2.3 Mesure des températures

La mesure des températures telles que celle de l'air à l'admission ou du carburant est effectuée au moyen de thermocouples de type K ou de sonde à résistance de platine PT100.

2.4 Mesure du débit d'air à l'admission

La précision de la mesure du débit d'air à l'admission influe directement sur le calcul des autres paramètres tels que richesse, remplissage et même sur les bilans thermiques ou exergétiques. Le col sonique est le moyen le plus souvent utilisé pour cette mesure. Une autre solution consiste à mesurer les concentrations de certains composants chimiques à l'échappement et la consommation d'essence. La richesse et le débit d'air peuvent alors s'en déduire mais cette méthode demande un système d'analyse des gaz très précis.

Un moyen simple et économique consiste à utiliser un débitmètre du type diaphragme, venturi ou hélice. Nous avons testés ces différents organes déprimogènes sur notre banc d'essai moteur. Le débitmètre à hélice a été retenu pour son étendue de mesure et sa faible perte de charge alors que le diaphragme ou le venturi seuls ne permettraient pas d'avoir une bonne précision de mesure sur toute la plage de variation du débit d'air rencontrée dans les moteurs mis en oeuvre.

Compte tenu de la caractéristique pulsatoire de l'écoulement de l'air à l'admission, un volume tampon d'une capacité de 240 litres a été installé entre le débitmètre et le moteur pour éviter de perturber la mesure.

Le débitmètre a été étalonné à une pression très proche de la pression atmosphérique et à température et humidité ambiantes. La méthode d'étalonnage consiste à placer en série l'appareil et une ou plusieurs tuyères à effet Venturi montées en parallèle et fonctionnant en régime sonique.

2.5 Mesure des débits des liquides de refroidissement

Ces mesures concernent le débit du liquide de refroidissement et celui de l'eau au secondaire de l'échangeur du circuit d'huile(voir au chapitre 1: perte dans l'huile). Deux débitmètres électromagnétiques d'étendues de mesure différentes étaient utilisés. Leur principe repose sur l'application de la loi de Faraday: un champ magnétique établi perpendiculairement à l'écoulement de fluide induit une f.e.m. transversale proportionnelle à la vitesse du fluide. Ces capteurs présentent l'avantages d'associer une large gamme de mesure à une bonne sensibilité et de ne pas créer de perte de charge.

2.6 Caractéristiques des gaz à l'échappement

La perte à l'échappement est évaluée à la sortie de la culasse. Nous distinguons donc les pertes dans le conduit d'échappement qui sera déterminée à partir de la température de surface du conduit et la perte à l'échappement proprement dite calculée en utilisant la température des gaz à la sortie de la culasse. Ces mesures sont délicates du fait que l'écoulement des gaz à l'échappement est pulsatoire.

Quand la soupape d'échappement est ouverte, des gaz chauds quittent en effet la chambre de combustion et entrent dans le collecteur. La température instantanée mesurée est alors sensiblement celle des gaz en fin de détente. Pendant le reste du cycle, la soupape d'échappement est fermée, il n'y a pas d'écoulement dans cette partie du collecteur. Les gaz qui y restent perdent leur énergie par transfert thermique à travers les parois du collecteur. La température mesurée au point considéré décroît alors avec le temps comme cela est montré en annexe 2-7.

2.6.1 Détermination de la température des gaz à l'échappement

La température des gaz d'échappement à la sortie de la culasse est un facteur prépondérant dans l'évaluation de la perte correspondante qui représente de 30% à 40% de l'énergie totale. La précision de l'évaluation de cette température s'avère donc essentielle pour l'établissement du bilan énergétique. La connaissance de cette température est également importante d'une part pour optimiser le turbo-compresseur⁴¹, le pot catalytique⁴² ou le réacteur thermique⁴³ et d'autre part pour analyser l'oxydation des hydrocarbures et du monoxyde de carbone résiduel²⁰.

Cette température instantanée des gaz à la sortie de la culasse peut être reliée aux températures moyennes suivantes:

Température moyenne enthalpique:

$$T_h = \frac{\int_{AOE}^{RFE} (dm/d\theta) C_p T_g d\theta}{\int_{AOE}^{RFE} (dm/d\theta) C_p d\theta}$$

Température moyenne massique:

$$T_m = \frac{\int_{AOE}^{RFE} (dm/d\theta) T_g d\theta}{\int_{AOE}^{RFE} (dm/d\theta) d\theta}$$

Température moyenne temporelle:

$$T_t = \frac{\int_0^{720} T_g d\theta}{\int_0^{720} d\theta}$$

Dans la mesure où la capacité thermique massique C_p peut être considérée comme constante pendant la phase d'ouverture de la soupape d'échappement, la température moyenne enthalpique est égale à la température moyenne massique. Par contre pour la plupart des points de fonctionnement du moteur, la perte énergétique basée sur la température moyenne temporelle ne représente que 90% de la perte basée sur la température moyenne massique⁴⁰. Nous devons donc tenir compte de cet écart dans l'évaluation de la précision de mesure de la perte à l'échappement.

La façon idéale de mesurer la température instantanée des gaz consiste à placer un thermocouple en fils fins, de 10 μm environ de diamètre, à la sortie de la culasse, ce qui permet de connaître la température des gaz pendant l'ouverture de l'échappement avec une assez bonne précision. En pratique, le thermocouple fin se détériore rapidement dans la tubulure en raison de la vitesse d'écoulement des gaz et de la présence de particules solides. Nous avons fait cet essai avec deux thermocouples de 50 μm et 100 μm de diamètre. Celui de 50 μm s'est rompu dès le démarrage alors que l'autre a permis l'acquisition d'une vingtaine de cycles. D'après le calcul théorique, un thermocouple de 100 μm est néanmoins trop gros pour suivre l'évolution de la température instantanée des gaz d'échappement dans le moteur à allumage commandé.

Nous avons du alors utiliser des thermocouples gainés classiques qui ne délivrent par contre qu'une image de leur propre température d'équilibre, généralement différente de la température moyenne temporelle des gaz. Pour rapprocher ces deux températures ces thermocouples classiques sont alors placés à la sortie du collecteur, lieu de jonction des quatre cylindres. A ce point passent successivement les gaz venant de chaque cylindre de sorte que la température moyenne temporelle est très proche de la température vraie des gaz à la sortie de la culasse comme cela apparaît sur l'annexe 2-7.

Néanmoins deux corrections sont alors nécessaires pour remonter à la température vraie des gaz à la sortie de la culasse en tenant compte des échanges convectifs entre les gaz et les parois du collecteur d'une part et des échanges radiatifs entre le thermocouple et ces parois d'autre part.

2.6.1.1 Correction relative à l'échange convectif gaz/paroi dans le collecteur

La correction relative aux échanges convectifs est effectuée à l'aide de la loi de transfert thermique de Colburn décrite au paragraphe 3.2.6 et de la température de surface du collecteur mesurée par un thermocouple de surface placé sur la surface externe du collecteur, puisque nous aurons vu que le gradient de température à travers la paroi est négligeable(annexe 3-9).

2.6.1.2 Correction relative à la perte radiative du thermocouple

Le thermocouple tend à prendre la température des gaz qui l'entourent sous l'effet d'échanges convectifs d'autant plus intenses que la vitesse des gaz est élevée. Toutefois le fait que les parois sont plus froides que les gaz et le thermocouple va induire un refroidissement de ce dernier par transferts thermiques radiatifs. Si on néglige la conduction entre le thermocouple et son support, souvent faible par rapport aux autres modes de transfert de chaleur³⁷, le bilan thermique au niveau du thermocouple s'écrit alors de manière simplifiée:

$$h_c A_c (T_g - T_c) = \sigma \epsilon A_c (T_c^4 - T_p^4)$$

ou

$$T_g = T_c + \frac{\sigma \epsilon (T_c^4 - T_p^4)}{h_c}$$

- avec
- A_c : surface du thermocouple
 - ϵ : émissivité du thermocouple.
 - h_c : coefficient d'échange convectif gaz/thermocouple.
 - T_p : Température de la paroi
 - T_c : Température du thermocouple
 - σ : constante de Stefan Boltzmann $\sigma = 5.66697 \times 10^{-8} \text{ (Wm}^{-2}\text{K}^{-4}\text{)}$

Le coefficient de transfert thermique entre un fluide et une surface cylindrique de diamètre d et d'axe perpendiculaire à la vitesse V du fluide a pour expression:

$$h_c = \frac{\kappa \cdot Nu}{d}$$

avec $Nu = 0,43 + A Re^a Pr^{0,31}$

$$Re = \frac{\rho_g U L}{\mu_g}$$

$$Pr = \frac{\mu_g C_p}{\kappa}$$

où κ , ρ_g , μ_g et C_p sont respectivement la conductivité thermique, la masse volumique, la viscosité et la chaleur massique du fluide et où a et A sont des paramètres dont les valeurs dépendent de Re conformément au tableau 2-1.

Tableau 2-1. Paramètres du nombre de Nusselt en fonction du nombre de Reynolds⁴⁰

Re	A	a
$4 \cdot 10^{-1} - 4$	0,989	0,330
$4 - 4 \cdot 10^1$	0,911	0,385
$4 \cdot 10^1 - 4 \cdot 10^3$	0,683	0,466
$4 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$	0,193	0,618
$4 \cdot 10^4 - 4 \cdot 10^5$	0,0265	0,805

Tableau 2-2. Caractéristiques du thermocouple K³⁹.

diamètre d	1 (mm)
émissivité ϵ	0,85
densité ρ	8,68 (g/cm ³)
capacité thermique massique C_T	3 (kJ/kg/K)
conductivité thermique k_T	24,6 (W/m/K)

Nous avons ainsi pu utiliser un thermocouple de type K gainé de 1mm de diamètre. A l'aide des résultats précédents et en mesurant la température de surface du collecteur, l'erreur due au rayonnement a pu être corrigée. Elle est de l'ordre de 50°C et varie avec la vitesse des gaz. La température réelle des gaz d'échappement à la sortie du collecteur permet de déterminer la perte d'énergie à ce niveau. En lui ajoutant la perte dans le collecteur calculée en 2.6.1.1 on obtient la perte à l'échappement.

2.6.2 Mesure de la température de surface de la paroi du conduit d'échappement

Le transfert thermique dans le conduit d'échappement est important en raison de la température élevée des gaz en même temps que de leur vitesse d'écoulement. Ce conduit est refroidi par l'eau du moteur. Pour calculer ce transfert thermique entre les gaz et l'eau à travers la paroi, il faut connaître la température instantanée de la surface du conduit.

Nous utilisons pour cela un thermocouple de surface miniature de 0,8mm de diamètre. Cette faible dimension permet d'assurer la continuité de la surface à l'endroit où le thermocouple est placé et de ne pas trop modifier le champ de température dans la culasse.

La jonction de ce type de thermocouple de surface est formée d'une couche de un micron d'épaisseur déposée à l'extrémité des deux éléments du thermocouple. Cette disposition permet d'avoir un temps de réponse de l'ordre d'une microseconde largement suffisant pour suivre les évolutions de la température de surface et ainsi de calculer les flux instantanés.

La position du thermocouple dans le conduit d'échappement est présentée en annexe 2-4.

2.7 Système d'acquisition et de contrôle

Le système de saisie de données se compose de deux cartes d'acquisition de Analog Device et d'un PC Victor 286. La carte RTI815 qui permet un nombre important d'entrées mais n'est pas rapide(la fréquence d'acquisition est voisine de 1Hz), convient pour acquérir les paramètres permanents du fonctionnement du moteur. La carte RTI860 qui a une cadence maximale de 220kHz, convient à l'acquisition de la pression instantanée dans la chambre de combustion.

Les spécifications de ces deux cartes sont données en annexe 2-5.

2.7.1 Acquisition des paramètres de fonctionnement du moteur

Les 32 entrées analogiques de la carte RTI815 permettent d'enregistrer tous les paramètres utiles soit à l'établissement des bilans thermodynamiques du moteur soit au contrôle de son fonctionnement. Deux sorties analogiques servent à envoyer en retour les consignes de fonctionnement du moteur(régime/couple ou régime/papillon), ce qui permet d'en automatiser le changement.

Le programme d'acquisition écrit en Quickbasic est très souple à utiliser. Il permet d'afficher les valeurs des paramètres sur l'écran ou bien de les écrire dans les fichiers de données pour les traitements ultérieurs. Le programme demande les trois fichiers d'entrée suivants:

- 1) fichier paramètre : qui contient les paramètres à acquérir et les coefficients de calcul.
- 2) fichier commande : qui contient le mode de contrôle du moteur(régime/couple ou régime/papillon) et les consignes (points de fonctionnement du moteur).
- 3) fichier manip : qui contient les spécifications sur le mode d'acquisition, comme le temps de stabilisation après le changement de consigne; le temps entre chaque acquisition, le nombre d'acquisition etc.

2.7.2 Acquisition de la pression instantanée

Un capteur miniature de type piézoélectrique est utilisé pour la mesure de la pression instantanée dans la chambre de combustion. Grâce à son refroidissement par eau il donne des résultats de mesure stables. Sa bonne linéarité(mesurée en deux gammes partielles) et sa sensibilité relativement élevée permettent en outre d'analyser les mouvements des gaz avec une bonne précision.

Les caractéristiques de ce capteur sont données dans l'annexe 2-2.

Pour l'acquisition du signal de pression instantanée, nous utilisons un amplificateur de charge et la carte RTI860 en mode 12 bits qui a une cadence de 250kHz et une RAM interne de 256k x 12bits.

La carte est contrôlée par un programme écrit en Quickbasic dont l'organigramme se trouve dans l'annexe 2-6. Il se compose de quatre parties: acquisition, calcul, présentation et enfin stockage des données pour traitement ultérieur.

La précision du repérage du PMH a une influence directe sur la valeur calculée de la PMI. Le tableau 2-3 montre la variation de la PMI pour une erreur de un degré sur le PMH.

Tableau 2-3. Erreur sur la PMI calculée pour une imprécision de un degré sur le repérage du PMH

PMI(bar)	0	0,6	1,3	2,5	3,8	5,0	6,3	7,5
Régime(tr/min)								
1000	0,10	0,10	0,10	0,15	0,19	0,24	0,32	0,33
2000	0,10	0,13	0,14	0,18	0,23	0,29	0,36	0,39
3000	0,10	0,11	0,16	0,2	0,25	0,32	0,36	0,42
4000	0,11	0,13	0,15	0,22	0,28	0,34	0,41	0,44
5000	0,12	0,15	0,17	0,23	0,31	0,34	0,4	0,43
6000	0,13	0,16	0,20	0,26	0,31	0,39	0,42	

2.7.3 Repérage du PMH

Le repérage précis du PMH est délicat et si différentes méthodes peuvent parfaitement s'envisager, elles présentent toutes de nombreuses difficultés d'ordre expérimental⁴⁴:

- problème du basculement du piston autour de son axe au voisinage du PMH;
- obligation d'effectuer le calage en dynamique pour tenir compte des jeux de fonctionnement entre les différents organes de l'attelage mobile;
- précision exigée pour les mesures: à titre indicatif, la rotation du vilebrequin sur $1/10^{\circ}$ de degré à partir du PMH correspond, pour un moteur de type automobile, à un déplacement du piston de l'ordre de $5/100^{\circ}$ de micron.

Plusieurs méthodes sont couramment utilisées pour le repérage du PMH:

- 1) Un petit téton métallique est fixé sur la couronne du volant moteur et un capteur magnétique est placé sur la cloche d'embrayage. Un signal est induit lorsque le téton passe devant le capteur. Ce signal est mis en forme par un boîtier électronique qui délivre un pic correspondant au PMH. Un comparateur est auparavant utilisé pour trouver le PMH statique du piston.

- 2) Utilisation d'un générateur de micro-ondes détectant le PMH comme le point de symétrie entre deux positions du vilebrequin pour lesquelles un phénomène de résonance, lié à un volume caractéristique de la chambre, apparaît⁴⁵.
- 3) Exploitation du signal de pression instantanée acquis le moteur étant entraîné en rotation. Le principe du calage consiste à calculer l'écart existant entre le PMH et l'angle pour lequel cette pression est maximale en tenant compte à la fois des échanges thermiques et des fuites à la segmentation (blow-by). La précision de cette méthode est de l'ordre de $1/10^{\circ}$ de degré de rotation vilebrequin⁴⁴ mais il faut remarquer que les jeux des organes du moteur à chaud n'étant pas les mêmes qu'à froid (sans combustion), il y a lieu de tenir compte de ce problème dans la mise en oeuvre de la méthode.

Dans notre travail, la première méthode a été utilisée pour des raisons de simplicité de mise en oeuvre.

Chapitre 3 Modélisation du Cycle Thermodynamique

3.1 Introduction

La modélisation du cycle thermodynamique présente de nombreux avantages sur les essais au banc (rapidité d'exécution, faible coût) et peut fournir des informations très détaillées sur les phénomènes se produisant dans le moteur. Avec le développement de l'informatique, on peut maintenant simuler des phénomènes très complexes, tels que l'écoulement interne, la combustion, les transferts thermiques, les réactions chimiques etc. La modélisation du moteur est basée sur les équations ou corrélations physiques qui gouvernent les phénomènes cités ci-dessus. En fonction de la précision requise et de la taille de l'ordinateur disponible, la complexité du programme de simulation varie. Dans le cadre de nos recherches, nous nous contenterons d'une modélisation quasi-dimensionnelle à deux zones prenant en compte les caractéristiques de l'écoulement interne du moteur. Cette modélisation donne la pression et les températures instantanées des gaz au cours du cycle ainsi que toutes les caractéristiques de fonctionnement du moteur et nous permet d'évaluer l'influence des différents paramètres.

Le bilan exergetique a été développé dans le but de tenter une optimisation du moteur sur le plan de la production d'énergie mécanique. Pour les différents postes de perte il indique la part d'énergie récupérable sous forme mécanique. Cette analyse demande des informations détaillées sur l'état des gaz (températures et pression) et sur les températures des parois de la chambre de combustion et de la culasse. La mesure de certains de ces paramètres est quasiment impossible dans le stade actuel de l'instrumentation. On a alors recours à la modélisation.

Généralement, celle-ci concerne les phases de compression, combustion et détente dans la chambre de combustion. Ici, pour obtenir les données nécessaires à l'établissement du bilan exergetique nous élargissons cette étude aux dispositifs d'échappement ainsi qu'à la phase de refoulement.

Dans la suite nous donnerons d'abord un aperçu de cette modélisation à deux zones, puis nous présenterons les sous-modèles utilisés dans le programme, ainsi que leurs résultats comparés à ceux qui ont pu être obtenus expérimentalement. Le moteur étudié dans ce cadre est du type J6R. Il est présenté en annexe 1-1.

Le programme de modélisation est écrit en FORTRAN sur une Station SUN et utilisé sur un serveur SPARC 390.

3.2 Modélisation par deux zones

Différentes techniques de visualisation de la combustion telles que la photographie strioscopique ou la caméra rapide montrent que la chambre de combustion est divisée en deux zones distinctes dès que l'allumage est déclenché: la zone des gaz brûlés et la zone des gaz frais; la première recouvre progressivement la seconde au fur et à mesure de la propagation du front de flamme. La chaleur ainsi

dégagée augmente la pression et les températures dans la chambre. L'expérience a montré que, au moins pour des chambres de combustion sans "swirl" ni "squish" excessif la flamme se propage approximativement comme une sphère centrée sur la bougie⁸. Le principe de cette modélisation consiste donc à diviser la chambre de combustion en deux zones dont on suit l'évolution au cours du déroulement de la combustion. Nous ferons les suppositions suivantes :

1. La pression est uniforme dans la chambre à chaque instant.
2. La température est uniforme dans chaque zone.
3. Les gaz obéissent à la loi des gaz parfaits.
4. La pression totale est la somme des pressions partielles des gaz composant le mélange.
5. L'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie des mélanges sont respectivement égales aux sommes des énergies internes, enthalpies et entropies des différents composants.

3.2.1 Modèle géométrique

Ce modèle est utilisé pour déterminer les éléments géométriques nécessaires au calcul du transfert thermique, c'est-à-dire d'une part la surface du front de flamme et d'autre part les surfaces de contact entre chacune des deux zones et les parois de la chambre de combustion. Comme nous l'avons dit, les observations expérimentales ont montré que le front de flamme est approximativement sphérique. Les volumes et surfaces à calculer seront donc fonction du rayon de la flamme, de l'angle de vilebrequin et de la géométrie de la chambre.

La technique utilisée par différents auteurs (ANNAND¹, BLIZZARD et KECK²) est valable pour les chambres de combustion de section circulaire. Le programme de calcul de la géométrie utilisant cette technique a été vérifié pour le cas le plus simple (chambre de combustion cylindrique avec la bougie au centre de la culasse) pour lequel les expressions explicites des différentes valeurs considérées ci-dessus peuvent être facilement obtenues.

Afin de pouvoir utiliser notre modèle dans un cas plus général, nous avons développé une technique de calcul géométrique qui est valable pour n'importe quelle forme de chambre de combustion. Pour cela on distingue les trois parties de la paroi de cette chambre (culasse, chemise et piston) et chacune est subdivisée en petits éléments de surface.

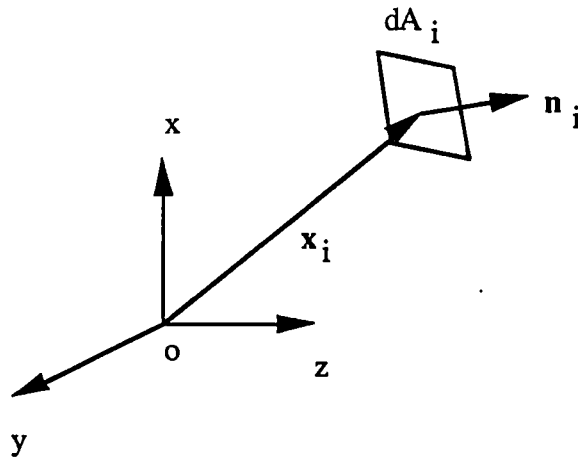


Figure 3-1. Position d'un élément de surface i par rapport à la position de la bougie o (origine du repère)

Pour chacun d'entre eux on précise les paramètres suivants (figure 3-1):

- son aire : dA_i
- les coordonnées (x,y,z) du vecteur x_i représentatif de sa position.
- la direction de sa normale n_i

Si on prend la bougie comme origine du repère, la distance entre la bougie et l'élément i peut alors s'exprimer par:

$$L_i = |x_i|$$

Bien entendu, la condition suivante doit être satisfaite :

$$\sqrt{dA_i} \ll L_i$$

Pour distinguer les différents cas de calculs auxquels nous devons procéder, la distance L_i est comparée au rayon R de la zone des gaz brûlés:

a) Si $R < L_i$, il n'y a pas de contact entre la zone des gaz brûlés et l'élément i , on peut alors déterminer dans l'angle solide délimitée par dA_i :

- un élément de surface du front de flamme dA_f :

$$dA_f = \frac{R^2}{L_i^2} \left(\frac{x_i \cdot n_i}{L_i} \right) dA_i$$

- un élément de volume de la zone des gaz brûlés dV_b :

$$dV_b = \frac{1}{3} R dA_f$$

- un élément de volume total dV_t :

$$dV_t = \frac{1}{3} \left(\frac{\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{n}_i}{L_i} \right) L_i dA_i$$

b) Si $R \geq L_i$, la zone des gaz brûlés est en contact avec l'élément i . En rappelant dA_{cb} l'élément de surface de contact entre la zone des gaz brûlés et les parois de la chambre de combustion, on peut maintenant déterminer dans le même angle solide

$$\begin{aligned} dA_f &= 0 \\ dA_{cb} &= dA_i \\ dV_b &= \frac{1}{3} \left(\frac{\mathbf{x}_i \cdot \mathbf{n}_i}{L_i} \right) L_i dA_i \\ dV_t &= dV_b \end{aligned}$$

Un calcul par sommation sur les éléments de surface et les élément de volume nous donne les surfaces et les volumes recherchés, soit:

- Le volume total	:	$V_t = \sum dV_t$
- Le volume des gaz brûlés	:	$V_b = \sum dV_b$
-	:	
Le volume des gaz non-brûlés	:	$V_n = V_t - V_b$
- La surface totale des parois	:	$A_s = \sum dA_i$
- La surface du front de flamme	:	$A_f = \sum dA_f$
- La surface de contact entre la zone des gaz brûlés et les parois de la chambre de combustion	:	$A_{cb} = \sum dA_{cb}$
- La surface de contact entre la zone des gaz non-brûlés et les parois de la chambre de combustion	:	$A_{cn} = A_s - A_{cb}$

3.2.2 Modèle de combustion

A partir du début de l'inflammation le déroulement de la combustion peut être représenté soit à l'aide d'une expression de la vitesse de propagation de la flamme telle que celle présentée au chapitre 1 soit directement à partir d'une loi d'évolution de la fraction brûlée.

La première méthode nécessite une parfaite connaissance des mécanismes physiques du début et de la fin de la période de combustion alors que pour la seconde une évaluation de la durée de combustion est nécessaire. C'est donc ce second procédé que nous retiendrons.

Des études récentes ont confirmé en effet que l'évolution de la fraction brûlée en fonction de l'angle du vilebrequin présente un profil déterminé et universel⁵, qui peut s'exprimer par la fonction de Wiebe:

$$X_b = 1 - \exp \left(- a \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right)$$

avec X_b : masse des gaz brûlés rapportée à la masse totale des gaz dans la chambre
 θ : angle de vilebrequin (°)
 θ_0 : angle de début de combustion (°)
 $\Delta \theta$: durée de combustion (°)
 $a=5$, $m=2$ sont des constantes déterminées en réf.[6].

Nous avons constaté lors de nos essais que la loi de Wiebe correspond bien à la réalité et nous montrerons dans la suite de cette étude que les résultats de calcul sont peu sensibles à la variation de la durée de combustion. L'erreur due au choix de $\Delta \theta$ devient donc très tolérable.

On peut considérer que la combustion se passe en deux étapes. La première consiste en la formation d'un noyau de gaz brûlés et concerne sensiblement 1% du mélange combustible. Les hautes températures, les fortes pressions et la richesse sont des facteurs qui favorisent la formation de ce noyau. Cette période dure 5 à 10 degrés d'angle de vilebrequin pendant lesquels on considère que la combustion n'induit pas de variation de pression.

La durée de combustion est un paramètre d'entrée du programme de modélisation. Sa valeur pour un point de fonctionnement donné est déterminée par approximations successives: c'est celle pour laquelle la pression instantanée calculée coïncide parfaitement avec celle mesurée. Nous avons pu déterminer de cette manière l'évolution de la durée de combustion avec la vitesse, la PME et la richesse.

La richesse du mélange, dont la variation, pour un point de fonctionnement déterminé, peut être réalisée en changeant les gicleurs principaux du carburateur, influe sur la vitesse laminaire de propagation de la flamme. Toutes conditions égales par ailleurs, on constate une réduction de la durée de combustion avec la richesse mais cette variation reste modérée (figure 3-2).

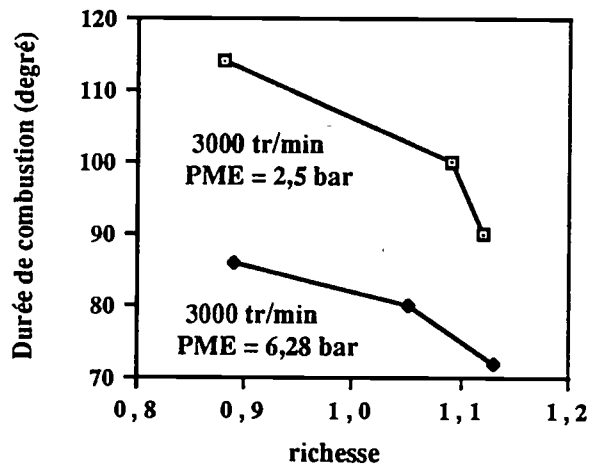


Figure 3-2 Evolution de la durée de la combustion en fonction de la richesse (moteur J6R).

On constate également que pour une PME supérieure à 5 bars, la durée de combustion est assez stable et se situe aux alentours de 60 à 90 degrés vilebrequin sur une large plage de régime (figure 3-3)

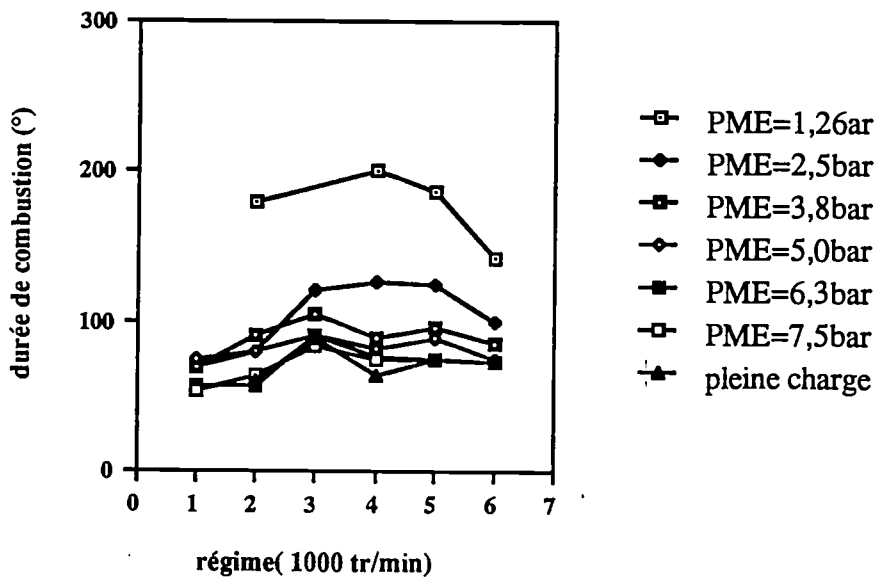


Figure 3-3 Durée de combustion pour différents points de fonctionnement (moteur J6R).

3.2.3 Rendement de combustion

Le rendement de combustion est défini comme le rapport de l'énergie réellement dégagée par la combustion du carburant à l'énergie maximale qu'il était susceptible de libérer.

Matthews et Miao²³ ont étudié le rendement de combustion pour les moteurs à allumage commandé. Ils ont trouvé une relation simple entre le rendement de combustion et la richesse qu'ils considèrent comme le seul facteur important dans un moteur bien conçu:

$$\begin{aligned} \eta &= 0.959 + 0.129\phi - 0.121\phi^2 && \text{pour } 0.5 < \phi < 1.0 \\ \eta &= 2.594 - 2.173\phi + 0.546\phi^2 && \text{pour } 1.0 < \phi < 1.5 \end{aligned}$$

Ces expressions nous permettent par ailleurs d'évaluer la perte par imbrûlés à l'échappement.

3.2.4 Modèle de transfert thermique gaz/parois

Dans l'étude des transferts thermiques entre les gaz et les parois de la chambre de combustion, nous ne ferons pas de différence entre culasse, chemise et piston. Cependant pour calculer les coefficients de transfert, la surface de contact entre les parois et les gaz brûlés ainsi que celle entre les parois et les gaz non-brûlés devront être considérées séparément, leur températures étant différentes.

La formule de WOSCHNI^{14, 11}, résultat de nombreuses études sur les transferts thermiques dans des moteurs Diesel, est aussi utilisable pour les moteurs à allumage commandé¹⁵. Elle s'exprime par :

$$\alpha = 3,26 L_a^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,55} w^{0,8}$$

où $w(\text{m/s}) = c_1 S_{\text{pis}} + c_2 \frac{V_d T_r}{P_r V_r} (p - p_m)$.

Les valeurs des coefficients C_1 et C_2 dépendent de la phase du cycle, soit:

- Période d'admission ou d'échappement : $C_1 = 6,18 + 0,417 \frac{V_s}{S_{\text{pis}}}$, $C_2 = 0$
- Période de compression : $C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{V_s}{S_{\text{pis}}}$, $C_2 = 0$
- Période de combustion ou de détente : $C_1 = 2,28 + 0,308 \frac{V_s}{S_{\text{pis}}}$, $C_2 = 3,24 \times 10^{-3}$

avec α : coefficient du transfert thermique(W/m².K)
 L_a : alésage du cylindre(m)
 ω_p : vitesse de rotation qui mesure l'intensité de "swirl" ¹¹(1/s)

- v_s : vitesse caractéristique: $v_s = \frac{L_a \omega_p}{2}$
 S_{pis} : vitesse moyenne du piston(m/s)
 V_d : volume balayé de la chambre(m³)
 P_m : pression instantanée dans la chambre, moteur entraîné(kPa).
 P_r, V_r, T_r : respectivement la pression(kPa), le volume(m³) et la température(K) des gaz au commencement de la combustion

3.2.5 Modèle de transfert thermique dans le conduit d'échappement

Caton et Heywood^{19,20} ont réalisé une étude détaillée du transfert thermique gaz/parois dans le conduit d'échappement. Ils distinguent dans leurs travaux la période où la soupape est ouverte et celle où la soupape est fermée et ils ont pu établir que l'écoulement au niveau de la soupape est essentiellement dominé par les mouvements à grandes échelles. Les corrélations proposées par ces auteurs sont alors les suivantes:

$$Nu = 0.35 Re^{0,6} \quad \text{soupape ouverte}$$

$$Nu = 0.022 Re_m^{0,8} \quad \text{soupape fermée}$$

avec $Nu = D\alpha/\kappa$

$$Re = UD/\nu$$

$$Re_m = U_m D/\nu$$

U : vitesse des gaz

U_m : moyenne temporelle de la vitesse des gaz

D : diamètre de la conduite

α : coefficient du transfert thermique

ν : viscosité cinématique

κ : conductivité des gaz

3.2.6 Modèle de transfert thermique dans le collecteur

L'écoulement des gaz dans le collecteur d'échappement étant turbulent, la formule de Colburn peut être utilisée pour le calcul du coefficient du transfert thermique gaz/collecteur:

$$Nu = 0.023 Pr^{1/3} Re^{0.8}$$

Nous remarquons néanmoins que cette corrélation est valable en régime établi; condition qui n'est pas strictement respectée dans le collecteur.

3.2.7 Températures des surfaces du collecteur et du conduit d'échappement

La connaissance des températures de surface de la culasse dans le conduit d'échappement et du collecteur est utile pour l'évaluation des pertes thermiques des gaz lors de la traversée de ces organes.

Pour le collecteur nous avons pu montrer que la différence de température entre ses parois interne et externe est négligeable devant celle existant entre les gaz et sa paroi interne(annexe 3-9). Cette simplification étant admise c'est la température externe du collecteur, relativement facile à mesurer au banc d'essai, qui peut être utilisée dans le calcul du transfert thermique entre les gaz et la paroi interne.

En ce qui concerne le conduit d'échappement la température de sa paroi interne est liée à celle des gaz qui le traversent: elle augmentera donc avec le régime et la charge. Elle dépend également de la température du liquide de refroidissement puisqu'il contrôle la température de la culasse. Les résultats expérimentaux présentés sur les figures 3.4 et 3.5 ont été obtenus, comme nous l'avons vu, avec un thermocouple de faible diamètre implanté dans la culasse à mi-chemin entre la soupape d'échappement et la sortie du moteur(annexe 2-4). Ils font bien ressortir les effets escomptés des trois paramètres étudiés avec une amplitude de variation atteignant 200°C lorsque la charge et le régime varient entre leurs valeurs extrêmes et de 7°C lorsque la température du liquide de refroidissement varie de 10°C.

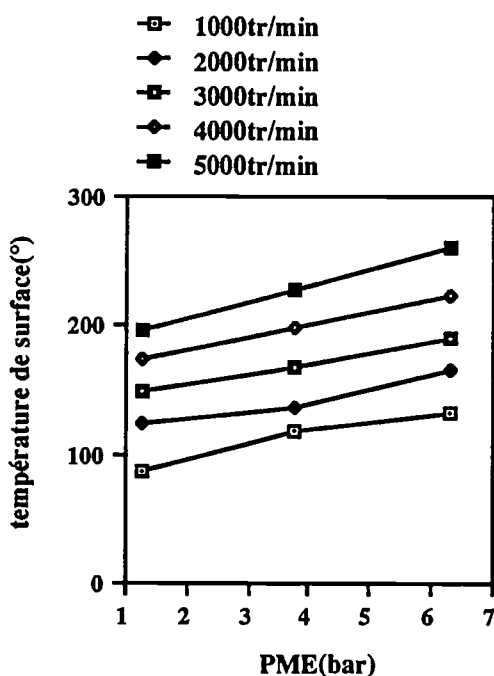


Figure 3-4 Variation de la température de surface dans le conduit d'échappement avec le régime et la charge (Mot. J6R consigne de température eau: 85°C).

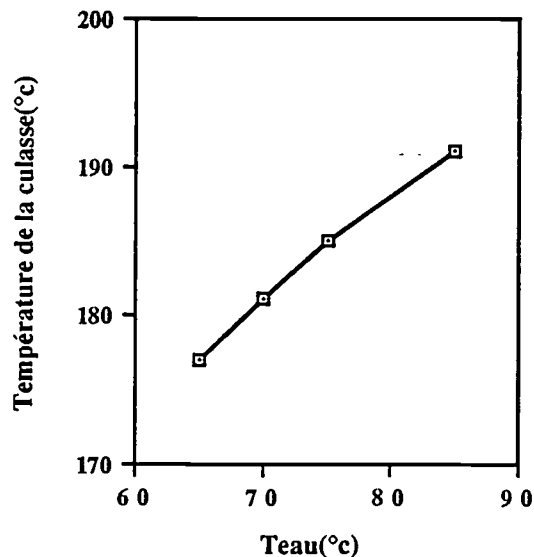


Figure 3-5 Corrélation entre la température d'entrée du liquide de refroidissement et la température de surface dans le conduit d'échappement. Point de consigne: 3000tr/min, PME=6, 28bar

Les résultats précédents nous permettent d'établir une relation simple entre le point de consigne (régime et charge) et la température de surface dans le conduit d'échappement:

$$T_{\text{culasse}}(^{\circ}\text{C}) = 42,6 + 82,2 \left(\frac{\text{PME}}{\text{PME}_{\text{max}}} \right) + 31,7 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,7(T_{\text{eau}} - 85)$$

C'est cette température qui pourra être utilisée pour la modélisation des pertes dans le conduit d'échappement.

3.2.8 Température moyenne des parois de la chambre de combustion

La modélisation du moteur nécessite la connaissance des températures de surface du piston, de la culasse et de la chemise pour calculer les transferts thermiques dans la chambre de combustion.

Cependant la mesure des températures des surfaces internes est relativement complexe et nous sommes amenés à adopter certaines hypothèses simplificatrices qui permettent une détermination indirecte de ces températures à partir du bilan énergétique.

Nous supposons pour cela que la chambre de combustion a une température de surface interne uniforme et qu'elle est refroidie par le liquide de refroidissement à travers des parois homogènes d'épaisseur d , selon le schéma représenté sur la figure 3-6.

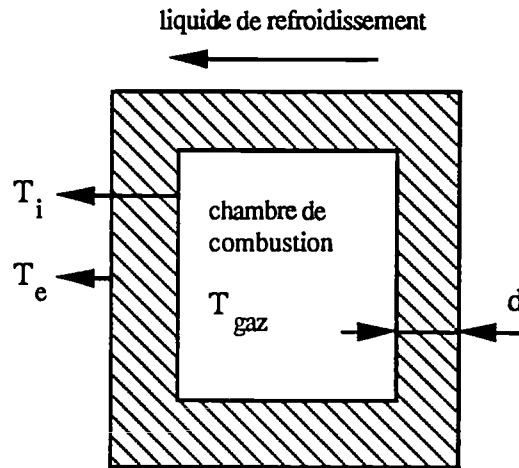


Figure 3-6 Chambre de combustion schématisée pour la modélisation du cycle thermique.

Compte tenu de ces hypothèses, le transfert thermique à travers les parois de la chambre s'écrira:

$$Q = \kappa A (T_i - T_e)$$

avec Q : flux de chaleur à travers les parois.
 κ : conductivité des parois.
 A : surface totale effective.

L'évaluation de ce transfert thermique Q est réalisée dans le cadre du bilan thermique expérimental que nous avons effectué sur le même moteur. La température externe des parois T_e est mesurée avec des thermocouples soudés à la surface extérieure d'une chemise. Les résultats montrent que cette température oscille autour de sa valeur moyenne (100°C pour une consigne d'eau à 85°C) avec un amplitude de 5 (°C). Cette faible variation nous permet de considérer T_e comme constante dans nos essais.

L'évaluation de T_i s'effectue alors à partir de l'expression de la perte à travers les parois, en assimilant celle-ci à la perte dans le liquide de refroidissement rapportée à l'énergie totale cette perte s'exprime par

$$\text{Perte}_{\text{eau}} = \frac{Q t_{\text{cycle}}}{E_t}$$

avec t_{cycle} : durée d'un cycle.
 N : régime.
 E_t : énergie introduite par cycle: $E_t = C_2 \times \text{CONSO}/N$
 CONSO : consommation en kg/h

On aura alors:

$$\text{Perte}_{\text{eau}} = \frac{\kappa A (T_i - T_e)}{C_2 \times \text{CONSO}}$$

d'où:

$$T_i = T_e + C_3 \text{Perte}_{\text{eau}} \text{ CONSO}$$

La connaissance de la température intérieure dans un cas particulier permet la détermination de la constante C_3 . Après une étude bibliographique²⁴ concernant des moteurs semblables au nôtre, nous avons choisi comme point de référence le point de fonctionnement à 3000tr/min et à pleine charge pour lequel la température de la surface interne trouvée dans la littérature²⁴ est de 200°C. La consommation et la perte dans le liquide de refroidissement de notre moteur J6R, pour la même consigne, sont respectivement:

$$\text{CONSO} = 14 \text{ kg/h}$$

$$\text{Perte}_{\text{eau}} = 0,15$$

La température externe T_e étant de 100°C comme nous l'avons vu, nous en déduisons $C_3 = 47,6$

3.2.9 Relation entre le point de fonctionnement et la perte dans le liquide de refroidissement

L'exploitation des résultats donnés par le bilan énergétique montre que la part de perte dans le liquide de refroidissement est essentiellement une fonction sensiblement linéaire de la charge. Nos mesures nous permettent alors d'établir la relation suivante entre la charge relative (charge_r) et la perte dans l'eau:

$$\text{Perte}_{\text{eau}} = -0,14 \times \text{charge}_r + 0,27$$

Cette expression, certes approximative, permet l'évaluation de T_i pour le calcul des pertes thermiques par la relation de Woschni.

3.2.10 Calcul du transfert thermique dans le conduit d'échappement

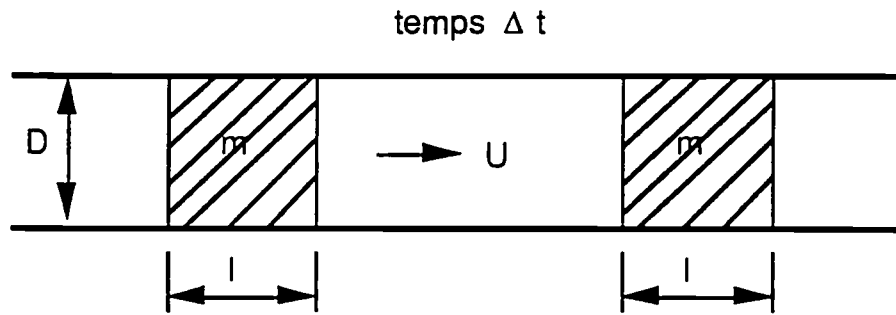


Figure 3-7 Ecoulement dans le conduit d'échappement d'une masse m de gaz.

En négligeant le transfert conductif le long du conduit, le transfert thermique pendant un temps dt entre une masse de gaz à la température T et la paroi du conduit peut s'exprimer à l'aide du premier principe:

$$- mc_p dT = \alpha S (T - T_{\text{paroi}}) dt$$

avec m : masse du volume de gaz considérée, soit $m = \frac{1}{4} \pi D^2 l \rho$.

Le coefficient de transfert thermique se déduit de la corrélation de Caton et Heywood par:

$$\alpha = \frac{0,35\kappa}{D} Re^{0,6} \quad \text{avec } Re = \frac{UD}{\nu}$$

où U et ν représentent respectivement la vitesse et la viscosité cinématique des gaz.

La température prise par la masse m en chaque point du conduit se détermine alors par:

$$\frac{1}{(T - T_{\text{paroi}})} \frac{dT}{dt} = - \frac{4 \times 0,35\kappa Re^{0,6}}{D^2 C_p \rho}$$

A partir de la géométrie du conduit représentée schématiquement sur la figure 3.8 qui permet de connaître la diamètre D en chaque point il est possible de déterminer la vitesse U correspondante et ainsi la température T des gaz puis le transfert thermique gaz-parois du conduit.

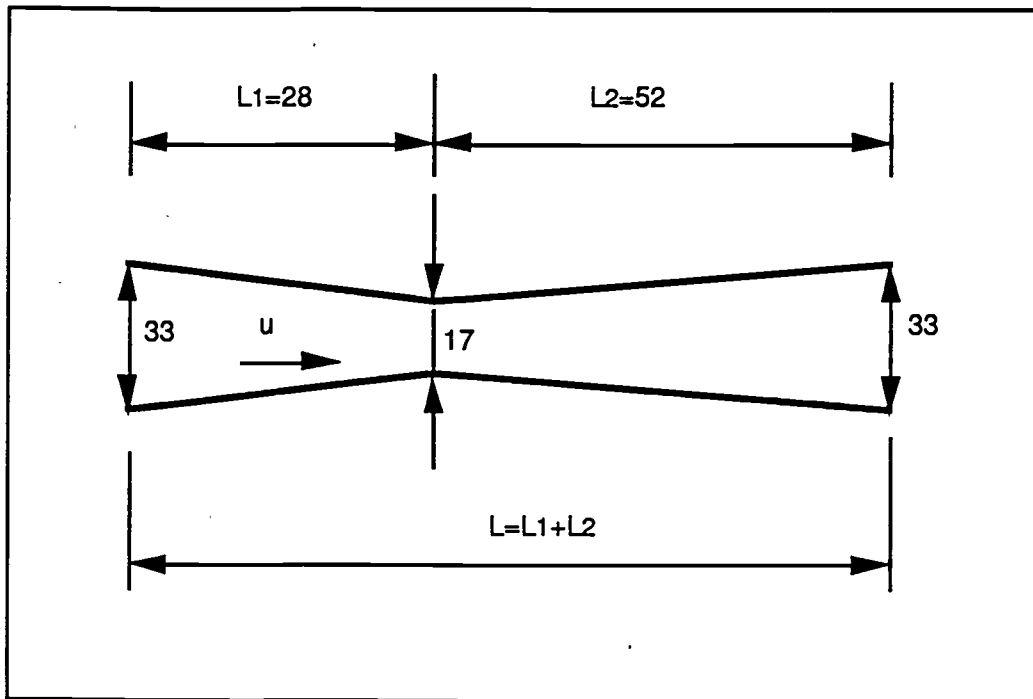


Figure 3-8 Géométrie du conduit d'échappement (Unité en mm)

Pour ce calcul nous supposons que le débit s'étend sur un angle de 220 DAV qui correspond à la durée d'ouverture de la soupape d'échappement. Une étude paramétrique dont les résultats sont présentés sur le tableau 3-1 montre que l'erreur sur le transfert thermique liée au choix de cette durée est limitée.

Tableau 3-1 Effet de la durée de l'échappement sur la température des gaz à l'échappement (entrée du collecteur) et le transfert thermique entre les gaz et la paroi dans le conduit d'échappement ($T_{\text{parois}}=500\text{K}$)

durée(AV)	160	180	200	220	240
$T_{\text{éch}}(\text{K})$	1132	1125	1120	1114	1108
$Q/E_t(\%)$	6,4	6,7	6,9	7,2	7,3

Tableau 3-2 Effet de la température des parois sur la température des gaz à l'échappement (entrée du collecteur) et le transfert thermique entre les gaz et la paroi dans le conduit d'échappement (durée d'échappement = 220AV)

$T_{\text{parois}}(\text{K})$	350	400	500	600	700	800	900
$T_{\text{éch}}(\text{K})$	1082	1093	1114	1135	1156	1178	1199
$Q/E_t(\%)$	8,4	8,0	7,2	6,3	5,4	4,5	3,6

Le tableau 3-2 montre par ailleurs l'effet de la température des parois sur la température des gaz à l'échappement d'une part et sur le transfert thermique entre les gaz et la paroi dans le conduit d'échappement d'autre part. Ces résultats utiles pour le bilan thermique sont également intéressants à la mise en évidence l'importance de l'isolation du conduit d'échappement.

3.2.11 Fraction de gaz résiduels

La fraction de gaz résiduels dans le cylindre est déterminée par les processus d'admission et d'échappement. Sa valeur influence le remplissage, les performances, le rendement et l'émission de polluants. Cette fraction est fonction des pressions d'admission et d'échappement, du régime, du rapport volumétrique, de la loi d'arbre à came et de l'écoulement dans la conduite d'échappement.

La fraction de gaz résiduels est généralement déterminée par la mesure de la concentration de CO_2 dans le cylindre pendant la compression. Dans notre modélisation elle sera fixée à 10,5% de la quantité totale des gaz dans le cylindre en raison d'un rapport volumétrique de 9,5 de ce moteur.

3.3 Description du programme de modélisation

3.3.1 Généralités

Le programme permet de déterminer les valeurs instantanées des transferts thermiques, de la pression dans la chambre, des températures des gaz et des concentrations de polluants: NO_x , CO etc.

Le calcul commence au début de l'admission (0° de l'angle de vilebrequin) et se termine en fin de refoulement (720° de l'angle de vilebrequin).

Le cycle est divisé en cinq parties de caractéristiques différentes.

- (1) La période d'admission qui est supposée durer de 0° à 180° d'angle de vilebrequin.
- (2) La période de compression, qui part de 180° d'angle de vilebrequin jusqu'à la formation de deux zones séparées dans la chambre de combustion.

- (3) La période de combustion qui débute à l'apparition des deux zones et se termine à la fin de la combustion.
- (4) La période de détente, qui va de la fin de la combustion jusqu'à la fin de la détente (540° d'angle de vilebrequin).
- (5) La période de refoulement qui commence à la fin de la détente et dure jusqu'à la fin du cycle.

Comme le montre son organigramme donné en annexe 3-4, le programme lit d'abord le fichier "otto9.dat" qui contient tous les paramètres de fonctionnement du moteur relevés au cours des essais au banc moteur puis le fichier "engine_charac" qui contient les caractéristiques du moteur. Le contenu de ces différents fichiers est donné dans les annexes 3-1 à 3-3.

Pour chaque calcul, on trouve les fichiers de résultats suivants:

info	: fichier d'information, détaillé dans l'annexe 3-1
avad	: perte d'exergie due à la combustion et à la dissipation interne
avaq	: perte d'exergie due aux transferts thermiques (KJ)
avai	: exergie totale (KJ)
avaw	: travail indiqué
cco2	: concentration de CO ₂ à l'équilibre
ceco	: concentration de CO à l'équilibre
ceno	: concentration de NO à l'équilibre
ch2o	: concentration de H ₂ O à l'équilibre
cohb	: coefficient de transferts thermiques de la zone brûlée
coh2	: concentration de H ₂ à l'équilibre
cohn	: coefficient de transferts thermiques de la zone brûlée
conh	: concentration de H à l'équilibre
conn	: concentration de N à l'équilibre
cono	: concentration de NO non-équilibré
coo2	: concentration de O ₂ à l'équilibre
cooo	: concentration de O à l'équilibre
frac	: fraction brûlée du mélange
pres	: pression instantanée
spec	: vitesse calculée de la flamme
sper	: vitesse de la flamme selon la fraction brûlée
temh	: température de la zone brûlée
templ	: température de la zone non-brûlée
temm	: température moyenne massique dans la chambre de combustion
tene	: énergie interne totale
voln	: volume de la zone non-brûlée
volb	: volume de la zone brûlée
volt	: volume total
psco	: pression sans combustion

3.3.2 Modélisation pendant la période d'admission

Nous supposons que la pression des gaz reste constante et égale à celle d'admission pendant toute cette période. Par ailleurs l'avance à l'ouverture et le retard à la fermeture de la soupape d'admission n'étant pas pris en compte, l'introduction des gaz frais, qui se mélangent avec les gaz résiduels dans le cylindre, s'étend sur 180 DAV. La quantité totale de ces gaz frais est un paramètre d'entrée relevé au banc d'essai, ce qui nous permet de calculer la masse et la composition instantanées des gaz. Puisque le pas de calcul est très fin (1 DAV), les paramètres physiques des gaz (température et pression) déterminés au pas de calcul n peuvent être utilisés dans le calcul des transferts thermiques gaz/parois au pas $(n+1)$ afin d'évaluer la température des gaz dans le cylindre à cet instant à l'aide du premier principe thermodynamique.

3.3.3 Modélisation pendant la période de compression

L'organigramme correspondant se trouve dans l'annexe 3-5.

Pour déterminer l'état des gaz (température et pression) au pas $n+1$ on suppose en un premier temps que la température T_{n+1} est égale à T_n et pour le nouveau volume des gaz V_{n+1} la pression P_{n+1} se déduit de l'équation de l'état des gaz parfaits.

En considérant que les transferts thermiques aux parois peuvent également se calculer à l'aide des paramètres de l'état n , on peut vérifier si le premier principe de conservation est satisfait. Dans l'affirmative, le calcul au pas $n+1$ est terminé; sinon une nouvelle température des gaz sera déterminée à partir de l'erreur obtenue dans le calcul précédent.

3.3.4 Modélisation pendant la période de combustion

Le calcul dans le cas de deux zones est complexe du fait que de nombreux facteurs jouent dans l'équilibre des pressions de ces deux zones:

- dégagement de chaleur.
- transferts thermiques.
- mouvement du piston qui modifie le volume total.

Le calcul est réalisé de la manière suivante: nous supposons d'abord que le piston est immobile et que les volumes des deux zones ne changent pas. L'état de chaque zone est calculé de la même façon que pour la période de compression à l'aide du premier principe thermodynamique. La pression trouvée pour la zone des gaz brûlés diffère alors de celle des gaz non brûlés. Ensuite le front de flamme est déplacé jusqu'à l'obtention d'une pression d'équilibre temporaire et la vitesse fondamentale de la flamme peut s'en déduire. La deuxième étape prend en compte la variation de volume total due au mouvement du piston et consiste alors à trouver la pression d'équilibre finale au pas considéré en déplaçant à nouveau le front de flamme.

L'organigramme du calcul se trouve dans l'annexe 3-6.

3.3.5 Modélisation pendant la détente et le refoulement

Durant le temps de détente (de la fin de combustion jusqu'à la fin de détente), nous supposons que la pression décroît linéairement jusqu'à la valeur de la pression à l'échappement qui est un paramètre d'entrée. Pendant la période de refoulement, nous supposons que la pression des gaz conserve cette valeur. Les paramètres thermodynamiques calculés au pas n sont utilisés dans la détermination des transferts thermiques gaz/parois du pas $(n+1)$ et la masse de gaz sortant du cylindre à la température T_n se déduit du déplacement du piston. La température des gaz dans le cylindre au pas $(n+1)$ est alors donnée par le premier principe thermodynamique.

3.3.6 Modélisation dans le conduit d'échappement et dans le collecteur

Les mesures expérimentales ne pouvant être validées qu'à la sortie du collecteur d'échappement il était nécessaire d'étendre la modélisation de l'évolution des gaz jusqu'à ce point afin de pouvoir en comparer les résultats aux données relevées expérimentalement.

Dans ce but il y a lieu de connaître la perte d'énergie au cours de la traversée du conduit d'échappement et du collecteur. Nous utilisons pour cela les relations présentées en 3.2.5 et 3.2.6. Leur application nécessite la connaissance de la vitesse des gaz pendant la phase d'ouverture de la soupape d'échappement.

Pour des raisons de simplicité, nous supposons que le débit des gaz est constant sur toute cette phase. Pour le moteur J6R, l'avance à l'ouverture des soupapes d'échappement est de 12DAV et le retard à la fermeture est de 52DAV ; soit un angle d'ouverture total de 244DAV. En prenant en compte le coincement du débit pour les petites ouvertures des soupapes, nous retiendrons la valeur de 220DAV pour le calcul de la vitesse. Une étude paramétrique de cette durée que nous avons réalisée par ailleurs a révélé qu'un écart de 20DAV n'a que peu d'importance sur le résultat final (voir la figure 3-2).

3.4 Validation du modèle

La pression des gaz calculée dans la chambre de combustion par ce modèle a été comparée avec celle mesurée directement. Un exemple est donné dans la figure 3-9. Comme on peut le voir, après ajustement de la durée de combustion les deux courbes sont en bonne correspondance et ceci a été vérifié quels que soient les points de fonctionnement du moteur.

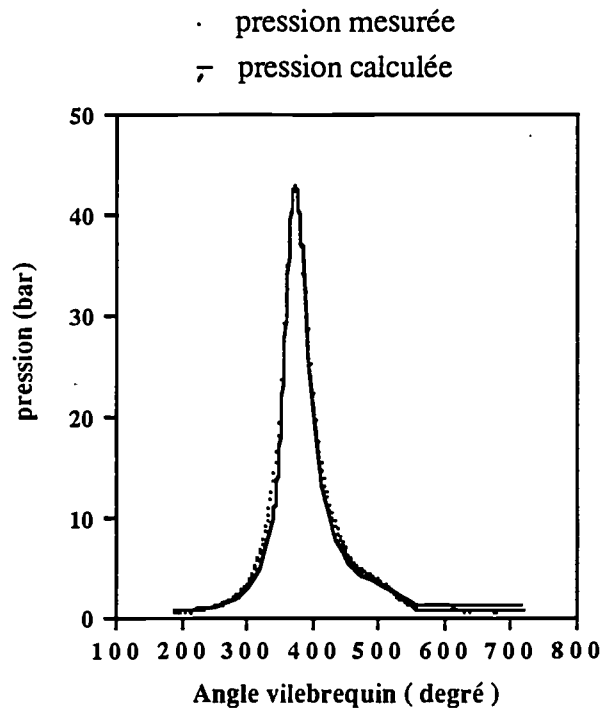


Figure 3-9 Comparaison de la pression mesurée avec celle calculée (2000 tr/min, PME = 6,3 bar)

Une étude du bilan énergétique effectuée sur ce moteur peut contribuer à confirmer la validation du modèle.

Dans ce but et pour le même point de fonctionnement que précédemment (figure 3.9) on a comparé:

- les pertes aux parois de la chambre de combustion et du conduit d'échappement déterminées par le modèle d'une part
- et la somme des pertes mesurées dans l'eau et dans l'huile et celle échangée par le bloc moteur, diminuée des pertes par frottement déduites des PMI et PME d'autre part.

Ces sommes représentent dans les deux cas sensiblement 21% de l'énergie introduite. Bien qu'une telle comparaison ne puisse être considérée comme une validation rigoureuse compte tenu de

l'accumulation des incertitudes des mesures, associées à la comparaison des pressions elle laisse présumer une bonne représentativité du modèle.

3.5 Exploitation des résultats de la modélisation

Une fois le modèle validé par comparaison avec les résultats expérimentaux, il est utilisé pour évaluer l'influence de certains paramètres sur le rendement du moteur et la répartition de l'énergie; ceux étudiés ici sont la durée de la combustion, l'avance à l'allumage, la position de la bougie dans la chambre, l'isolation du moteur et le rapport volumétrique. Pour tous ces calculs le moteur est supposé tourner à une vitesse de 2000 tr/mn en produisant un couple de 100 Nm qui correspond à une PME de 6.3 bar et une PMI de 7,47bar. La température du liquide de refroidissement à l'entrée du moteur est consignée à 85°C. La cellule d'essai se trouve à une température de 20°C environ et à la pression atmosphérique. Ce point de fonctionnement constitue pour la suite l'état de référence.

Il faut préciser par ailleurs que le modèle de combustion proposé nécessite pour chaque type de fonctionnement la détermination de plusieurs données expérimentales (pression instantanée dans la chambre de combustion, consommation, avance à l'allumage etc.) qui seront entaché d'erreur. Les résultats du calcul répercuteront alors inévitablement ces incertitudes.

3.5.1 Durée de combustion

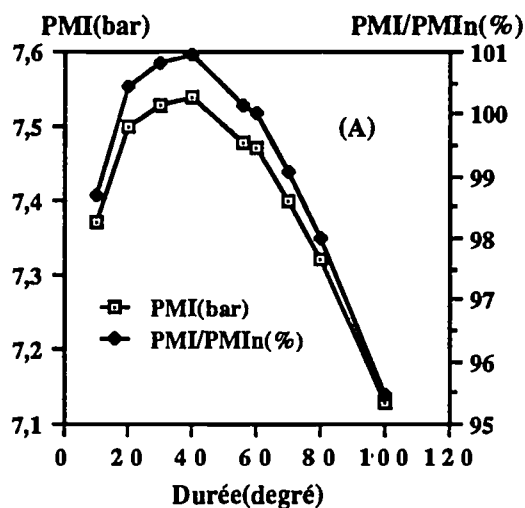
De nombreux procédés ont été mis en oeuvre en vue d'augmenter la vitesse de combustion. La génération pendant la phase d'admission d'un effet tourbillonnaire qui se dégrade en turbulence pendant la combustion et accélère ainsi la propagation de la flamme est l'un des plus efficaces. Certains dispositifs permettent également en modifiant le mouvement du piston, de réaliser une combustion proche des conditions isochores (ceci ayant le même effet que l'accélération de la combustion sur le rendement du cycle). Il est donc intéressant d'évaluer ce que la réduction du temps de combustion pourra apporter à l'amélioration du rendement.

Comme nous l'avons vu, dans un moteur à allumage commandé l'évolution de la fraction brûlée du mélange est bien décrite par la loi de Wiebe. Pour le point de fonctionnement considéré nous avons introduit dans cette loi différentes durées de combustion qui ont conduit aux résultats présentés sur la figure 3-10 (pour chaque durée de combustion, l'avance a été optimisée pour donner la puissance maximale).

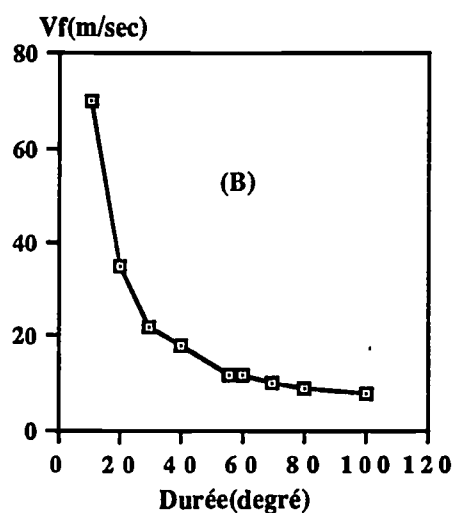
La première remarque que l'on peut faire est que l'accélération de la combustion n'augmente pas toujours la puissance délivrée par le moteur: Pour des durées de combustion passant de 100° et 60° on constate bien une augmentation de PMI de 4% qui confirme les résultats donnés en Réf [6]. En effet lorsque la combustion est accélérée, le dégagement de chaleur se fait beaucoup plus vite, ce qui augmente considérablement la pression et les températures instantanées. Mais en même temps le transfert thermique à travers les parois est également accru. Ainsi dans les cas extrêmes lorsque la combustion se déroule trop vite, le rendement est détérioré. C'est ce que l'on observe pour des durées inférieures à 40 degrés. Il existe donc une durée optimale de combustion pour chaque

consigne de fonctionnement du moteur. Ceci n'est cependant vrai que si on admet que la formule de Woschni est toujours utilisable lorsque les gaz sont à des températures élevées.

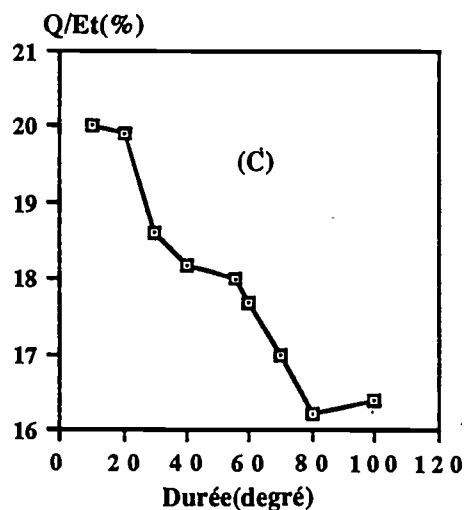
Figure 3-10 Effet de la durée de combustion



(3-10-A) Effet de la durée de combustion sur la pression moyenne indiquée (PMI) et sur cette pression rapportée à la PMI de référence (l'avance à l'allumage est optimisée pour donner la puissance maximale pour chaque durée de combustion)



(3-10-B) Relation entre la durée de combustion et la vitesse fondamentale maximale de la flamme V_f .



(3-10-C) Effet de la durée de combustion sur le transfert thermique à travers les parois rapporté à la chaleur totale dégagée par le combustible.

Nous constatons également que la durée de combustion n'a qu'un effet mineur sur le fonctionnement du moteur. En effet pour des durées variant de 10 à 80°, on ne constate qu'un écart maximal de PMI de 3% par rapport à la PMI optimale. Cette conclusion confirme celle de Thring¹². Dans la modélisation utilisant la loi de Wiebe, une imprécision sur la durée de combustion est donc d'une importance limitée. C'est pour cette raison que nous préférons utiliser la loi de Wiebe, plutôt qu'un modèle de vitesse de propagation de flamme qui implique une connaissance précise du début et de la fin de combustion et qui est en outre plus complexe à mettre en oeuvre.

3.5.2 Avance à l'allumage

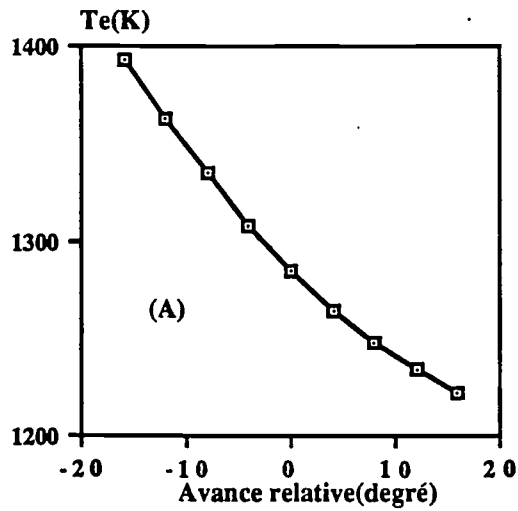
L'avance à l'allumage a un effet direct sur la préparation et le bon déroulement de la combustion. Une avance trop élevée aura plus de risque de provoquer un phénomène de cliquetis et par conséquent une diminution du rendement ; par contre une trop faible avance ne laisserait pas un temps suffisant pour la préparation de la combustion et risquerait d'entraîner des défauts d'allumage.

Nous avons étudié l'effet de l'avance à l'allumage en simulant un déplacement du point d'allumage par rapport à celui déterminé par le dispositif d'allumage électronique: ce déplacement constitue l'avance relative.

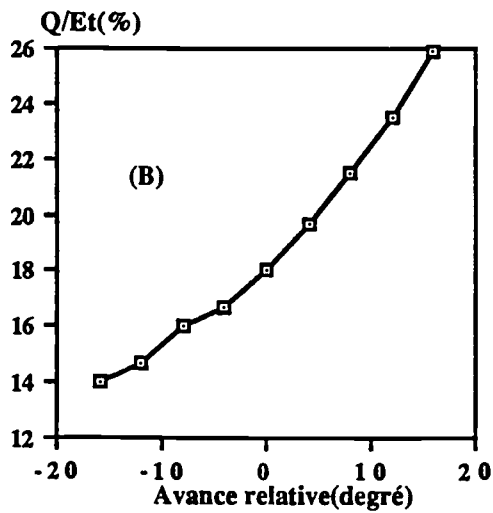
Comme on peut le voir sur la figure 3-11, une diminution de l'avance augmente la température des gaz à l'échappement et les pertes correspondantes mais réduit le transfert thermique à travers les parois et ceci confirme les résultats donnés dans les références [3,5,13].

En conséquence pour le point de fonctionnement considéré la PMI passe par un maximum pour une avance relative de 3DAV environ et décroît de part et d'autre de 2% pour un écart de 8DAV.

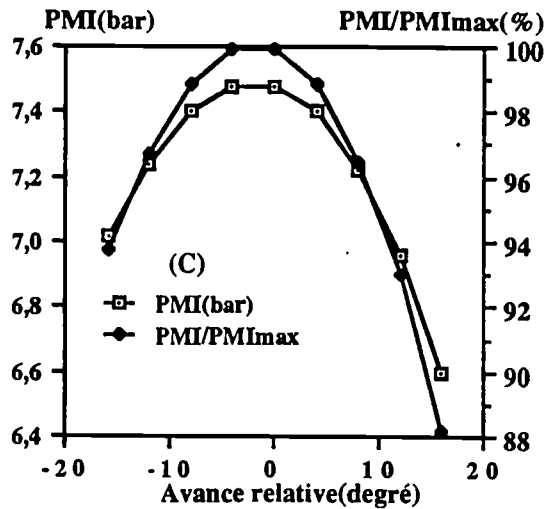
Figure 3-11 Effet de l'avance à l'allumage



(3-11-A) Effet de l'avance à l'allumage sur la température des gaz à la sortie des soupapes.



(3-11-B) Effet de l'avance à l'allumage sur les transferts thermiques à travers les parois rapportés à la chaleur totale dégagée par la combustion



(3-11-C) Effet de l'avance à l'allumage sur la PMI. PMI_{max} correspondant l'avance de référence.

3.5.3 Position de la bougie

Le choix de l'emplacement de la bougie influe sur la durée de la combustion et sur le transfert thermique aux parois. En effet, à un instant donné, le rayon de la zone brûlée présente une valeur déterminée par la vitesse de la flamme mais suivant la position de la bougie pour ce même rayon la nature des surface en contact sera différente. Le transfert thermique à l'interface paroi-zone non-brûlée étant plus faible qu'à l'interface paroi-zone brûlée il y aura lieu de chercher à minimiser cette dernière interface pour réduire les pertes thermiques et d'augmenter le travail utile.

En effectuant le calcul pour trois positions type représentées sur la figure 3-12 nous remarquons que la position donnant le meilleur rendement est celle du centre (Tableau 3-3).

En pratique, la position de la bougie est également déterminée par d'autres facteurs il faut par exemple éviter l'apparition de cliquetis par création d'un point chaud au niveau de la bougie.

On peut cependant remarquer que l'influence de la position de la bougie sur le rendement reste faible.

Tableau 3-3 Effet de la position de la bougie sur la PMI et le transfert thermique.

Position	PMI (bar)	Q/Er (%)
1	7.38	17.4
2	7.45	17.0
3	7.48	16.9

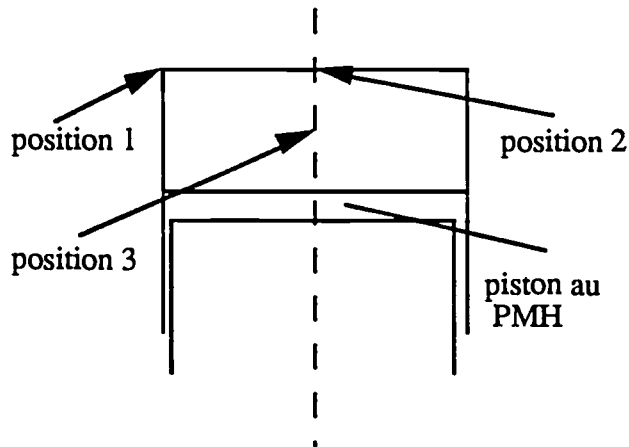


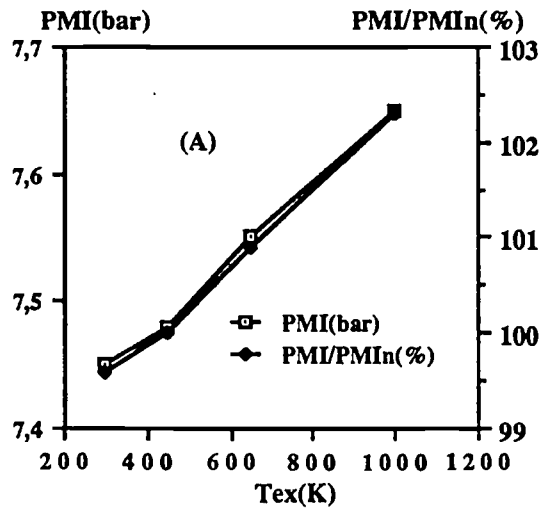
Figure 3-12 Différentes positions de bougies testées.

3.5.4 Isolation du moteur

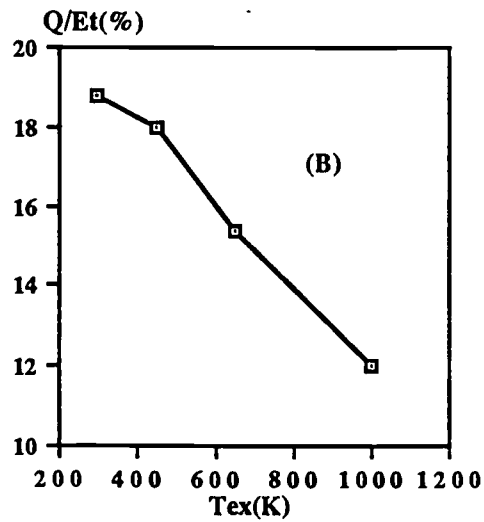
La connaissance de la température interne des parois est nécessaire au calcul des transferts thermiques entre les gaz et ces parois. Sa valeur est déterminée expérimentalement à l'équilibre thermique et dans les conditions de fonctionnement du moteur. Elle est en général l'ordre de 450 (K). On peut espérer réduire la perte thermique aux parois en élevant cette température. Pour cela on peut isoler par exemple la chambre de combustion par une couche de céramique. Les résultats donnés par des études effectuées dans ce domaine ne sont pas encourageants et même contradictoires¹⁷. En effet l'isolation influence peu le rendement et déplace seulement la majeure partie de l'énergie économisée au niveau des transferts thermiques gaz-parois vers l'échappement. L'isolation du moteur n'est donc vraiment intéressante que lorsqu'elle est associée à un système de récupération d'énergie à l'échappement. Ce point de vue est confirmé par les résultats de notre calcul représentés sur la figure 3-13.

Nous constatons qu'une élévation de la température des parois de 450 à 1000K ne conduit qu'à une amélioration de 3 % du rendement et ceci s'interprète par le fait que si les pertes aux parois ont bien ainsi été diminuées de 19 à 12% les gaz d'échappement voyaient simultanément leur température s'élever de 1300 à 1500K.

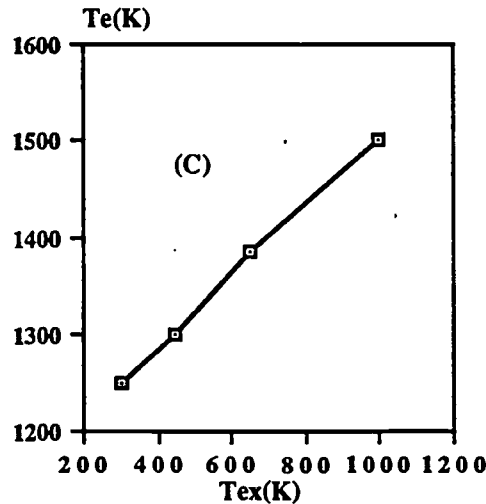
Figure 3-13 Effet de l'isolation du moteur (Tex: température interne des parois)



(3-13-A) Effet de l'isolation du moteur sur la PMI.



(3-13-B) Effet de l'isolation du moteur sur le transfert thermique à travers les parois rapporté à l'énergie totale du combustible



(3-13-C) Effet de l'isolation du moteur sur la température à la sortie des soupapes.

Il faut signaler en outre que notre calcul ne prend pas en compte toutes les conséquences de l'isolation. Ainsi le remplissage qui pourra être réduit par suite de l'échauffement des parois et des soupapes d'admission est supposé constant dans le calcul.

Nos conclusions confirment ainsi les études de Novak et Blumberg⁹ ou de Poulos et Heywood¹⁰ et montrent, entre autres, que l'isolation ne saurait être dissociée d'une suralimentation.

3.5.5 Effet du rapport volumétrique

Le rendement du moteur peut être amélioré par une augmentation du rapport volumétrique. En réalité, afin de se situer en dehors de la zone de cliquetis, ce rapport est limité à 12 - 12,5 pour les moteurs de série^{4,5} compte tenu à la fois de l'indice d'octane des carburants disponibles et de la conception actuelle des moteurs.

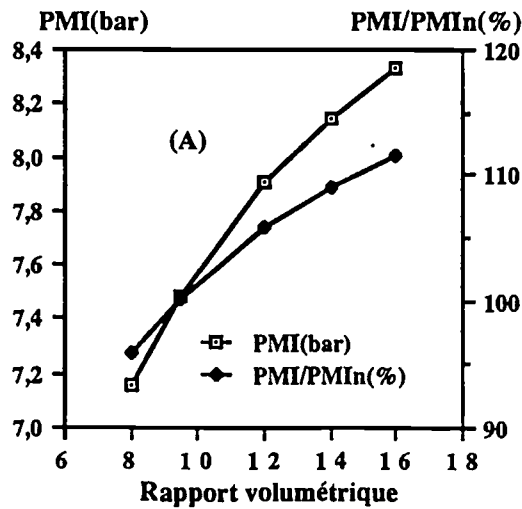
On peut penser qu'avec les progrès faits dans ces deux domaines, les moteurs pourront avoir des rapports volumétriques de plus en plus élevés. Il n'est donc pas sans intérêt d'étudier l'effet du rapport volumétrique sur leur fonctionnement.

Nos résultats présentés sur la figure 3-14 montrent qu'une augmentation de ce rapport volumétrique d'une unité apporte une amélioration de rendement de 2% environ, ce qui est en accord avec les études antérieures⁵.

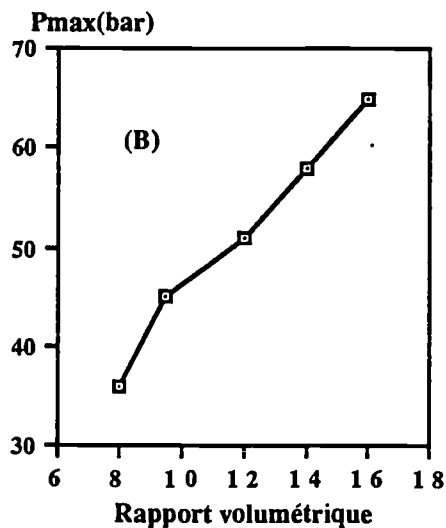
Nous remarquons également une forte augmentation de la pression dans la chambre avec le rapport volumétrique et il en résultera une aggravation des charges mécaniques et thermiques du moteur.

On observe ainsi que la perte thermique à travers les parois subit une augmentation sensible, mais sa valeur reste raisonnable (moins de 20 % de l'énergie initiale).

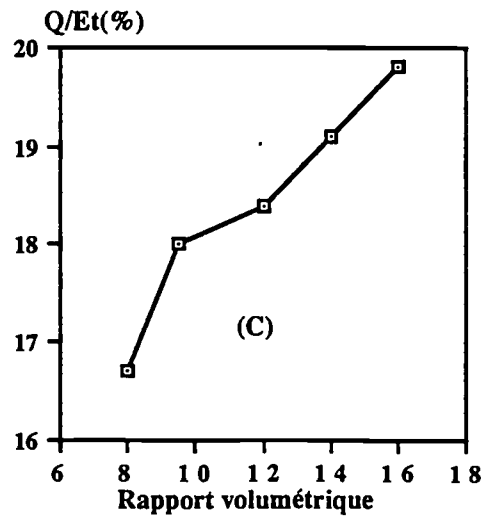
Figure 3-14 Effet de la variation du rapport volumétrique.



(3-14-A) Effet du rapport volumétrique sur la PMI. PMIn correspondant au rapport volumétrique de référence.



(3-14-B) Effet du rapport volumétrique sur la pression maximale dans la chambre



(3-14-C) Effet du rapport volumétrique sur le transfert thermique à travers les parois rapporté à la chaleur totale dégagée par le combustible

Chapitre 4 Résultats du Bilan Énergétique Expérimental

Nous avons vu au chapitre 1 la méthodologie utilisée pour la réalisation du bilan énergétique. Le présent chapitre exploite les résultats expérimentaux de ce bilan. Nous décrivons tout d'abord les moteurs qui ont été utilisés dans la partie expérimentale de cette étude ainsi que l'influence des principaux paramètres de réglage sur leur fonctionnement. Nous présentons ensuite les résultats du bilan énergétique et l'influence de certains paramètres (richesse, température d'eau de refroidissement etc) sur ce bilan. Le bilan énergétique en condition de départ à froid a également été analysé.

4.1 Caractéristiques des moteurs

4.1.1 Courbes caractéristiques du moteur

Un moteur est généralement caractérisé par ses courbes de puissance et de couple maximaux obtenues pour la pleine ouverture du papillon ou pour le réglage maximal de la pompe d'injection à chaque régime. Les caractéristiques des trois moteurs, respectivement des cylindrées de 2-litres, 1.7-litre et de 1,4-litre, sur lesquels nous avons réalisé le bilan énergétique sont données en annexe 1-1 à 1-3.

Pour ces moteurs destinés aux véhicules particuliers usuels, le couple maximal se trouve dans la gamme des régimes moyens (aux alentours de 3000tr/min) qui sont les plus utilisés et pour lesquels la distribution est optimisée. On constate que la diminution du remplissage et l'augmentation des pertes par frottement font décroître le couple maximal à régime élevé.

La plage de régime utilisable est limitée par un maximum (de l'ordre de 6000tr/min pour ces moteurs) imposé par des considérations technologiques d'une part, et par un régime minimal à pleine charge (1000tr/min environ) d'autre part.

La carte de consommation spécifique (exprimée en gramme de carburant par kWh) est utile pour l'adaptation d'un moteur et de sa transmission à un véhicule, elle permet également de situer les meilleures zones d'utilisation du moteur dans le but de rechercher la consommation minimale en fonction de l'utilisation réelle du véhicule.

4.1.2 Variation du remplissage

Pour un régime donné, la puissance effective développée par un moteur à allumage commandé est sensiblement proportionnelle à la quantité de mélange carburé admis dans les cylindres.

Le remplissage du moteur J6R mesuré expérimentalement pour différentes charges et vitesses est présenté à titre d'exemple sur la figure 4-1. On peut observer qu'il croît régulièrement avec la charge mais varie peu avec le régime, surtout pour les charges élevées. Pour des PME inférieures à 6 bars on peut voir un écart de remplissage de l'ordre de 0.1 unité entre les régimes de 2000 à 5000 tr/min alors que cet écart disparaît au delà de 8bars de PME.

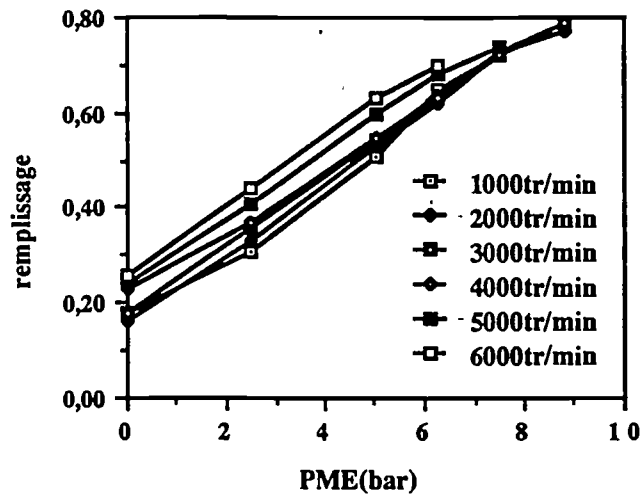


Figure 4-1 Variation du remplissage avec la charge pour différents régimes (Mot. J6R)

4.1.3 Variation de la richesse

La gamme de richesse assurant un bon compromis entre le rendement de la combustion et les performances des moteurs à allumage commandé se situe entre 0,8 et 1,2.

Dans cette étude, nous avons calculé la richesse en utilisant les valeurs expérimentales de la consommation de carburant et du débit d'air admis. Le carburant utilisé étant considéré comme de l'iso-octane(C_8H_{18}), la valeur stoechiométrique du rapport air/carburant sera de 15,1. Les résultats expérimentaux présentés sur la figure 4-2 montrent que la richesse du mélange est proche de 0,9 sur une grande partie de la plage de fonctionnement. Cependant on peut remarquer sur ce diagramme que:

- A bas régime et à faible charge, le mélange est enrichi pour faciliter la combustion.
- A la pleine charge la richesse est augmentée jusqu'à 1,2 pour que le moteur délivre le maximum de puissance.

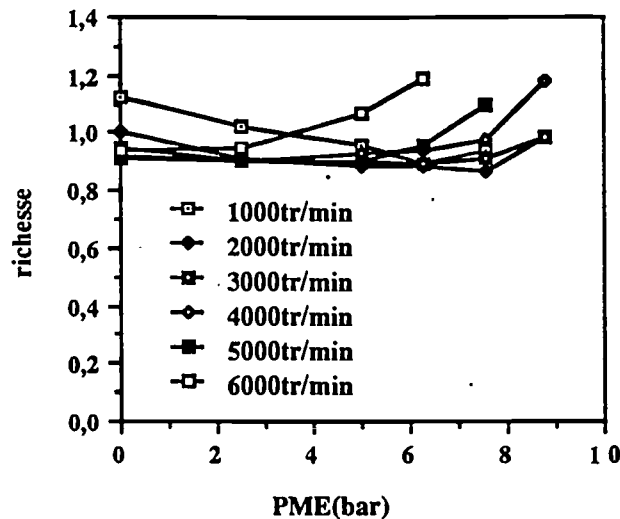


Figure 4-2 Variation de la richesse avec la charge pour différents régimes (Mot. J6R)

4.1.4 Avance à l'allumage

L'instant d'allumage est optimisé de façon à ce que l'inflammation ne se produise ni trop tôt ni trop tard ce qui réduirait le travail des gaz sur le piston. A titre d'exemple, un décalage de un DAV par rapport à l'avance optimale réduit de 3% la puissance maximale. Pour un moteur à allumage commandé atmosphérique, cette valeur représente environ 0,3bar de PME. Dans le cas d'un moteur turbo-compressé ($PME_{max} = 50 \text{ bar}$), 3% correspond à 1,5bar de PME, ce qui est important pour la performance du véhicule.

La recherche de l'avance optimale se fait en repérant les variations du couple moteur en fonction de l'avance à l'allumage pour chaque point de fonctionnement considéré. Cette avance optimale est cependant fonction de l'indice d'octane du carburant utilisé. Si ce dernier est suffisamment élevé, le maximum de puissance sera obtenu pour une avance à l'allumage plus faible que celle correspondant à l'apparition du cliquetis. Sinon l'avance sera réduite au détriment de la puissance pour éviter le cliquetis.

4.1.5 Régulation du liquide de refroidissement

Pour un bon fonctionnement du moteur, la température du liquide de refroidissement est maintenue à une valeur optimale de 80 à 85°C quelles que soient les conditions d'utilisation du moteur, afin d'éviter l'ébullition de ce liquide. Une valeur trop faible de cette température a pour conséquence d'augmenter la perte dans le liquide de refroidissement et de rendre plus difficile la vaporisation des gouttes de carburant ainsi que la combustion.

Une autre condition pour un bon fonctionnement du moteur à refroidissement par liquide est d'obtenir une différence de température entre l'entrée et la sortie d'eau du radiateur de l'ordre de 6 à

8°C pour des raisons de contraintes thermiques et mécaniques des matériaux et de l'homogénéité de fonctionnement de tous les cylindres. Par contre, pour évacuer une quantité déterminée de chaleur, une trop faible différence de températures va faire augmenter le débit du liquide, ce qui augmentera la perte mécanique de la pompe.

La température du liquide de refroidissement peut également influencer sur:

- le remplissage du moteur en particulier lorsque l'admission est intégrée dans la culasse;
- le rendement mécanique en modifiant la température des parois des cylindres ainsi que la viscosité du lubrifiant et des jeux de fonctionnement piston/chemise;
- l'exigence en octane du carburant, la tendance au cliquetis étant plus grande à chaud.

4.1.6 Débit du liquide de refroidissement

La pompe du liquide de refroidissement étant entraînée directement par le vilebrequin, son débit croîtra proportionnellement au régime du moteur comme on peut le voir sur la figure 4-3. Il est intéressant de remarquer par ailleurs qu'il est évidemment indépendant de la charge.

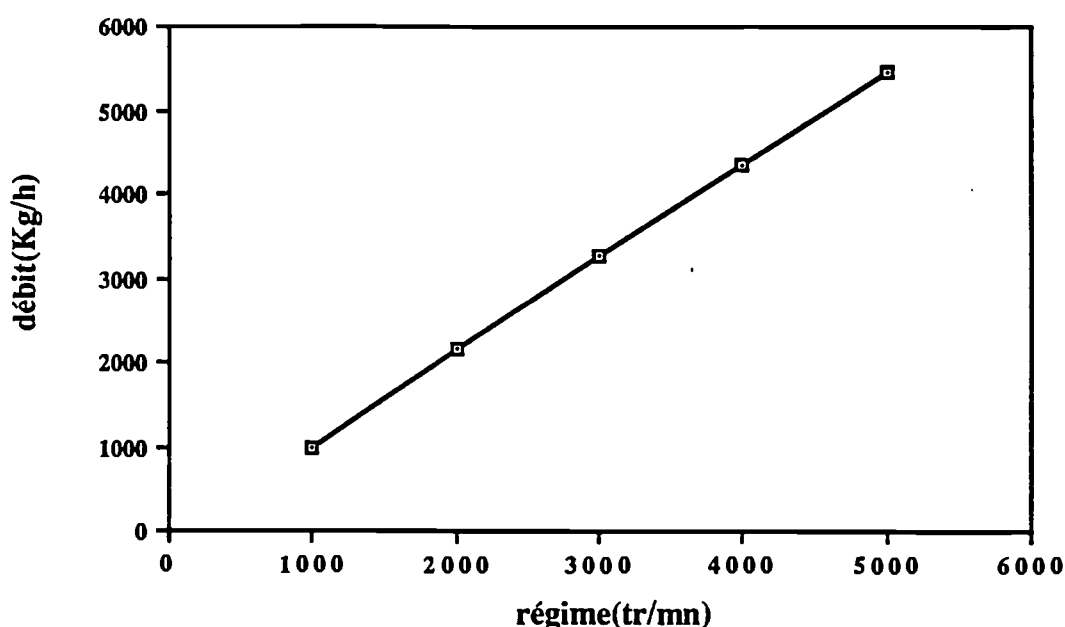


Figure 4-3 Débit du liquide de refroidissement en fonction du régime (Mot. J6R)

4.1.7 Température des gaz à l'échappement

Dans le deuxième chapitre nous avons présenté la façon de déterminer la température des gaz d'échappement à la sortie de la culasse à partir de celle mesurée à la sortie du collecteur en tenant

compte des transferts de chaleur gaz/paroi, convectif et radiatif dans ce collecteur. Nous allons étudier ici l'évolution de cette température des gaz à l'échappement pour différents points de fonctionnement, ainsi que la perte énergétique à l'échappement.

On remarque que la température des gaz d'échappement augmente avec le régime d'une part et quasi-linéairement avec la charge d'autre part en raison d'un dégagement de chaleur plus important (figure 4-4). Sa croissance peut s'infléchir à pleine charge du fait de l'augmentation de la richesse, génératrice d'imbrûlés. Le maximum de cette température peut atteindre 1000°C pour le moteur étudié.

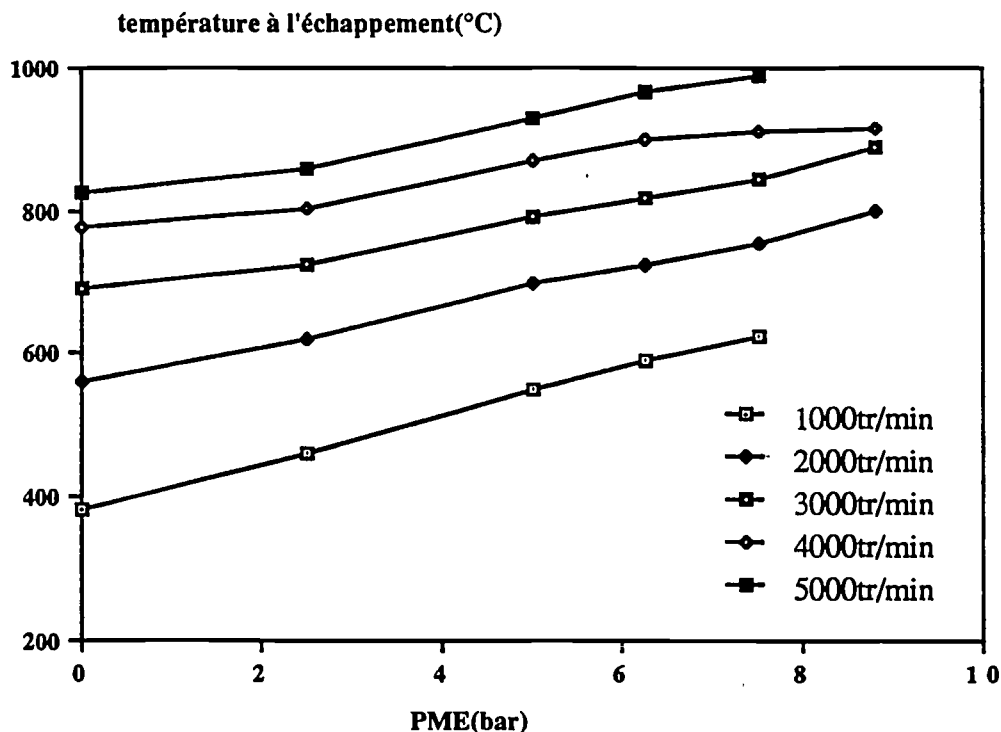


Figure 4-4 Variation de la température des gaz d'échappement avec le régime et la charge (Mot. J6R)

4.2 Rendement du moteur

Le rendement du moteur est défini ici comme le rapport du travail disponible sur l'arbre au potentiel d'énergie thermo-chimique contenu dans le mélange gazeux admis dans les cylindres.

Lorsque le moteur tourne à vide (PME = 0 bar), le travail qu'il développe est juste suffisant pour vaincre les différentes pertes mécaniques et entraîner les auxiliaires nécessaires pour son fonctionnement; le rendement est alors nul.

Pour un régime donné on constate que le rendement s'accroît avec la charge: les pertes mécaniques variant très peu. On trouve les meilleurs rendements de l'ordre de 30% aux alentours de 60% à 80% de la charge maximale. La détérioration du rendement à pleine charge s'explique par le

fait déjà signalé que le mélange est enrichi pour délivrer le maximum de puissance ce qui induit une perte importante en imbrûlés.

Lorsque l'on augmente le régime le rendement se détériore du fait de l'accroissement des pertes par frottement et parfois d'une détérioration de la combustion (figure 4-5).

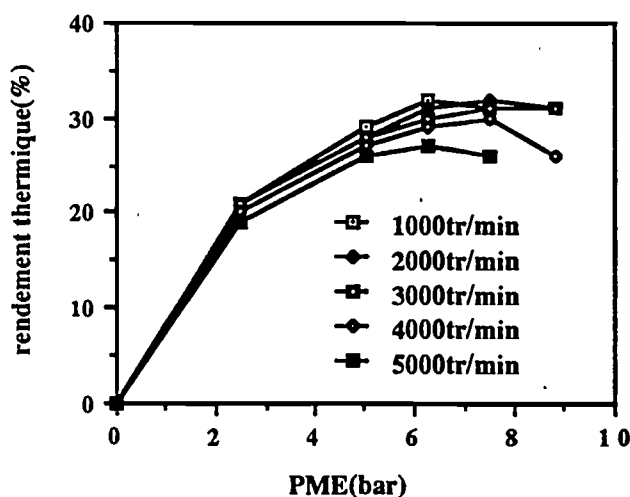


Figure 4-5 Variation du rendement avec la charge pour différents régimes

4-3 Perte dans le liquide de refroidissement

Cette perte est déterminée expérimentalement en considérant le débit du liquide de refroidissement (figure 4-3) et la différence de ses températures mesurées à l'entrée et à la sortie du moteur.

Nous avons pu remarquer que cette différence de température augmente avec la charge: de 4 à 5 °C à charge nulle jusqu'à 8 à 9°C à pleine charge. L'écart de 9°C représente la valeur maximale acceptable par conception du moteur pour maintenir une homogénéité de fonctionnement des cylindres.

La figure 4-6 présente les pertes dans le liquide de refroidissement ramenées à l'énergie totale pour différents points de fonctionnement. A une vitesse donnée on peut observer que cette perte décroît lorsque la charge augmente, d'abord rapidement puis plus lentement. Elle est par contre peu sensible à la vitesse principalement aux charges élevées. La part des pertes dans le liquide de refroidissement à bas régime et fortes charges est relativement élevée du fait d'un temps de contact plus long entre les gaz chauds et les parois des cylindres et d'une moindre quantité d'énergie admise dans les cylindres puisque le remplissage est moins bon aux faibles vitesses.

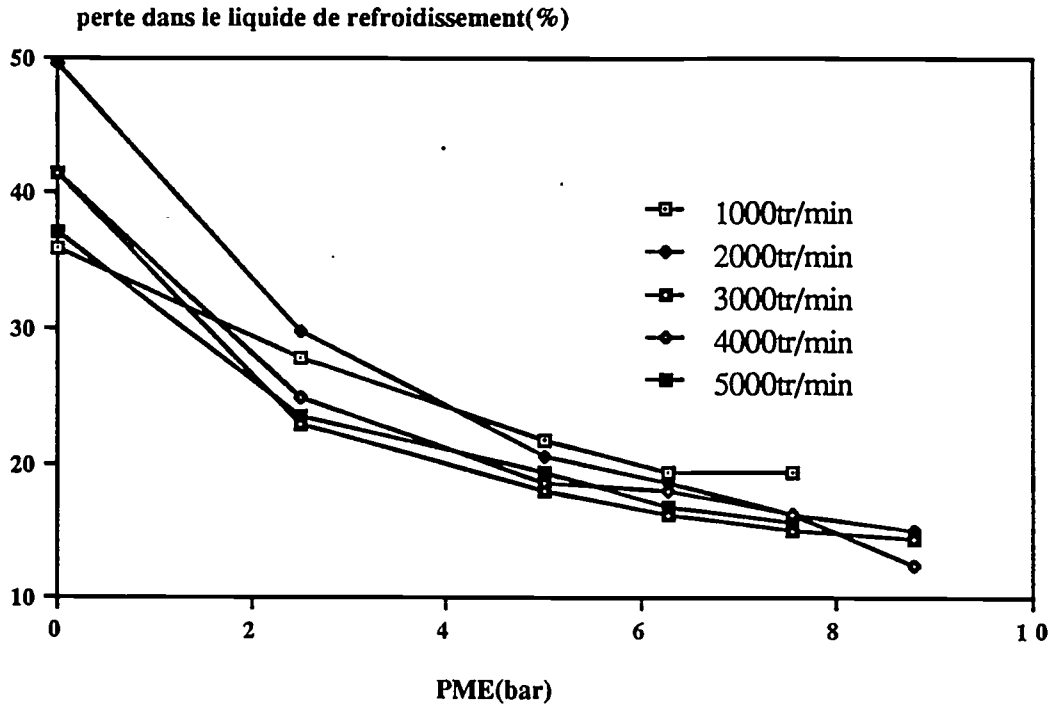


Figure 4-6 Perte dans le liquide de refroidissement rapportée à l'énergie totale.

4.4 Perte énergétique à l'échappement

Comme nous l'avons déjà indiqué dans la description de la méthodologie du bilan énergétique(Ch.1), la perte énergétique totale à l'échappement se compose de deux parties: la perte due à la température élevée des gaz et celle due à la présence d'imbrûlés essentiellement déterminée par la richesse. Nous nous proposons donc de les examiner successivement.

4.4.1 Perte à l'échappement due aux imbrûlés

Cette perte est déterminée par le rendement de combustion. L'étude de Matthews et Miao Shizhi²³ montre que ce dernier est essentiellement fonction de la richesse. Ses résultats sont présentés dans le tableau 4-1. On y remarque que pour le mélange stoechiométrique, la proportion d'imbrûlés atteint 3,3%. Elle décroît linéairement avec la concentration en combustible pour atteindre 1,5% à une richesse de 0,8. Pour un mélange riche, les imbrûlés peuvent être exprimés, en première estimation, comme la somme du surplus du carburant introduit dans le moteur et des imbrûlés correspondant au mélange stoechiométrique. Si on considère par exemple un mélange de richesse 1,1, le surplus du carburant par rapport à la stoechiométrie sera de 10%, soit un taux global d'imbrûlés de 13,3% qui est très proche de la valeur réelle de 13,6% pour cette richesse. L'évolution des imbrûlés en fonction de la richesse correspondant au tableau 4-1 est présentée sur la figure 4-7.

Tableau 4-1 Rendement de combustion et perte énergétique due aux imbrûlés en fonction de la richesse²³

richesse ϕ	0,8	0,85	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1	1,15	1,2
rendement de combustion η	0,985	0,981	0,977	0,972	0,967	0,914	0,864	0,817	0,773
imbrûlés (%)	1,5	1,9	2,3	2,8	3,3	8,6	13,6	18,3	22,7

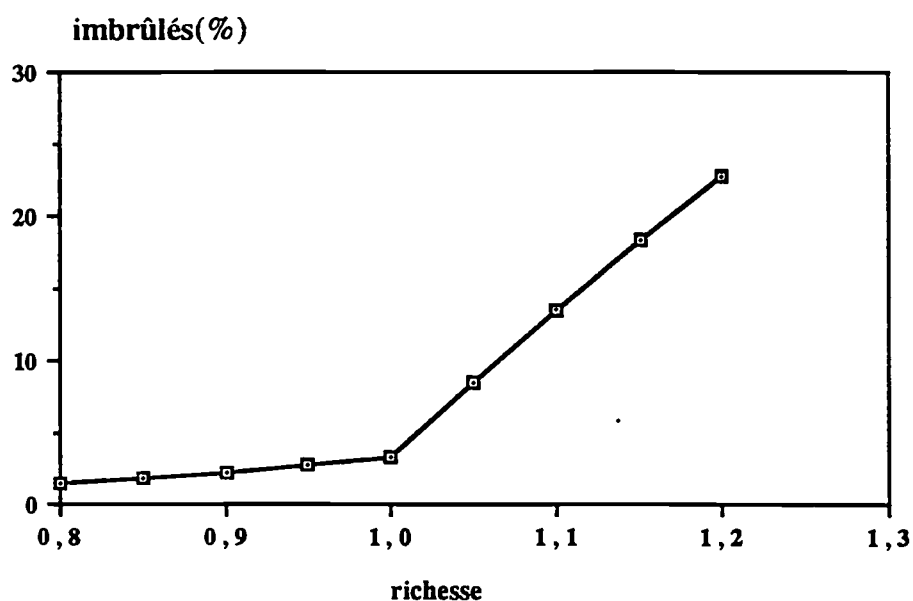


Figure 4-7 Evolution des imbrûlés en fonction de la richesse d'après le tableau 4-1.

4.4.2 Perte énergétique à l'échappement due à la température élevée des gaz

Cette perte est déterminée à partir de la température et du débit des gaz d'échappement qui permet d'en calculer l'enthalpie. Comme on peut le voir sur la figure 4-8, l'énergie de ces gaz augmente sensiblement avec le régime et passe de 20% à 45% de l'énergie totale entre 1000 et 5000tr/mn à demi-charge. Pour un régime donné elle augmente d'abord avec la charge puis décroît lorsque cette charge s'approche de sa valeur maximale. Cette décroissance dans la zone de charge maximale provient d'une augmentation de richesse conduisant à un accroissement important de l'énergie totale.

L'évaluation de cette perte est toutefois délicate essentiellement en raison de l'imprécision sur l'estimation de la température des gaz. Au stade de mesure actuel, nous pensons qu'une erreur de 50°C dans l'évaluation de la température des gaz d'échappement à la sortie de la culasse est tout à fait possible, ce qui signifie une erreur potentielle de 10% sur la perte à l'échappement pour les gaz à 500°C et 5% pour les gaz à 1000°C.

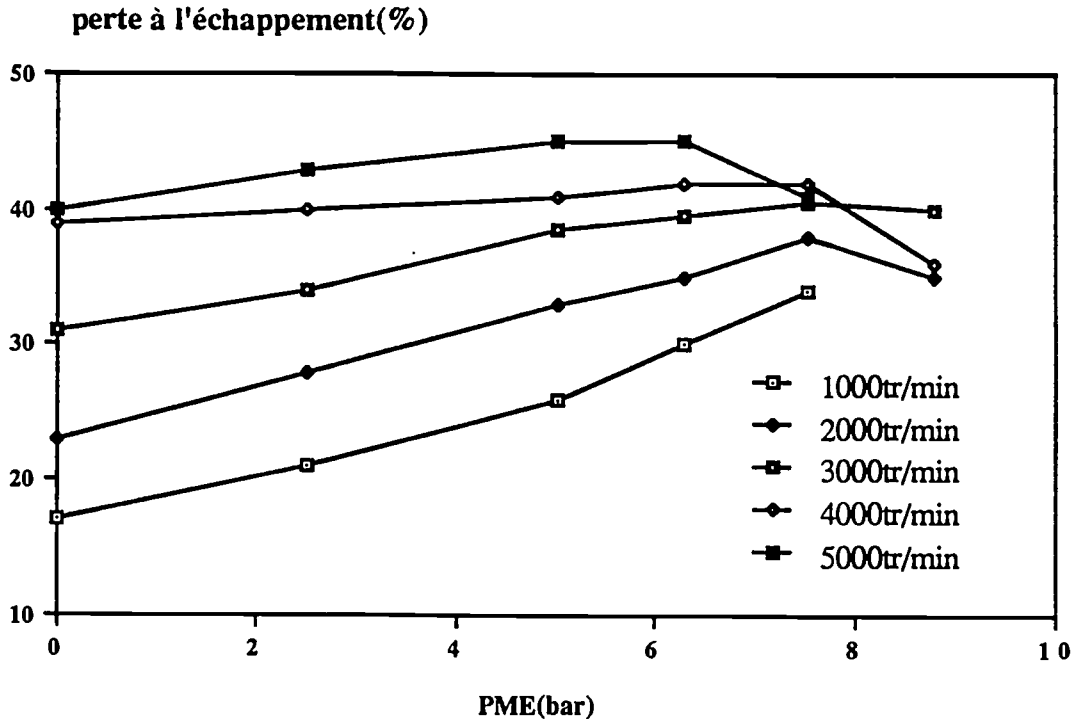


Figure 4-8 Perte à l'échappement due à la température élevée des gaz, rapportée à l'énergie totale.

4.5 Perte dans l'huile de graissage

Dans le premier chapitre, nous avons décrit la méthodologie de la mesure des pertes dans l'huile de graissage. Les valeurs expérimentales de ces pertes rapportées à l'énergie totale sont données sur la figure 4-9. Nous observons une certaine dispersion des résultats, de l'ordre de une à deux unités. Comme on peut le voir sur la même figure, aucune tendance ne peut être dégagée en ce qui concerne la variation de ces pertes avec le régime. Nous remarquons également qu'elles décroissent de manière sensiblement linéaire avec la charge: alors qu'elles atteignent 10% à faible charge elles diminuent jusqu'à seulement 4% à la charge maximale.

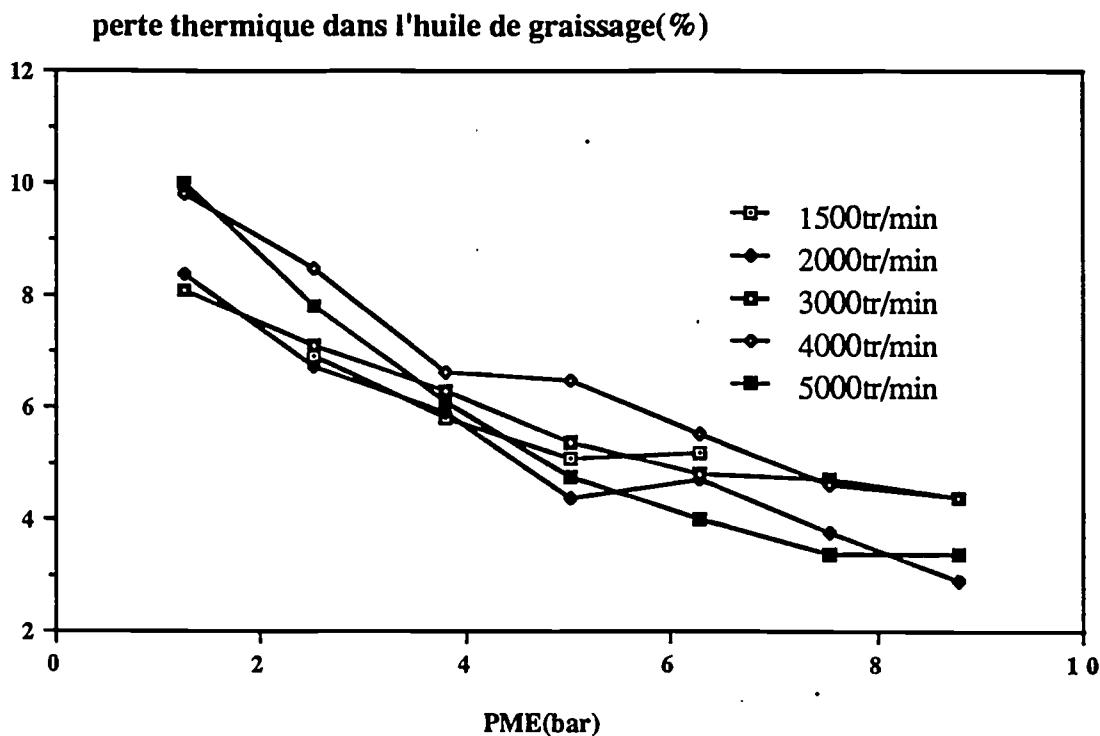


Figure 4.9 Perte énergétique dans l'huile de graissage.

4.6 Etude paramétrique du bilan énergétique

4.6.1 Influence de la température du liquide de refroidissement

Le débit du liquide de refroidissement, proportionnel au régime du moteur, est déterminé par la pompe à eau incorporée au moteur et ce liquide circule en circuit fermé. Le système de régulation du banc moteur nous permet donc de fixer une température du liquide de refroidissement dans une plage limitée par la puissance du système de refroidissement du banc et par les pertes thermiques du moteur. Elle s'étend par exemple seulement de 50 à 70°C pour le point de fonctionnement: 2000tr/mn et 6,3bar de PME. Du fait de cette faible plage de variation de température et parfois de son décalage par rapport à la valeur normale de 85°C il sera difficile de faire ressortir la sensibilité du bilan énergétique à ce paramètre dans notre cas.

4.6.2 Influence de la richesse

Nous avons présenté au paragraphe 4.1.3 les variations de la richesse observées dans la plage de fonctionnement du moteur et correspondant au réglage d'origine du carburateur. La détermination de la richesse est un compromis entre les considérations suivantes:

- Réduction de la consommation du moteur;
- Réduction des émissions;
- Performances;

- Souplesse de conduite.

Nous allons voir maintenant l'influence de la richesse sur le bilan énergétique pour un point de fonctionnement correspondant à une charge de 5bars de PME en fonctionnement normal et à une vitesse de 3000tr/min. Les variations de richesse ont été obtenues en modifiant le choix des gicleurs de la manière indiquée sur le tableau 4-2(les gicleurs d'émulsions n'ont pas été modifiés). Les essais ont été réalisés en conservant la même ouverture de papillon, la PME évoluant alors légèrement avec la richesse.

Tableau 4-2 Richesse mesurée en fonction des gicleurs utilisés pour le point de fonctionnement considéré

cas	gicleurs des deux corps	richesse	rendement(%)	phénomènes observés
normal	113/155	0,9	28	
enrichi	130/180	1,1	25	Le moteur fonctionne d'une manière plus stable mais le rendement se détériore de 3 unités.
appauvri	105/133	0,8	29	Le démarrage est difficile sans le starter, même quand le moteur est chaud; le rendement est amélioré de une unité.

Les variations de la richesse en fonction du régime sont présentées sur la figure 4-10 pour les trois couples de gicleurs étudiés. Elles sont peu importantes dans la gamme de vitesse considérée.

L'étude du bilan énergétique ne montre pas de variation significative avec la richesse de la perte à l'échappement due à l'enthalpie des gaz, de la perte dans le liquide de refroidissement et de celle dans l'huile.

Pour une quantité d'air admis déterminée, dans le cas du fonctionnement enrichi on aura plus d'essence introduite dans le moteur ce qui entraînera une meilleure régularité cyclique mais une augmentation des pertes dues aux imbrûlés, surtout au delà de la stoechiométrie, et une diminution du rendement. Pour le fonctionnement en mélange pauvre, la situation est inversée tant que la qualité de l'initiation et de la propagation de la combustion n'est pas trop détériorée.

Nos résultats révèlent qu'une économie de 1 à 2% de l'énergie est possible par une simple réduction de la richesse pour un fonctionnement du moteur stabilisé au banc(figure 4-11). Nous avons conservé pour cet essai l'avance à l'allumage délivrée par le boîtier d'allumage, il serait intéressant d'étudier une optimisation de cette avance en fonction de la richesse afin d'améliorer davantage le rendement. L'utilisation de ces réglages sur un véhicule nécessiterait toutefois une prise en compte des performances et de la souplesse du moteur dans son fonctionnement réel.

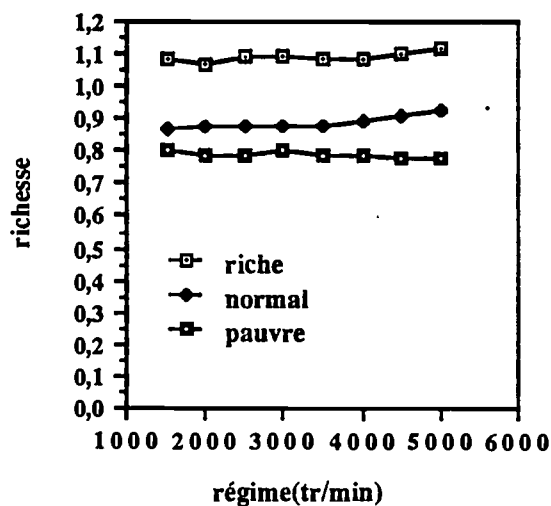


Figure 4-10 Comparaison des richesses obtenues avec trois couples de gicleurs

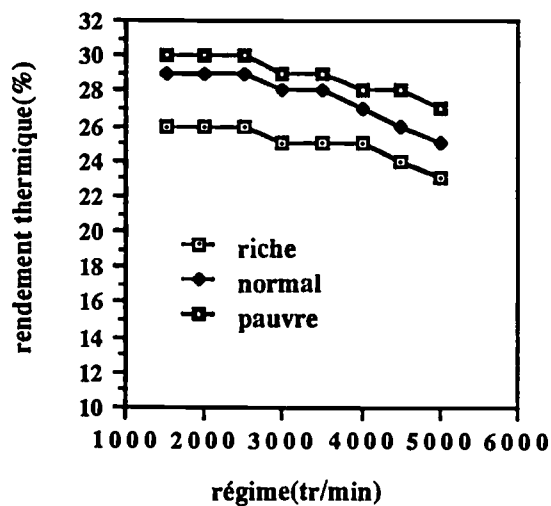


Figure 4-11 Comparaison des rendements dans les trois cas étudiés

4.7 Bilan énergétique en cas de démarrage à froid du moteur

Il est intéressant de voir comment le bilan énergétique du moteur évolue avec le temps après un démarrage à froid. Compte tenu des caractéristiques du frein équipant le banc d'essai, nous avons réalisé l'expérimentation sur un point de fonctionnement stabilisé en supposant que le véhicule atteignait cette vitesse immédiatement après son démarrage et s'y maintenait.

Le point de consigne retenu(2000tr/mn et 6,3bar de PME) correspond à une vitesse de 90km/h pour un véhicule de type R25TS équipé du moteur J6R. Celui-ci étant pourvu d'un starter automatique, nous l'avons laissé opérer dans son mode de fonctionnement normal. Les acquisitions sont effectuées toutes les minutes et durent 20 secondes chacune.

Comme nous pouvons le remarquer sur les figures suivantes, les paramètres du moteur se stabilisent au bout de 8min ou 12km parcourus. La consommation se réduit de 6,8kg/h juste après le démarrage à 5,7kg/h, ce qui représente une diminution de plus de 20%(figure 4-12).

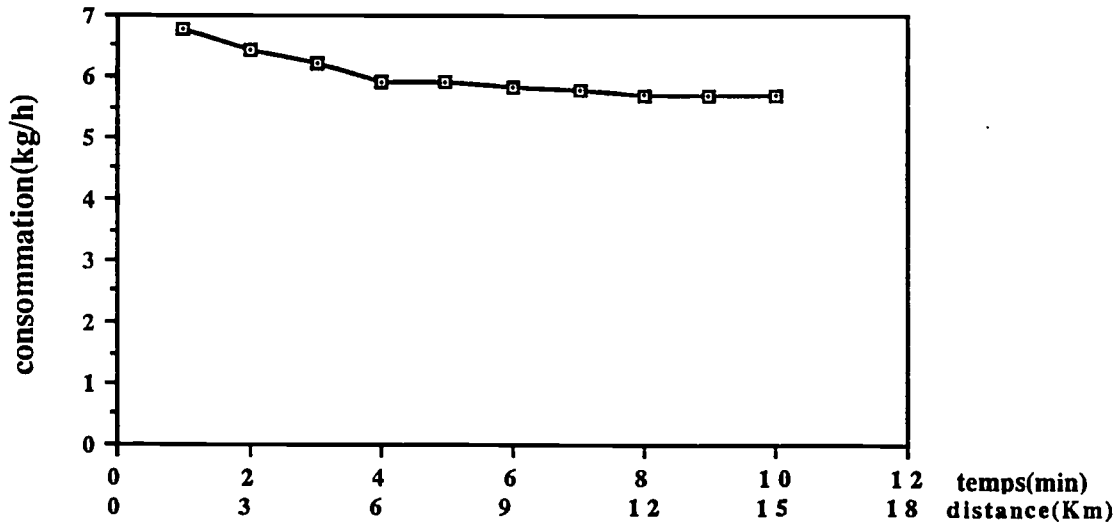


Figure 4-12 Evolution de la consommation massique en cas de départ à froid du moteur J6R.

Nous remarquons également(figures 4-13 et 4-14) que la température du liquide de refroidissement monte assez lentement du fait de l'inertie thermique du moteur alors que celle des gaz d'échappement se stabilise plus vite à sa valeur finale. Simultanément la richesse diminue par suite de l'évolution du starter automatique et ceci s'accompagne d'une décroissance des pertes dues aux imbrûlés et donc de la consommation.

L'élévation de température des gaz d'échappement entraîne toutefois une augmentation parallèle de la perte enthalpique correspondante(figure 4-15).

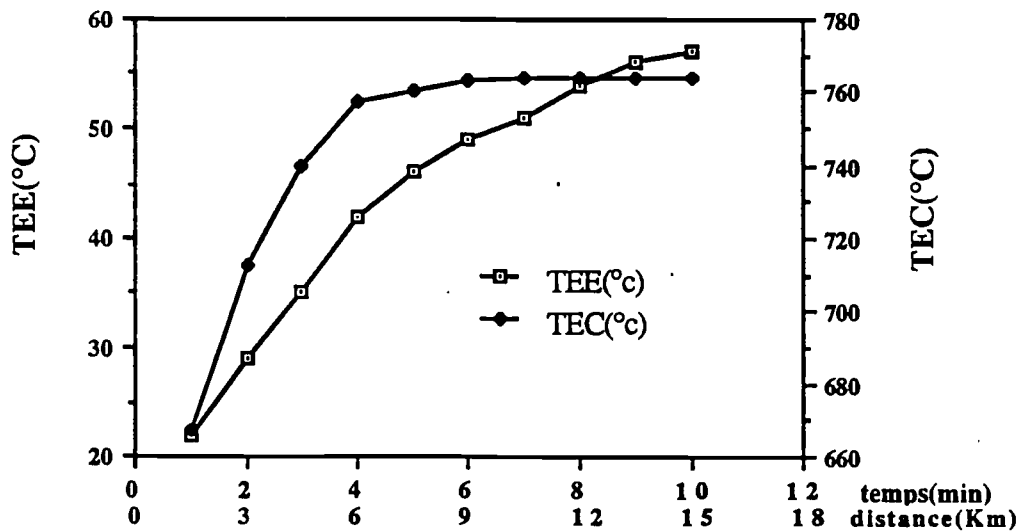


Figure 4-13 Evolution des températures des gaz d'échappement TEC et du liquide de refroidissement TEE.

On a pu déterminer par ailleurs que la perte dans le liquide de refroidissement reste constamment de l'ordre de 12% de l'énergie totale au cours de la stabilisation et globalement le rendement croît de 25% au démarrage à 29,5% après la stabilisation (figure 4-16).

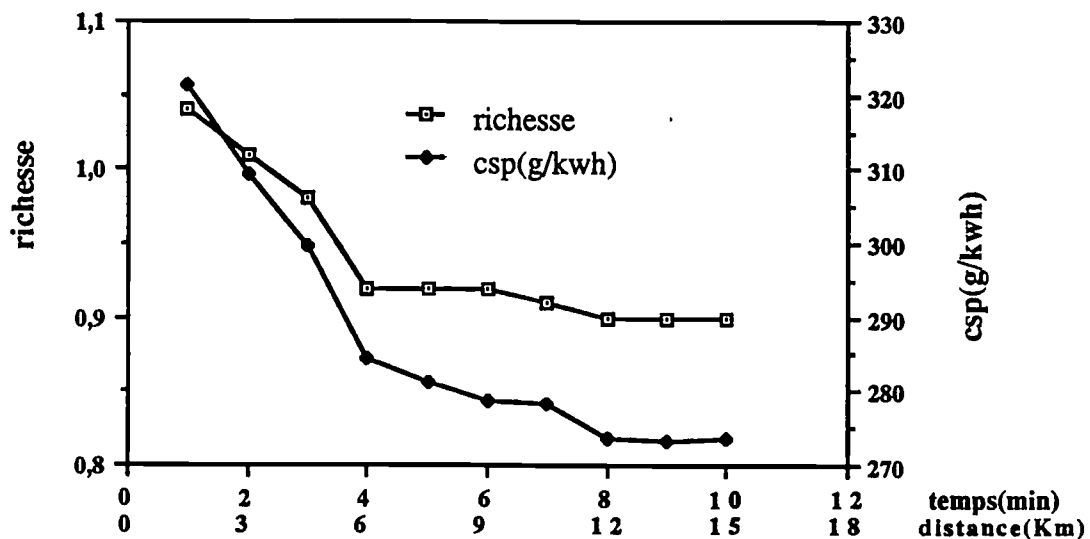


Figure 4-14 Evolution de la richesse et de la consommation spécifique csp.

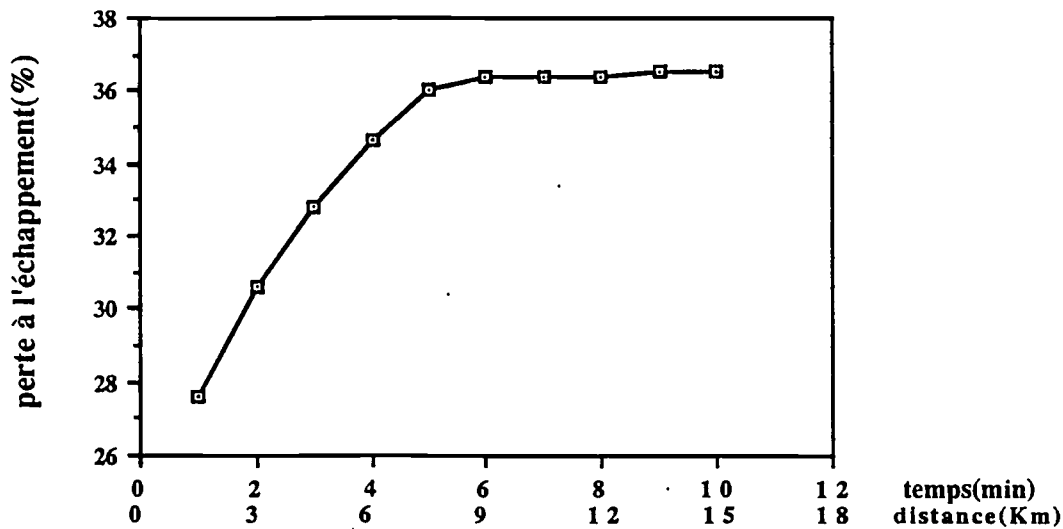


Figure 4-15 Evolution de la perte à l'échappement due à la température élevée des gaz rapportée à l'énergie totale.

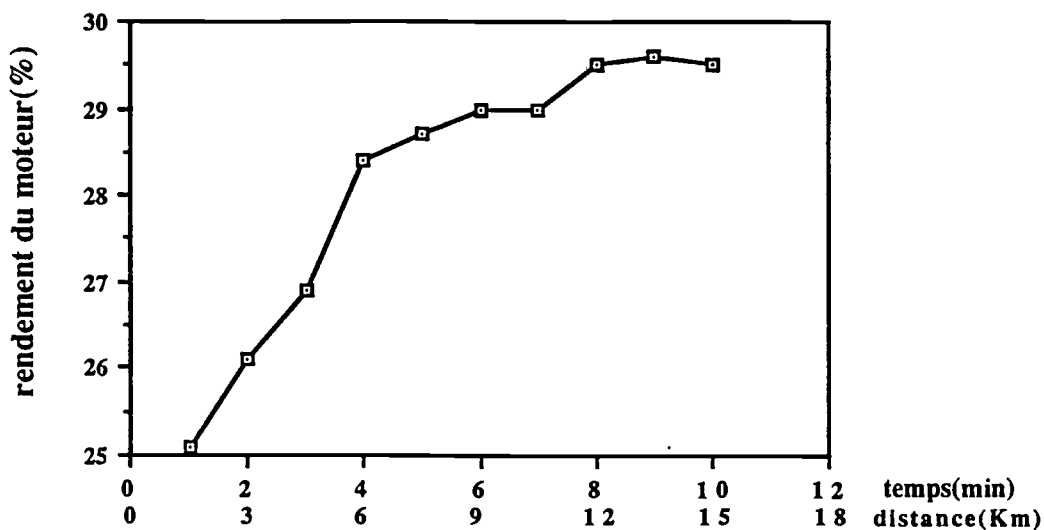


Figure 4-16 Evolution du rendement du moteur.

Cet essai ne prend pas en compte les effets dus aux transitoires et aux variations de vitesse que l'on peut rencontrer en usage réel, ni même ceux de l'accélération nécessaire pour atteindre la vitesse stabilisée. Il présente cependant l'intérêt de quantifier les variations des paramètres que l'on peut mesurer dans ce cas. Une série d'essais effectués sur une large plage de vitesse stabilisée permettrait de couvrir l'ensemble des situations qui pourraient être rencontrées en usage réel.

Chapitre 5 Résultats du Bilan Exergétique

5.1 Introduction

L'établissement du bilan exergétique est une méthode récente d'analyse des installations industrielles et des moteurs thermiques. Il constitue un moyen efficace pour mettre en évidence les énergies valorisables sous forme mécanique.

Dans le premier chapitre nous avons développé la formulation générale du bilan exergétique. Ici nous examinerons tout d'abord les études décrites dans la littérature portant sur l'application de ce bilan aux moteurs thermiques puis nous présenterons les résultats obtenus à partir des essais que nous avons réalisés au banc moteur. Dans ce but les températures instantanées nécessaires au calcul de l'exergie seront déterminées à l'aide des modèles d'analyse de combustion décrits au chapitre 3. Une étude paramétrique fera ensuite ressortir l'influence de la conception et du réglage du moteur sur le bilan exergétique et, dans une deuxième partie, les résultats des bilans énergétiques et exergétiques seront comparés.

Plusieurs études récentes portant sur l'analyse exergétique de différents types de moteurs sont recensées dans le tableau 5-1. La plupart étaient réalisées sur des moteurs Diesel de grande cylindrée. Celle de Shapiro et Van Gerpen concerne un moteur à allumage commandé mais également de grande cylindrée et seule donc celle de Thelliez a trait à un moteur comparable au nôtre par son mode d'allumage et sa cylindrée de 2 litres. Les résultats présentés par cet auteur ne portent toutefois que sur un point de fonctionnement du moteur et il apparaissait donc intéressant d'évaluer l'influence des différents paramètres - vitesse de combustion, charge, avance à l'allumage, forme de la chambre de combustion, isolation thermique de la chambre et du conduit d'échappement, rapport volumétrique - sur le bilan exergétique.

La mise en oeuvre des bilans exergétiques est présentée par Grieder et Truyol³⁵ dans le cadre d'une unité de distillation à compression mécanique de vapeur. L'étude de chaque organe qui participe réellement au bilan exergétique du système est illustrée par des diagrammes de Sankey et une synthèse globale permet de repérer les éléments sièges des plus fortes pertes exergétiques.

Tableau 5-1 Tour d'horizon du bilan exergetique dans la litterature

Auteurs	Réf(année)	Moteur	Contenu de l'article
Flynn., Hoag, Kamel et Primus	28(1984)	moteur Diesel suralimenté	formulation mathématique du bilan exergetique; peu de résultats comparables
Primus, Hoag, Flynn et Brands	30(1984)	moteur Diesel 6-cylindres atmosphérique et suralimenté de 14 litres de cylindrée	comparaison des résultats du bilan énergétique et du bilan exergetique
Primus et Flynn	29(1985)	moteur Diesel 6-cylindres suralimenté de 10-litres de cylindrée	bilan exergetique en fonction du régime et de la charge
Grosshans et Zellat	36(1988)	moteur Diesel suralimenté type PC40 et moteur compound alésage/course=570/750mm	formulation mathématique du bilan exergetique; bilan exergetique effectué au point de fonctionnement nominal: 338tr/mn, 1095kw; comparaison des moteurs suralimenté et compoundé
Thelliez	34(1989)	moteur Diesel monocylindre atmosphérique et sa version suralimenté avec compresseur non refroidi de cylindrée 1593 cm ³ ; moteur AC, 4 cylindres, de 1748cm ³ de cylindrée.	introduction du cycle théorique associé; bilan exergetique sur un point de fonctionnement
Shapiro et Van Gerpen	31(1989)	moteurs AC et Diesel alésage/course=114,3/114,3mm	modélisation à deux zones; utilisation des notions d'exergie thermomécanique et d'exergie chimique; évolution des exergies au cours du cycle
Lipkea et Dejoode	32(1989)	Diesel suralimenté avec intercooler; 7,6litres de cylindrée; injection directe	comparaison des résultats du bilan exergetique des deux moteurs Diesel

Primus, Hoag, Flynn et Brands³⁰ ont effectué les bilans énergétique et exergetique de deux moteurs Diesel, l'un atmosphérique, l'autre suralimenté. Leurs comparaisons sont données dans le tableau 5-2. Il apparaît que pour le Diesel atmosphérique 25,1% de l'énergie totale est perdue dans le transfert thermique à travers la chambre de combustion selon le bilan énergétique tandis que le pourcentage de perte d'exergie correspondant est de 21,4%. C'est ce dernier chiffre qui indique la fraction perdue de l'énergie récupérable sous forme mécanique. Il apparaît également que 34,6% de l'énergie totale est perdue à l'échappement mais le bilan exergetique nous révèle que ces gaz contiennent seulement 20,4% de l'exergie totale. Le bilan exergetique montre aussi que la perte

d'exergie due à la combustion (processus irréversible) est de 16% pour le Diesel atmosphérique et 19% pour le moteur suralimenté. Il apparaît bien ainsi que même avec une machine idéale on aura toujours une quantité importante d'énergie rejetée dans l'environnement.

Le tableau 5-2 permet également d'observer que la suralimentation améliore les performances du moteur Diesel puisqu'elle réduit l'ensemble des pertes d'exergie associées au transfert thermique et à l'échappement de 41,8% à 31,7%.

Tableau 5-2 Comparaison des bilans énergétique et exergetique d'un moteur Diesel à six cylindres, de 14-litres de cylindrée et tournant à 2000tr/mn dans les cas de l'aspiration naturelle et de la suralimentation³⁰

	atmosphérique		suralimenté
	bilan énergétique	bilan exergetique	bilan exergetique
travail indiqué(%)	40,3	39,1	43,9
perte due à la combustion(%)	-	15,9	19,2
transfert thermique aux parois du cylindre(%)	25,1	21,4	17,6
perte à travers les soupapes d'admission(%)	-	0,7	0,7
perte à travers les soupapes d'échappement(%)	-	2,5	2,3
perte dans le compresseur(%)	-	-	1,4
perte dans la turbine(%)	-	-	0,8
perte à l'échappement(%)	34,6	20,4	14,1
total(%)	100,00	100,00	100,00
puissance moteur(kW)	185	185	220

Primus et Flynn²⁹ ont étudié le bilan exergetique d'un moteur Diesel 6-cylindres suralimenté de 10-litres de cylindrée. Ils ont montré que lorsque la charge passe de 0 à 100% le pourcentage de perte d'exergie associé au transfert thermique varie peu; la perte due à la combustion diminue de 32,5% à 21,8%; la perte à l'échappement croît de 8% à 12,2% (cf. annexe 5-1). De même lorsque le régime passe de 1300 à 2100tr/min à pleine charge, on peut observer que la perte due au transfert thermique diminue de 21% à 15,6% tandis que la perte par frottement augmente évidemment et que les autres pertes restent presque constantes.

5.2 Résultats du bilan exergetique

Le mode d'établissement du bilan exergetique a été décrit au chapitre 3. Nous en présenterons ici les résultats obtenus sur le moteur J6R. à régime et à charge variables, nous étudierons respectivement dans ce cadre:

- 1) la perte d'exergie due à la combustion
- 2) la perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans la chambre de combustion
- 3) la perte d'exergie dans le conduit d'échappement
- 4) la perte d'exergie à l'échappement
- 5) les pertes par frottement

Ensuite, une étude paramétrique du bilan exergetique portant sur l'influence de la durée de combustion, de l'isolation de la chambre de combustion et de la valeur du rapport volumétrique sera présentée.

5.2.1 Perte d'exergie due à la combustion

Ainsi qu'il a été précisé au chapitre 1, la perte d'exergie due à la combustion est essentiellement liée à l'irréversibilité de cette réaction aux températures de combustion usuelles.

Dans un moteur à allumage commandé la combustion peut être envisagée sous forme isochore. Elle conduit à des gaz à la température de combustion $(T_c)_v$. L'exergie de ces gaz en fin de combustion peut être évaluée en envisageant leur retour à la température ambiante au cours d'une transformation également isochore. Cette variation d'exergie par rapport à l'état de référence s'exprime par:

$$Ex_c - Ex_a = (U_c - T_a S_c) - (U_a - T_a S_a) = PCI_v - T_a(S_c - S_a)$$

avec
$$S_c - S_a = - \int_{T_c}^{T_a} C_v \frac{dT}{T} = C_v \ln \frac{T_c}{T_a},$$

$$PCI_v = C_v(T_c - T_a),$$

$$PCI_v \approx PCI_p, \text{ puisque l'expansion moléculaire est faible,}$$

et
$$Ex_a = 0.$$

$$\text{D'où } Ex_c = PCI_v \left(1 - \frac{T_a}{T_c - T_a} \ln \frac{T_c}{T_a} \right)$$

Avant la combustion l'exergie des gaz est égale à leur pouvoir calorifique inférieur. Elle est donc diminuée au cours de la combustion de la quantité $PCI_v \left(\frac{T_a}{T_c - T_a} \ln \frac{T_c}{T_a} \right)$ qui représente la perte d'exergie due à la combustion. Pour une température du front de flamme de l'ordre de 3000K, cette

perte sera de 25%. On remarque qu'elle ne dépend bien que de la température de combustion et que plus celle-ci sera élevée plus la perte sera réduite.

Les conditions de fonctionnement réelles du moteur s'écartent toutefois sensiblement du cas de la combustion isochore de sorte que la perte d'exergie par combustion ne peut généralement pas être calculée de cette manière. Elle est donc déduite du bilan exergétique complet. Son évolution est représentée sur la figure 5-1 pour différentes conditions de fonctionnement. Son mode d'évaluation conduit à une précision très limitée puisqu'il cumule les erreurs de l'ensemble des mesures expérimentales. On remarque néanmoins une valeur sensiblement constante de 23%, voisine de la valeur théorique, avec une tendance à la décroissance aux vitesses élevées qui s'interprète par l'élévation correspondante de la température de combustion.

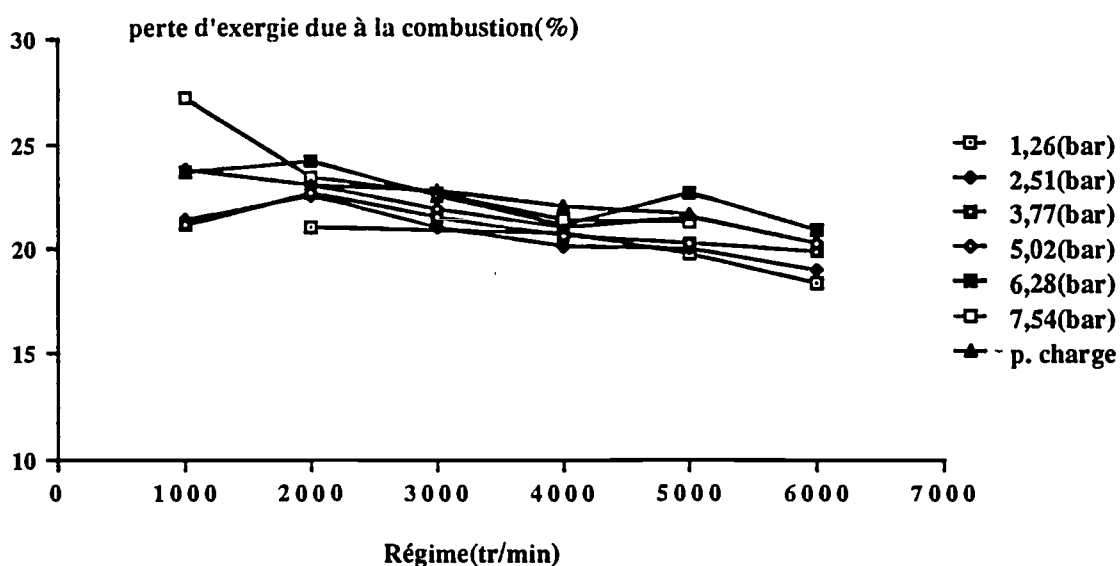


Figure 5-1 Perte d'exergie due à la combustion rapportée à l'exergie totale

5.2.2 Perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans la chambre de combustion

La perte d'exergie due aux transferts thermiques gaz/parois dans la chambre de combustion est obtenue en utilisant la loi de Woschni pour déterminer les coefficients d'échange et les températures des gaz et des parois calculées au chapitre 3. Cette perte diminue lorsque la charge augmente et varie ainsi de 7% environ entre la charge maximale et la charge nulle. On remarque également qu'elle décroît aussi lorsque le régime augmente à cause d'un temps de contact gaz/parois plus court. Cette perte représente en moyenne 15% de l'exergie totale et son évolution est représentée sur la figure 5-3. L'isolation des parois pourrait la réduire comme cela sera vu au paragraphe 5.2.7.

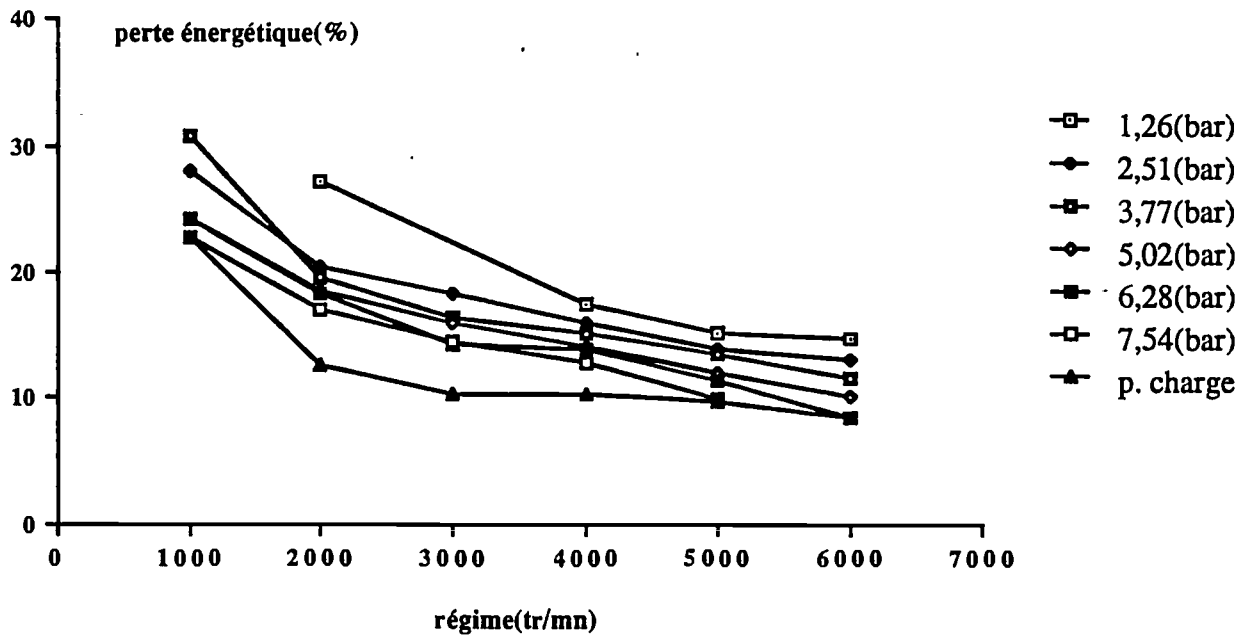


Figure 5-2 Perte énergétique à travers les parois de la chambre de combustion rapportée à l'énergie totale

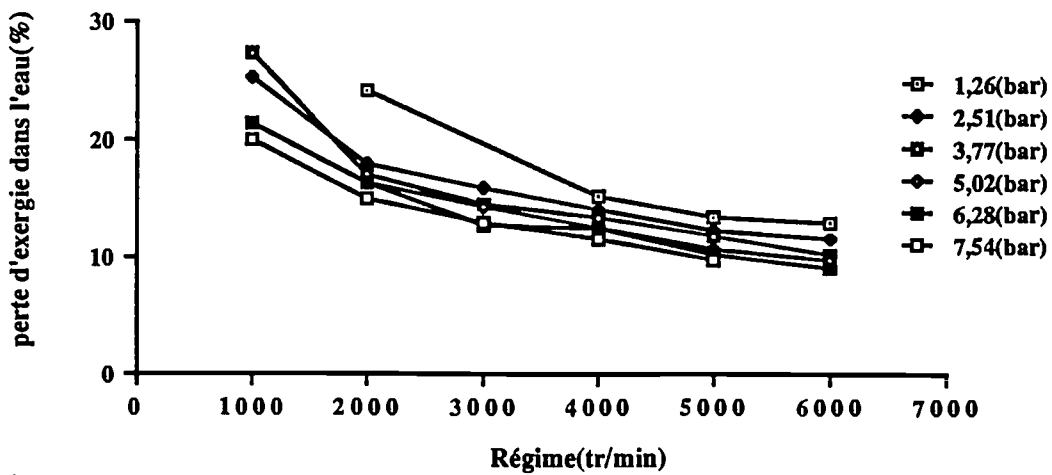


Figure 5-3 Perte d'exergie due au transfert thermique entre les gaz et les parois de la chambre de combustion rapportée à l'exergie totale

5.2.3 Perte d'exergie dans le conduit d'échappement

La perte d'exergie dans le conduit d'échappement peut être calculée à partir des mesures de température de surface effectuées au banc d'essai et de la température instantanée des gaz calculée par le programme de modélisation correspondant. Elle dépend également des conditions d'écoulement dans le conduit. On remarque que le pourcentage de perte dû au transfert thermique dans le conduit diminue linéairement lorsque le régime augmente. Cette évolution est d'autant plus importante que la charge est faible. Ainsi pour la PME de 1.26 bar, la perte qui est de 18% à 1000 tr/min n'est plus que de 9% à 6000 tr/min alors qu'à 7.54 bars de PME, le pourcentage de perte varie très peu avec le régime. Pour les charges correspondant à l'utilisation normale du moteur, l'isolation thermique des parois du conduit d'échappement apporterait un supplément d'exergie récupérable à l'échappement pouvant atteindre 6%.

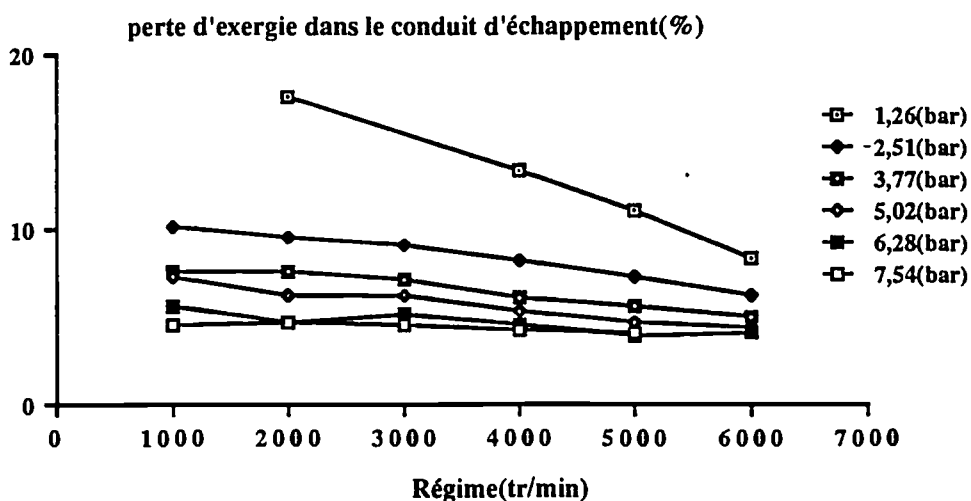


Figure 5-4 Perte d'exergie dans le conduit d'échappement rapportée à l'exergie totale

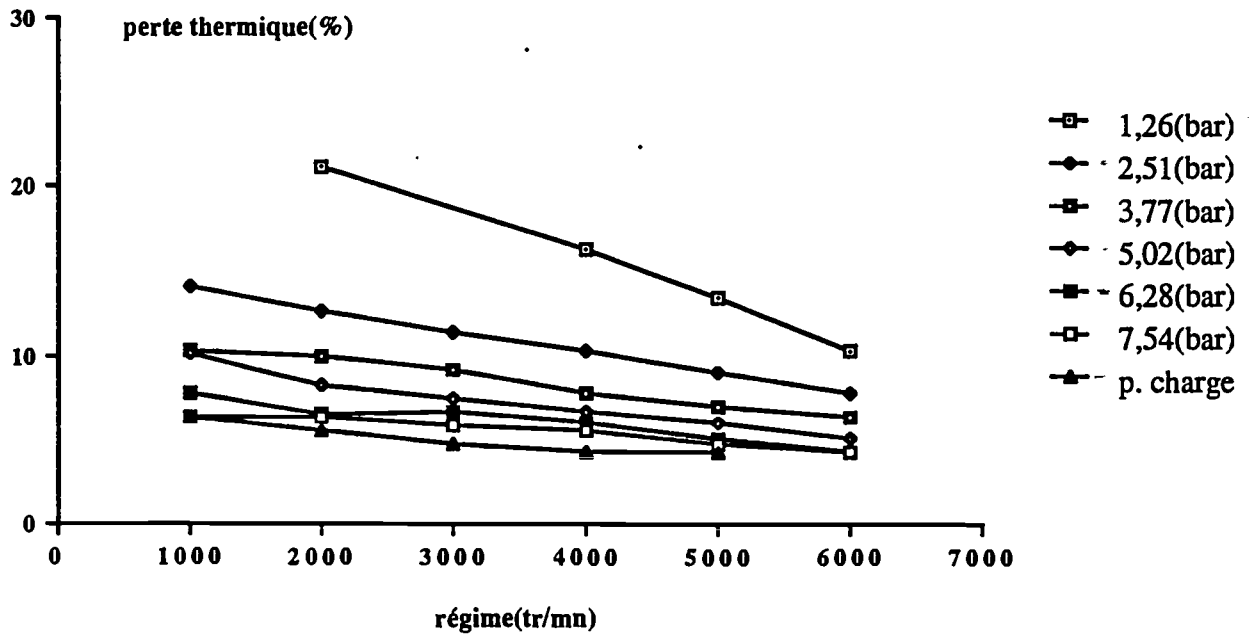


Figure 5-5 Perte énergétique dans le conduit d'échappement

En se reportant aux résultats du bilan énergétiques présentés sur la figure 5-5, on remarque que les pertes énergétiques et exergetiques dans le conduit d'échappement évoluent de la même façon. La perte d'énergie est toutefois supérieure à celle d'exergie. Leurs valeurs rapportées à l'énergie totale diminuent toutes les deux lorsque le régime ou la charge augmente du fait que l'énergie totale introduite croît plus rapidement que l'énergie perdue.

5.2.4 Perte d'exergie à l'échappement

La perte d'exergie à l'échappement est due en partie aux imbrûlés(Ex_{ech_im}) et en partie à l'état thermodynamique(température et pression) des gaz d'échappement(Ex_{ech_t}):

$$Ex_{ech} = Ex_{ech_t} + Ex_{ech_im}$$

En exprimant l'exergie du mélange combustible introduit dans la chambre sous forme

$$Ex_{init} = Ex_{sto} \phi$$

avec Ex_{sto} : exergie du mélange stoechiométrique
 ϕ : richesse

la perte à l'échappement rapportée à l'exergie initiale s'écrit donc:

$$\frac{Ex_{ech}}{Ex_{init}} = \frac{Ex_{ech_t}}{Ex_{sto} \phi} + \frac{Ex_{ech_im}}{Ex_{sto} \phi}$$

Les imbrûlés sont essentiellement fonction de la richesse et peuvent être évalués à partir de la relation de Mathews et Miao²³.en 3.2.3

A l'échappement, la pression est très proche de la pression atmosphérique. Nous avons comparé les exergies des gaz à 1 bar et à 1.5 bar de pression absolue pour différentes températures et nous avons pu constater que l'influence de la pression est négligeable(voir le tableau 5-3)

Tableau 5-3 Exergies des gaz à 1 bar et à 1.5 bar de pression pour différentes températures

T _{ech} (°C)		200	400	600	800	1000
Ex _{ech} /Ex _{max} (%)	p=1bar	1,56	5,79	11,50	18,23	25,71
	p=1.5 bar	1,58	5,81	11,52	18,25	25,74

En conséquence, on peut dire que la part de l'exergie perdue à l'échappement liée à l'état thermodynamique des gaz est essentiellement fonction de l'élévation de leur température et de la richesse qui détermine leur composition.

Toutefois dans le domaine d'utilisation courant du moteur à essence, la richesse reste voisine de l'unité et la composition des gaz à l'échappement varie peu. On pourra donc finalement estimer que cette part de la perte d'exergie à l'échappement dépend uniquement de la température.

La variation du terme Ex_{ech_t} / Ex_{sto} avec la température(calculée par le programme de modélisation) est représentée sur la figure 5-6.

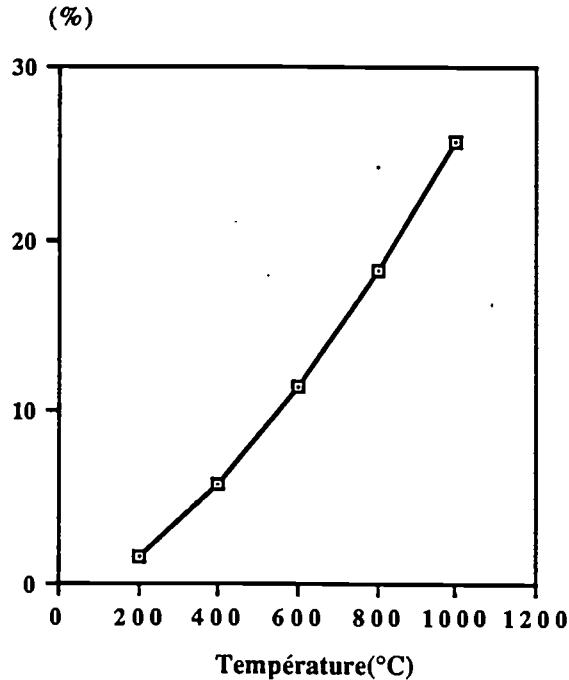


Figure 5-6 Perte exergétique à l'échappement en fonction de la température pour un mélange stoechiométrique (carburant: C_8H_{18})

De l'évaluation numérique de ce terme nous pouvons déduire la formule empirique suivante:

$$\frac{Ex_{ech\ t}}{Ex_{sto}} (\%) = 4,948\left(\frac{T}{1000}\right)^4 - 19,48\left(\frac{T}{1000}\right)^3 + 36,93\left(\frac{T}{1000}\right)^2 + 3,9\left(\frac{T}{1000}\right) - 0,54$$

Il est alors possible de calculer, pour les conditions de richesse et de température correspondant aux différents points de fonctionnement du moteur, la perte d'exergie totale dans les gaz d'échappement.

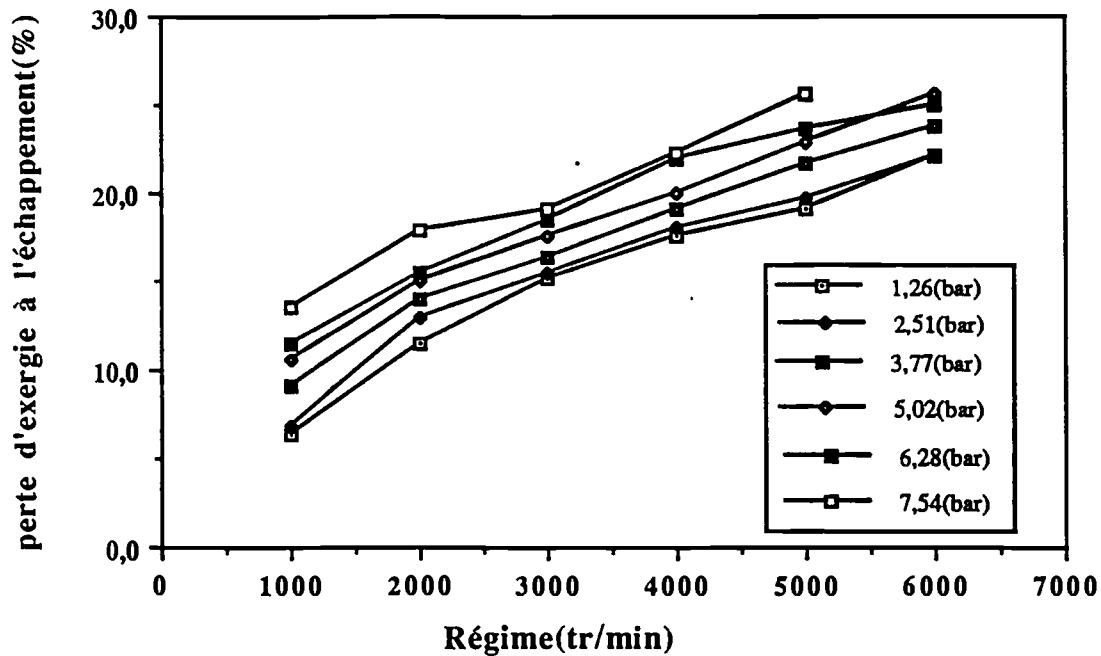


Figure 5-7 Perte d'exergie à l'échappement due à la température élevée des gaz rapportée à l'exergie totale (%)

La figure 5-7 montre qu'en dehors du cas des très faibles charges, cette perte varie peu avec le couple. Elle augmente par contre avec le régime, les gaz étant plus chauds aux vitesses les plus élevées, pour atteindre 30% à 6000tr/mn. On peut voir qu'aux points de fonctionnement normaux, cette perte représente 25% environ de l'exergie totale.

5.2.5 Pertes exergetiques dues aux frottements

Dans le chapitre 1, nous avons déjà fait un tour d'horizon des différents frottements existant dans le moteur et évalué leurs poids respectifs dans le frottement total. Nous présentons ici les résultats de nos mesures de perte mécanique et de perte par pompage effectuées sur le moteur Renault 2 litres essence en utilisant la pression instantanée relevée au banc. Du point de vue exergetique, la perte mécanique est essentiellement une perte d'exergie, puisque elle consomme du travail utile en pure perte alors que en toute rigueur ce n'est pas le cas de la perte par pompage dont une partie, très difficile à évaluer, est convertie en chaleur qui augmente l'exergie des gaz. Nous assimilerons néanmoins l'ensemble de ces pertes à des pertes d'exergie.

5.2.5.1 Perte par pompage

a) Perte globale par pompage

La mesure directe de la pression instantanée dans la chambre de combustion permet d'évaluer, comme nous l'avons vu au paragraphe 1.4.2, la perte globale d'exergie par pompage. Cette perte est représentée sur la figure 5-8 pour différentes conditions d'essai.

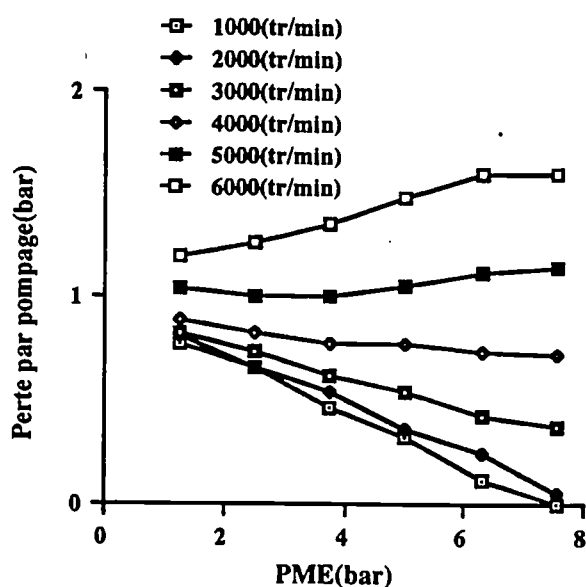


Figure 5-8 Perte globale par pompage pour différents régimes et charges.

On observe qu'elle augmente systématiquement avec la vitesse mais que l'ampleur de cette variation croît rapidement avec la charge. Une analyse plus fine de cette perte peut être réalisée en évaluant séparément ses deux composantes: perte au niveau des soupapes et perte de transfert complémentaire.

b) Perte de transfert complémentaire

Les variations de cette perte d'exergie, qui s'évalue à partir de la différence entre la pression des gaz à l'échappement et celle dans le collecteur d'admission (cf. 1.4.2), sont présentées pour différents points de consigne sur la figure 5-9.

On remarque qu'à bas régime, cette perte diminue lorsque la charge augmente. A pleine charge, le papillon est en effet totalement ouvert et cette perte disparaît.

Quand le régime augmente, les pertes de transfert complémentaires convergent en un même point. Cela est dû à deux phénomènes qui se compensent. D'un côté, une grande ouverture du papillon diminue la perte de charge par unité de masse. De l'autre côté, elle fait entrer dans le moteur une plus grande quantité de mélange, ce qui fait augmenter la perte par cycle. A 6000 tr/min, ces deux phénomènes se compensent parfaitement et cette perte paraît ne pas varier avec la charge.

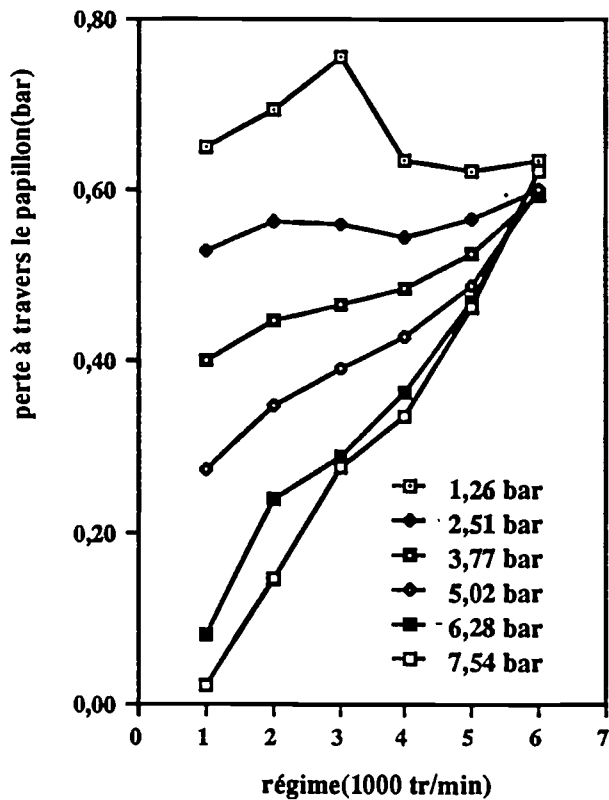


Figure 5-9 Perte d'exergie de transfert complémentaire.

c) Perte au niveau des soupapes

La différence entre la perte d'exergie globale par pompage et la perte de transfert complémentaire nous donne la perte au niveau des soupapes(cf. 1.4.2). Les variations de cette dernière pour différents points de consigne sont présentées sur la figure 5-10.

On remarque que cette perte s'accroît légèrement avec la charge et plus rapidement avec le régime lorsque ces deux paramètres augmentent. Ceci s'interprète clairement par une vitesse plus élevée des gaz à haut régime et fortes charges.

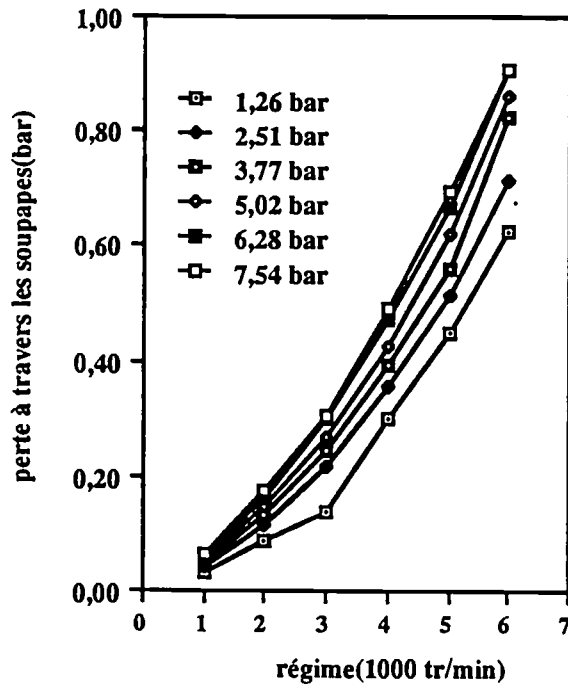


Figure 5-10 Perte d'exergie au niveau des soupapes pour différents régimes et charges.

Bishop⁶² a proposé une série de corrélations pour calculer la contre-pression à l'échappement et la perte au niveau des soupapes à partir de la pression dans le collecteur d'admission. La comparaison de nos résultats de mesure avec les valeurs calculées par les formules de Bishop permet d'ajuster ces dernières. En ce qui concerne la contre-pression à l'échappement, la correspondance est satisfaisante à bas régime (figure 5-11). Mais à haut régime la contre-pression calculée augmente plus vite que la réalité. Dans la formule de Bishop, la contre-pression est proportionnelle au carré du régime. Pour améliorer la correspondance nous avons fait évoluer cette relation et il est apparu que la puissance 1.9 de la vitesse donne un meilleur compromis sur l'ensemble de la plage de variation en se rapprochant mieux des résultats expérimentaux.

- (a) pression d'échappement mesurée(mbar)
- (b) valeur calculée avec l'exposant 1,9
- (c) valeur calculée avec l'exposant 2,0 (Bishop)

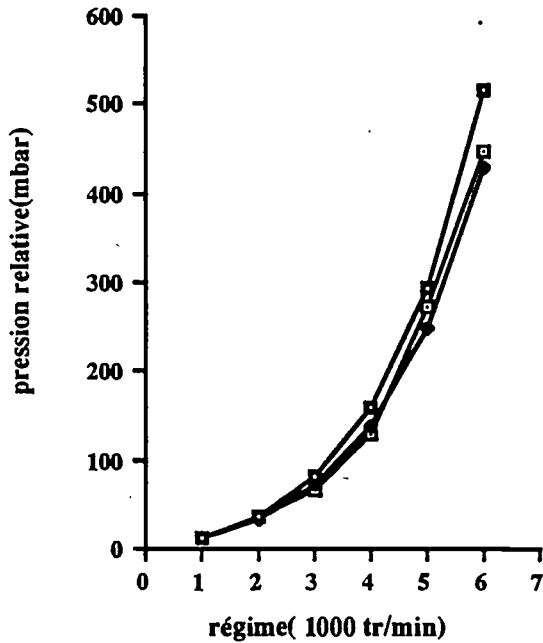


Figure 5-11 Contre-pression à l'échappement en fonction du régime pour une PME de 5bar. Correspondance entre les résultats mesurés et ceux calculés par les formules de Bishop originales et ajustées.

Avec la modification apportée, la relation entre la pression dans le collecteur d'admission et la contre-pression à l'échappement devient:

$$P_{er} = 0,11 P_{er'} (P_{ta} - 0,1P_a)^2 \left(\frac{N}{1000} \right)^{1,9}$$

avec P_{er} : Contre-pression à l'échappement (bar) à 4000 tr/min, pleine charge

De même dans la corrélation proposée par Bishop⁶², la perte au niveau des soupapes est proportionnelle à $N^{1,7}$ alors que nos résultats présentés sur la figure 5.12 montrent qu'une puissance de 1.5 donne une meilleure correspondance entre les valeurs calculées et celles mesurées. L'expression suivante de la perte au niveau des soupapes apparaît alors mieux adaptée à notre moteur:

$$PMF_s \text{ (bar)} = 1,228 \times 10^{-5} (P_{ta} - 0,1P_a)^{0,5} N^{1,5} F^{-1,28}$$

avec $F \text{ (m}^{-1}\text{)} = \frac{n_{iv} n_c D_{iv}^2}{V_d}$

n_{iv} : nombre de soupapes d'admission par cylindre

n_c : nombre de cylindres

D_{iv} : diamètre de la soupape d'admission

V_d : cylindrée

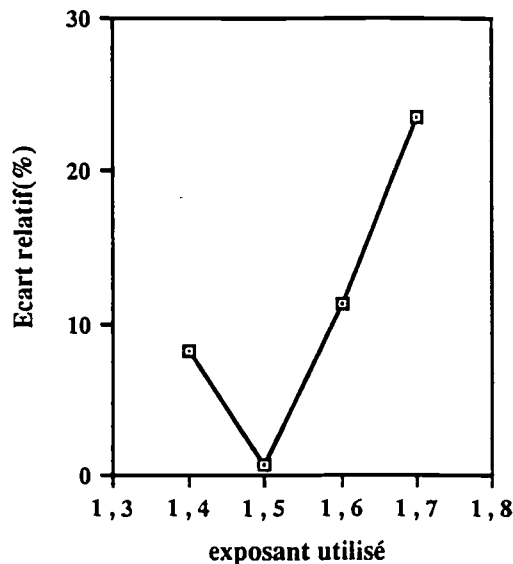


Figure 5-12 Erreur sur la PMF_s calculée par la formule de Bishop par rapport à celle mesurée expérimentalement. Mise en évidence d'une loi de variation en puissance 1.5 du régime (Point de fonctionnement : N:5000 tr/min, PME:6.28 bar)

5.2.5.2 Perte mécanique

La perte mécanique que nous définissons ici comprend les travaux:

du frottement piston/chemise

du frottement piston/bielle

du frottement bielle/manivelle

du frottement palier/vilebrequin

de la force nécessaire pour entraîner l'arbre à came, la pompe à eau et la pompe à huile

Il faut tout d'abord remarquer que ces pertes sont délicates à mesurer du fait que la pression moyenne du frottement mécanique PMF_m(1,0 à 1,5bar) ne représente qu'une faible part de la PMI et que chacune de ses composantes est évidemment encore plus faible. Dans l'analyse suivante nous nous contenterons de donner l'évolution de l'ensemble des pertes mentionnées ci-dessus sous le nom général de " perte mécanique" en signalant seulement que la perte principale se produit entre segments et chemise.

Avec la méthode de mesure directe la perte mécanique se calcule par la différence entre la perte totale par frottements(PMI brute moins PME) et la perte globale par pompage PMF_p:

$$PMF_m = PMI_b - PME - PMF_p$$

La mesure de PME ne se réalisant dans les meilleures conditions qu'à 0,1 bar près, les PMF_m de l'ordre de 1 bar seront entachées d'une erreur d'au moins 10%.

La figure 5-13 montre l'évolution de la perte mécanique en fonction du régime pour différentes charges.

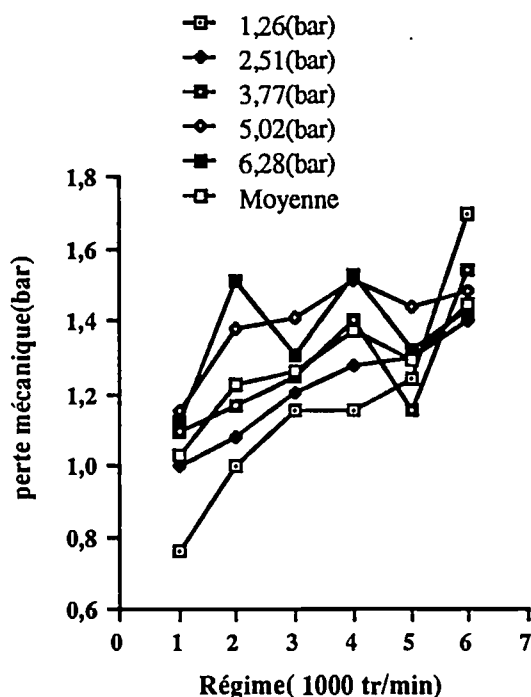


Figure 5-13 Perte mécanique mesurée pour différents régimes et charges

On peut tout d'abord remarquer qu'il n'y a pas d'évolution clairement orientée de la perte mécanique avec la charge. En effet la pression et la température des gaz dans la chambre de combustion augmentent avec la charge: une haute température tend à diminuer la viscosité de l'huile et par suite le frottement mécanique alors qu'une forte pression tend à augmenter le frottement non-visqueux. L'évolution de la perte mécanique dépendra donc de la prédominance de l'un de ces deux facteurs.

Nous constatons ainsi que pour un régime donné, l'amplitude des fluctuations de la perte mécanique est de l'ordre de 0,2 bar par rapport à la valeur moyenne. Compte tenu d'une précision de mesure de 0.1 bar, il semble que nous ne puissions pas conclure à une évolution définie de la perte mécanique avec la charge. La moyenne des valeurs pour différentes charges à une vitesse déterminée donne par contre l'évolution de la perte mécanique avec le régime.

Il apparaît que cette perte mécanique est sensiblement proportionnelle au régime et peut être représentée par la relation empirique suivante:

$$PMF_m \text{ (bar)} = 1,03 + 0,069 \left(\frac{N}{1000} \right)$$

5.2.5.3 Perte exergetique totale par frottements à pleine charge

Nous avons mesuré la perte totale par frottements à pleine charge et les résultats ont été comparés à ceux de Barnes-Moss⁶¹. Il faut toutefois signaler que les résultats de Barnes-Moss avaient été obtenus sur moteurs entraînés et ne correspondent pas exactement aux conditions normales de fonctionnement des moteurs.

La figure 5-14 montre cette comparaison entre nos résultats de mesure et la perte totale calculée avec la corrélation proposée par Barnes-Moss.

$$PMF \text{ (bar)} = 0,97 + 0,15 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,05 \left(\frac{N}{1000} \right)^2$$

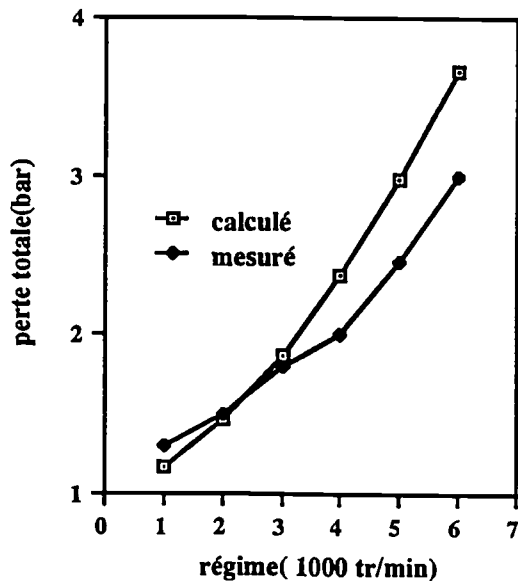


Figure 5-14 Comparaison entre la perte totale calculée par la relation de Barnes-Moss et nos résultats de mesure.

Aux bas régimes, on observe que les deux résultats sont très proches l'un de l'autre. Par contre, nos mesures sont inférieures aux valeurs de Barnes-Moss pour les régimes élevés. Cet écart peut être attribué au fait que la température élevée des gaz dans les essais réels diminue le frottement global par rapport aux essais moteur entraîné.

Globalement, pour un moteur fonctionnant en conditions réelles, nos résultats ont permis d'établir la corrélation suivante pour le frottement total à pleine charge:

$$PMF \text{ (bar)} = 1,2 + 0,036 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0,042 \left(\frac{N}{1000} \right)^2$$

Le frottement global à charge partielle peut s'évaluer en calculant la perte par pompage et la perte mécanique en utilisant les corrélations données respectivement dans les deux paragraphes précédents(5.2.5.1 et 5.2.5.2).

5.2.6 Effet de la durée de combustion sur le bilan exergétique

Cette étude paramétrique est réalisée en modifiant la durée de combustion introduite dans la loi de Wiebe du programme de modélisation. Nous remarquons sur la figure 5-15 que les principales pertes d'exergie sont peu influencées par cette variation. Lorsque la combustion dure plus longtemps, la pression et la température des gaz dans la chambre sont en moyenne plus faibles et le transfert thermique à travers les parois de la chambre de combustion diminue. Une légère baisse de perte d'exergie dans le liquide de refroidissement est alors observée. Pour la même raison, la perte d'exergie due à la combustion, qui constitue la composante essentielle des pertes diverses, augmente très légèrement: un accroissement de 1% est observé entre les valeurs correspondantes aux durées de combustion de 20 et 120 degrés. Avec la prolongation de la durée de combustion, les gaz dans la chambre sont encore très chauds au moment de l'ouverture de la soupape d'échappement, ce qui accroît également la perte d'exergie à l'échappement, mais de manière peu importante(2% de variation lorsque la durée de combustion passe de 20 à 120 degrés).

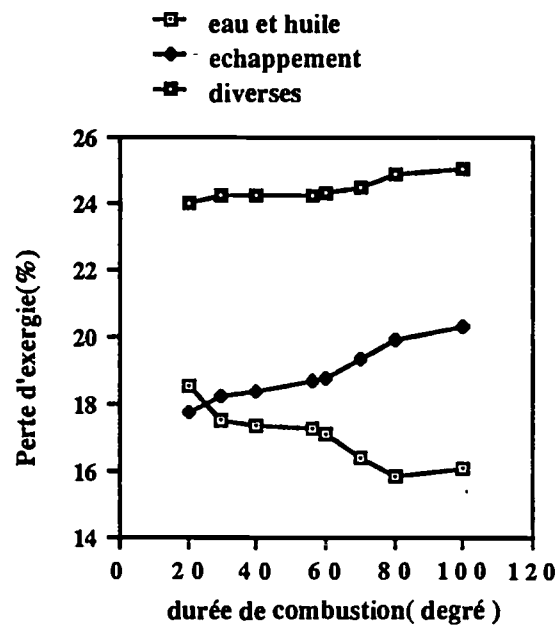


Figure 5-15 Effet de la durée de combustion sur les pertes d'exergie aux différents postes rapportées à l'exergie totale.

5.2.7 Effet de l'isolation du moteur sur le bilan exergetique

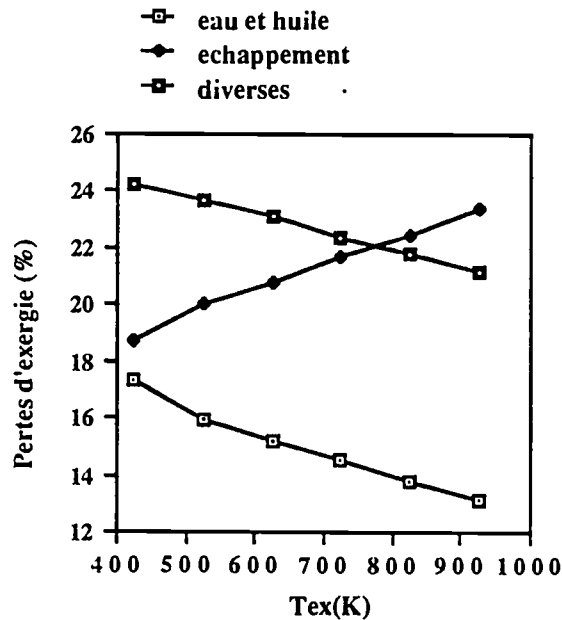


Figure 5-16 Effet de l'isolation du moteur sur les pertes d'exergie en fonction de la température des parois rapportées à l'exergie totale.

L'isolation des parois dans la chambre de combustion est simulé par une élévation de la température des parois dans le programme de modélisation. Il en résulte que la perte d'exergie due au transfert thermique à travers ces parois est moins importante. Il s'ensuit une élévation de la température des gaz à l'échappement comme nous l'avons vu en 3.5.4 et par suite une augmentation de l'exergie correspondante qui pourrait alors être exploitée par un système de récupération d'énergie. Lorsque la température des parois passe de 400K à 940K, on remarque une diminution de la perte due à la combustion de 4%; une diminution de perte à travers les parois de 5% et une augmentation de perte d'exergie à l'échappement de 4%(figure 5-16). On observe donc bien l'effet bénéfique de cette isolation sur le plan du travail récupérable mais les mêmes réserves qu'en 3.5.4 doivent être effectuées et la tenue mécanique de ces isolants demeure toujours problématique.

5.2.8 Effet du rapport volumétrique sur le bilan exergétique

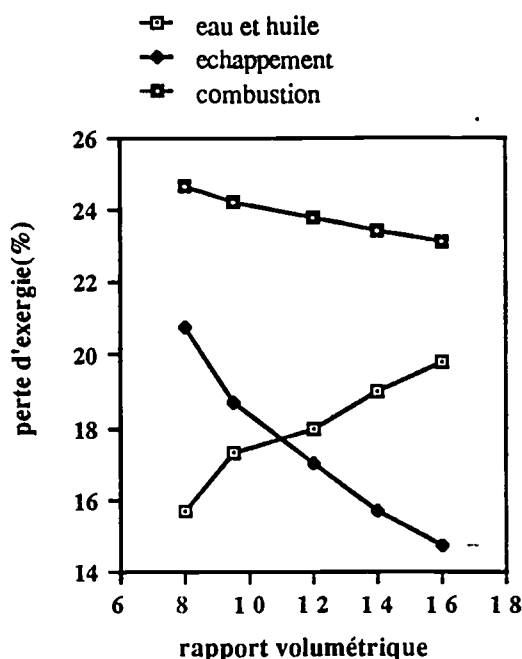


Figure 5-17 Effet du rapport volumétrique sur les pertes d'exergie rapportées à l'exergie totale

Le volume mort du moteur peut être modifié dans le modèle pour simuler différents rapports volumétriques. Avec l'accroissement de ces rapports la température et la pression dans la chambre augmentent, ce qui accroît la perte d'exergie à travers les parois. On observe une légère baisse de la perte due à la combustion. La perte à l'échappement décroît du fait que le transfert thermique gaz/parois et le travail sur le piston sont plus importants à rapport volumétrique élevé de sorte que les gaz d'échappement possèdent moins d'énergie. On constate ainsi une diminution de la perte exergétique à l'échappement de 7% et une augmentation de la perte exergétique dans le liquide de refroidissement de 4% quand le rapport volumétrique passe de 8 à 16.

5.3 Comparaison des bilans énergétique et exergétique

Le bilan énergétique et le bilan exergétique sont deux modes d'analyse du moteur thermique correspondant chacun à des objectifs bien spécifiques. Ainsi le bilan énergétique est suffisant pour concevoir le circuit du liquide de refroidissement alors que le bilan exergétique est nécessaire si l'on veut connaître la quantité d'exergie susceptible d'être récupérée par l'isolation des parois de la chambre de combustion.

A titre d'exemple, nous donnons quelques comparaisons des bilans énergétique et exergétique. Si les postes de perte figurant dans le bilan énergétique sont relativement fixés, ceux du bilan exergétique pourront être plus ou moins détaillés selon les possibilités de mesure des paramètres et

selon la méthode de modélisation utilisée. Pour que les tableaux soient compacts, nous utilisons les abréviations suivantes:

- p-éch-temp : perte à l'échappement due à la température élevée des gaz
- p-eau : perte énergétique dans le liquide de refroidissement.
- p-huile : perte énergétique dans l'huile de graissage.
- Ex-gaz/parois-cyl : perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans la chambre de combustion.
- Ex-gaz/conduit : perte d'exergie due au transfert thermique gaz/parois dans le conduit d'échappement.

Tableau 5-4 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:2000tr/mn; PME:2,5 bar)

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	20,0	travail utile	19,1
p-éch-temp	27,0	p-éch-temp	14,8
imbrûlés(richeesse = 0,90)	2,3	imbrûlés(richeesse = 0,90)	2,2
p-eau	30,0	Ex-gaz/parois-cyl	18,0
p-huile	6,8	Ex-gaz/conduit	10,0
bloc-moteur	13,9	frottement mécanique	8,7
		perte due à la combustion	22,5
		perte au papillon	4,0
		perte aux soupapes	0,7
total	100%	total	100%

Tableau 5-5 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:3000tr/mn; PME:2,5 bar)

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	20,0	travail utile	19,1
p-éch-temp	33,0	p-éch-temp	17,8
imbrûlés(richeesse = 0,90)	2,3	imbrûlés(richeesse = 0,90)	2,2
p-eau	23,0	Ex-gaz/parois-cyl	16,0
p-huile	7,0	Ex-gaz/conduit	9,5
bloc-moteur	11,0	frottement mécanique	9,1
		perte due à la combustion	21
		perte au papillon	3,8
		perte aux soupapes	1,5
total	100%	total	100%

Tableau 5-6 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:4000tr/mn; PME:2,5 bar)

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	19,5	travail utile	18,9
p-éch-temp	39,0	p-éch-temp	20,0
imbrûlés(richeesse = 0,90)	2,3	imbrûlés(richeesse = 0,88)	2,2
p-eau	25,0	Ex-gaz/parois-cyl	14,0
p-huile	8,5	Ex-gaz/conduit	9,0
bloc-moteur	5,7	frottement mécanique	9,5
		perte due à la combustion	20,5
		perte au papillon	3,6
		perte aux soupapes	2,3
total	100%	total	100%

Tableau 5-7 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:2000tr/mn; PME:7,5 bar)

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	30,0	travail utile	29,1
p-éch-temp	38,0	p-éch-temp	24,0
imbrûlés(richeesse = 0,88)	2,1	imbrûlés(richeesse = 0,88)	2,0
p-eau	17,0	Ex-gaz/parois-cyl	13,5
p-huile	4,0	Ex-gaz/conduit	4,75
bloc-moteur	8,9	frottement mécanique	4,4
		perte due à la combustion	21
		perte au papillon	0,5
		perte aux soupapes	0,75
total	100%	total	100%

Tableau 5-8 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:3000tr/mn; PME:7,5 bar)

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	29,0	travail utile	28,1
p-éch-temp	40,0	p-éch-temp	26,0
imbrûlés(richeesse = 0,88)	2,3	imbrûlés(richeesse = 0,88)	2,2
p-eau	16,0	Ex-gaz/parois-cyl	12,1
p-huile	5,0	Ex-gaz/conduit	4,5
bloc-moteur	7,7	frottement mécanique	4,6
		perte due à la combustion	20,5
		perte au papillon	1,0
		perte aux soupapes	1,0
total	100%	total	100%

Tableau 5-9 Comparaison du bilan énergétique et bilan exergetique (N:4000tr/mn; PME:7,5 bar).

Bilan énergétique	(%)	Bilan exergetique	(%)
travail utile	28,0	travail utile	27,1
p-éch-temp	41,0	p-éch-temp	28,2
imbrûlés(richeesse = 0,88)	3,3	imbrûlés(richeesse = 0,88)	3,2
p-eau	18,0	Ex-gaz/parois-cyl	10,0
p-huile	5,0	Ex-gaz/conduit	4,0
bloc-moteur	4,7	frottement mécanique	4,8
		perte due à la combustion	20,0
		perte au papillon	1,2
		perte aux soupapes	1,5
total	100%	total	100%

Du fait que l'exergie des gaz à l'admission est 1,03 fois le pouvoir calorifique inférieur du carburant contenu dans le mélange, le travail utile dans le bilan énergétique est légèrement supérieur à sa valeur correspondante dans le bilan exergetique.

Au point de vue du bilan énergétique les postes de pertes importants sont l'échappement, le liquide de refroidissement, le bloc moteur et l'huile de graissage alors que le bilan exergetique révèle l'importance des pertes par combustion et par frottements.

La perte exergetique par combustion est essentiellement déterminée par la température de combustion. La température du front de flamme dans un moteur à allumage commandé est assez stable de sorte que cette perte est également quasi-constante avec une valeur de 23% environ de l'exergie totale.

Avec une perte d'exergie de l'ordre de 26% hors imbrûlés, l'échappement constitue le premier poste de perte. Par ailleurs un système de récupération de cette perte sous forme mécanique est relativement facile à réaliser. Pour ces deux raisons, l'échappement devient le centre d'intérêt du moteur du point de vue de l'économie d'énergie.

Le bilan exergetique montre également que 12% environ de l'exergie totale est perdue par transferts thermiques des gaz aux parois de la chambre de combustion. L'isolation des parois reste la meilleure solution pour diminuer cette perte qui se calcule par $(1 - \frac{T_0}{T})dQ$. Mais l'isolation tend à accroître les températures des gaz et par suite le terme $(1 - \frac{T_0}{T})$. On peut voir que la réduction de cette perte d'exergie sera donc difficile.

Les pertes d'exergie par frottements présentes dans le bilan exergetique sont au total de l'ordre de 6% et essentiellement perdues sous forme de chaleur dans le liquide de refroidissement et dans l'huile de graissage: on les retrouve dans ces postes de perte du bilan énergétique. Le bilan exergetique détaillé fait enfin ressortir parmi ces pertes d'exergie par frottement l'importance des pertes d'exergie par pompage qui peut atteindre 3% de l'exergie totale à vitesse élevée.

Conclusions

A partir des premier et deuxième principes de la thermodynamique, nous avons établi les équations théoriques décrivant les bilans énergétique et exergetique et les avons appliqués à un moteur à allumage commandé de 2 litres de cylindrée.

Le bilan énergétique expérimental réalisé à l'aide des paramètres de fonctionnement relevés au banc d'essai a permis de déterminer, sur la plage d'utilisation du moteur, les répartition d'énergie correspondant aux différents postes de perte ainsi que l'influence de la température du liquide de refroidissement et de la richesse sur ces répartitions. Nous constatons qu'une variation de 20°C de la température du liquide de refroidissement par rapport à sa valeur normale n'a pas d'effet sensible sur le bilan énergétique.

Le bilan énergétique relatif au démarrage à froid du moteur nous a permis de mettre en évidence la sur-consommation du moteur à froid. Comme nous l'avons dit au chapitre 3, une série d'essais de ce type, effectués sur une large plage de vitesses stabilisées et couvrant ainsi un ensemble de situations, donnerait des éléments importants sur la consommation des véhicules en usage réel. Les résultats des mesures montrent que pour un véhicule équipé du moteur considéré et roulant à 90km/h, les paramètres thermiques du moteur se stabilisent au bout de 8min ou 12km parcourus avec une réduction de consommation de plus de 20% .

Les études théoriques portant sur l'énergie et l'exergie au cours du cycle ont été réalisées à l'aide d'une modélisation phénoménologique à deux zones. Nous avons pu évaluer les pertes énergétiques et exergetiques des gaz aux parois dans la chambre de combustion et dans le conduit d'échappement. Nous avons donné également les évolutions des bilans énergétique et exergetique en fonction des paramètres de réglage du moteur.

La durée de combustion est un paramètre d'entrée du programme de modélisation et sa valeur pour un point de fonctionnement a été déterminé de manière à ce que la pression instantanée calculée coïncide parfaitement avec celle mesurée. Nous avons pu déterminer de cette façon l'évolution de la durée de combustion avec la vitesse, la PME et la richesse.

L'étude paramétrique montre que l'accélération de la combustion n'augmente pas toujours la puissance délivrée par le moteur. Il existe en fait une durée optimale de combustion, qui est plus courte que la valeur mesurée, pour chaque consigne de fonctionnement du moteur.

L'isolation de la chambre de combustion influence peu le rendement et déplace seulement une majeure partie de l'énergie économisée au niveau des transferts thermiques gaz-parois dans la chambre de combustion vers l'échappement. L'isolation du moteur n'est donc vraiment intéressante que lorsqu'elle est associée à un système de récupération d'énergie à l'échappement.

L'augmentation du rapport volumétrique serait un moyen efficace d'améliorer le rendement moteur si le problème de cliquetis était résolu. La modélisation montre qu'une unité de plus de ce rapport rapportera une amélioration de rendement de deux unités environ.

Nos résultats montrent également qu'une économie de 1 à 2% de l'énergie est possible par une simple réduction de la richesse pour un fonctionnement du moteur stabilisé au banc. L'utilisation de ce réglage sur un véhicule nécessiterait toutefois une prise en compte des performances et de la souplesse du moteur dans son fonctionnement réel.

La réalisation du bilan énergétique a permis de montrer que les postes de pertes importants sont l'échappement, le liquide de refroidissement, le bloc moteur et l'huile de graissage. Le bilan exergetique révèle également l'importance des pertes par combustion et par frottements.

Le bilan exergetique du moteur montre également que 12% environ de l'exergie totale est perdue dans les transferts thermiques des gaz aux parois de la chambre de combustion. La réduction de cette perte d'exergie $Q(1 - \frac{T_0}{T})$ se fera difficilement par l'isolation puisque celle-ci tend à accroître les températures des gaz et par suite le terme $(1 - \frac{T_0}{T})$.

D'après l'étude réalisée sur les frottements moteur, il semble que nous ne puissions pas conclure à une évolution définie de la perte mécanique avec la charge. La moyenne des valeurs pour différentes charges à une vitesse déterminée donne par contre l'augmentation de la perte mécanique en fonction du régime (de 1,0bar à 1000tr/min jusqu'à 1,4bar à 6000tr/min)

Les pertes d'exergie par frottements présentes dans le bilan exergetique sont de l'ordre de 5%, essentiellement perdues sous forme de chaleur dans le liquide de refroidissement et dans l'huile de graissage. Le bilan exergetique fait ressortir l'importance des pertes d'exergie par pompage qui peuvent atteindre 3% de l'exergie totale à vitesse élevée.

REFERENCES

1. Annand, "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-Shaped Combustion Chamber", *J. Mechanical Engineering Science*, vol 12, N° 2, 1970, p146-149.
2. Blizzard, N.C. and Keck, J.C.,: "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," SAE paper 74091.
3. General Motors Automobile Engine Test Code For Four Cycle Spark Ignition Engines, 6th ed., 1975.
4. Gruden, D.O., und Hochsman, G., "Fünf Jahre Erfahrungen mit Hochverdichteten Porche-Motoren", *MTZ*, vol. 45 (1984), pp193-197.
5. Heywood, J.B. : "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGraw-Hill Book Company (1988).
6. Heywood, J.B., Higgins, J.M., Watts, P.A., and Tabaczynski, R.J. : "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NOx Emissions, "SAE paper 790291, 1979.
7. Lucas, G.G. and Brunt, M.F.J. : "The Effect of Combustion Chamber Shape on the Rate of Combustion in a Spark Ignition Engine, "SAE paper 820165.
8. Mattavi, J.N., Groff, E.G., Lienesch, J.H., Matekunas, F.A. and Noyes, R.N., "Engine Improvements Through Combustion Modeling," *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, pp537-587, Mattavi, J.N. and Amann, C.A., Editors, Plenum Press, New York, SAE paper 780943.
9. Novak, J.M., and Blumberg, P.M. : "Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternatives Affecting the Fuel Economy and Emissions of Spark-Ignited Engines," SAE paper 780943.
10. Poulos, S.G., and Heywood, J.B. : "The Effect of Combustion Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine Combustion," SAE paper 830334, 1983.
11. Sihling, K. and Woshni, G. : "Experimental Investigation of the Instantaneous Heat Transfer in the Cylinder of a High Speed Diesel Engine" SAE paper 790833, 1979.
12. Thring, R.H., : "The Effects of Varying Combustion Rate in Spark Ignited Engines, "SAE paper 790387, 1979.

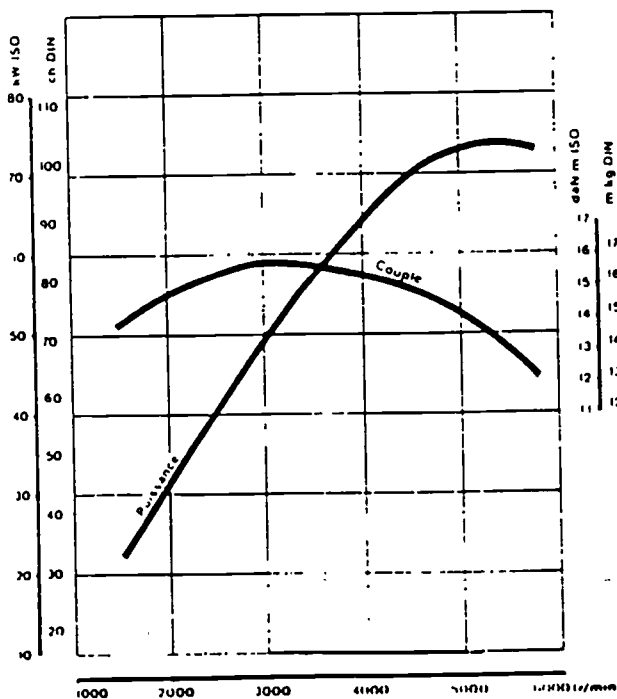
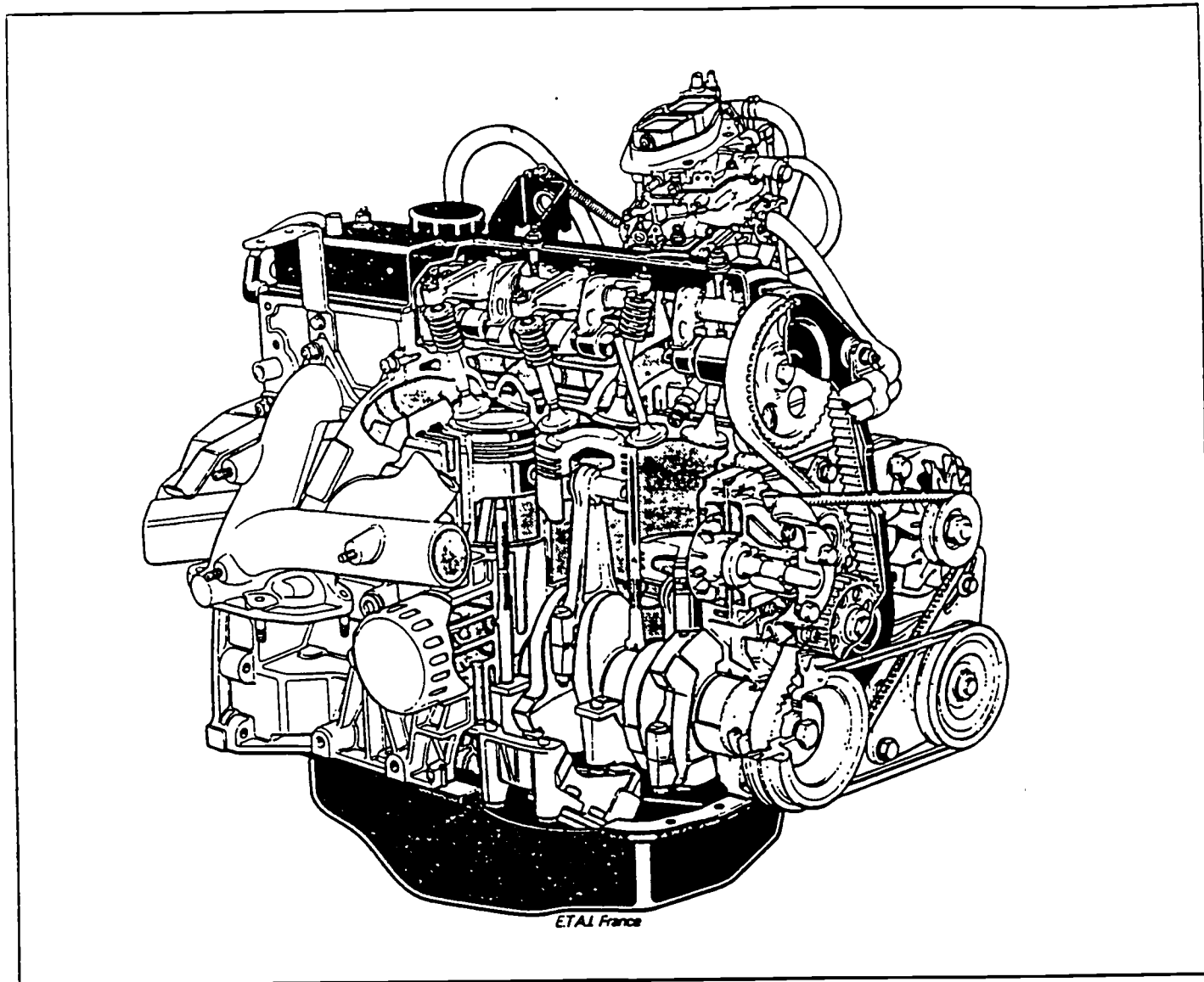
13. Watts,P.A., and Heywood, J.B. : "Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer on Spark-Ignition Engine Operation," SAE paper 800289, 1980.
14. Woschni, G. : "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, 1967.
15. Woschni, G. and Fieger, J., : "Experimental Investigation of the Heat Transfer at Normal and Knocking Combustion in Spark Ignition Engine, MTZ, vol. 43, pp.63-67, 1982.
16. Woschni, G., Kolesa, K., Bergbauer, F., and Huber, K., : "Einfluß von Brennräumisulierungen auf den Kraftstoffverbrauch und die Warmestrome bei Dieselmotoren," MTZ vol. 49, pp281-285.
17. Woschni, G., Kolesa, K., and Spindler, W., : "Isolierung der Brennraumwände - Ein lohnendes Entwicklungsziel bei Verbrennungsmotoren?, "MTZ, vol. 47, pp495-500, 1986.
18. Nakajima.Y., "Trends toward Higher Compression Ratios and Tasks for Future Work," JSAE Review, vol. 8, n° 1, Jan. 1987.
19. Hires, S.D., Tabaczynski, R.J., and Novak, J.M.:"The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge. Spark Ignition Engine," SAE paper 780232, SAE Trans., vol. 87, 1978.
20. Caton, J.A. and Heywood, J.B. : " Models for Heat Transfer, Mixing and Hydrocarbon Oxidation in an Exhaust Port of a Spark-ignited Engine", SAE paper 800290 (1980)
21. Caton, J.A. and Heywood, J.B. : " An Experimental and Analytical Study of Heat Transfer in an Exhaust Port ", Int. J. Heat Mass Transfer, 24,4, 581-595 (1981)
22. BENSON, R. S. , ANNAND, W.J.D. AND BARUAH, P.C. , " A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four-Stroke Cycle Spark Ignition Engine ", Int. J. mech. Sci. Vol. 17, pp97 -124 , 1975
23. Matthews, R.D. and Miao Shizhi , " Combustion Efficiency of Spark Ignition Engines ", Int. J. of Vehicle Design. Vol. 8. no. 3, pp 345 - 354, 1987
24. ENOMOTO Y, KTAHARA N., et TAKENAKA T., " Thermal Load of a Four Cylinder Gasoline Engine with Caburator", JSAE Rev., Vol. 11, No.1, Jan. 1990.

25. Finlay I.C., HARRIS D, BOAM D. J. et PARKS B. I., " Factors Influencing Combustion Chamber Wall Temperature in a Liquide-cooled, Aotomotive, SI Engine ", Proc Instn Engrs, vol. 199 No D3 (1985)
- 26 P.N. Blumberg and J.T. Kummer, " Prediction of NO formation in Spark-Ignited Engines — Analysis of Methods of Control. " Combustion Science and Technology. Vol.4 (1971) pp.73-95
- 27 D.B. Rhodas et J.C. Keck," Laminar Burning Speed Measurement of Indolene-Air-Diluent Mixture at High Temperature and Pressure," M.S. Thesis, Department of Mechanical Engineering, MIT, 1976.
- 28 Flynn, P. F., Hoag, K.L., Kamel, M.M. and Primus, R. J., " A New Perspective on Diesel Engine Evaluation Based on Second Law Analysis", SAE paper 840032,1984.
- 29 Primus, R. J., et Flynn, P. F. : " Diagnosing the Real Performance Impact of Diesel Engine Design Parameter Variation (A Primer in the Use of Second Law Analysis), " in Proceedings of International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Reciprocating Engines, COMODIA 85, pp. 529-538, Tokyo, September 4-6, 1985
- 30 Primus, R. J., Hoag, K.L., Flynn, P. F.et Brands, M.C.: " An Appraisal of Advanced Engine Concepts Using Second Law Analysis Techniques," SAE paper 841287, SAE Trans., vol.93, 1984.
- 31 Shapiro, H.N. and Van Gerpen, J.H., " Two Zone Combustion Models for Second Law Analysis of Internal Combustion Engines", SAE paper 890823, 1989
- 32 Lipkea,W.H. and Dejoode, A.D., " A Comparison of the Performance of Two Direct Injection Diesel Engines from a Second Law Perspective", SAE paper 890824, 1989.
- 33 Beretta, G.P., and Keck, J., " Energy and Entropy Balances in a Combustion Chamber: Analytical Solution", Combustion Sci. and Tech., 1983, vol. 30, pp19-29.
- 34 Thelliez, M., " Analyse Energétique des Cycles des Moteurs à Combustion Interne au Moyen d'un Cycle Théorique Associé", Entropie, N° 148, 1989.
- 35 Grieder, I. et Truyol, A., " Analyse Thermodynamique d'un Système Energétique. Application à un Atelier de Distillation Equipé de Recompression Mécanique de Vapeur", Entropie, N° 150, 1989.
- 36 Grosshans, G. et Zellat, M., " Moteurs Diesel turbocompound et suralimentés: Analyses exergétiques comparatives", Revue Générale de Thermique, n°313, jan. 1988.

- 37 R.J. Moffat, " Gas Temperature Measurement " in " Temperature - Its Measurement and Control in Science and Industry," vol. 3, Part 2, pp. 553-571, 1962.
- 38 S. Whitaker, " Forced Convection Heat Transfer Correlations for Flow in Pipes, Past Flat Plates, Single Cylinders, Single Spheres and for Flow in Packed Beds and Tube Bundles," A.I.Ch.E., vol. 18, No.2,pp. 361,1972.
- 39 J.A. Caton," Comparisons of Thermocouple, Time-Averaged and Mass-Averaged Exhaust Gas Temperatures for a SI Engine", SAE paper 820050, 1982.
- 40 G. Asch," Les Capteurs en Instrumentation Industrielle ", pp.235, édition Dunod, ISBN 2-04-016948-2, Paris 1987.
- 41 K. Mollenhauer, " Measurement of Instantaneous Gas Temperatures for Determination of the Exhaust Gas Energy of a Supercharged Diesel Engine," SAE paper 670929, 1967.
- 42 Y. Kaneko, H. Kuroda and K. Tanaka, " Small Engine - Concept Vehicules," SAE paper 710926, 1971.
- 43 L. Eltinge, F.J. Marsee and A.J. Warren, " Potentialities of Further Emissions Reduction by Engine Modifications," Presented at the Automotive Engineering Congress, SAE, Detroit, Jan. 1968.
- 44 Ph. Pinchon, " Calage Thermodynamique du Point Mort Haut,des Moteurs à Piston", Revue de l'IFP, Vol. 39, N° 1, Jan.-Fév. 1984.
- 45 J.H. Lienesch and M.K. Krage, " Using Microwaves to Phase Cylinder Pressure to Crankshaft Position ", SAE 79013
- 46 M. Serruys," Recherche d'économie d'énergie ", B-368, Techniques de l'ingénieur,1984.
- 47 J. N. Mattavi," The Attributes of Fast Burning Rates in Engines ", SAE paper 800920, 1980.
- 48 A. Basso;" Optimization of Combustion Chamber Design for Spark Ihnition Engines", SAE paper 840231, 1984.
- 49 B. Derreumaux," Moteur à Essence", Tome 1, Edition E.T.A.I., 1987.
- 50 R.J. Menne und M. Königs, " Magerkonzepte - Eine Alternative zum Dreiweg-katalysator ? ", MTZ, N°49, pp. 421-427, 1988.
- 51 W. Lee und Hans-Jürgen Schäfer, " Verbrauchsreduzierung am Ottomotor durch Optimierung von Brennraumform und Verdichtungsverhältnis"; MTZ, N°43,pp. 179-284, 1982.

- 52 S. Furuhashi and Y. Enomoto, " Heat Transfer into Ceramic Combustion Wall of Internal Combustion Engines ", SAE paper 870153, 1987.
- 53 H. Kosuge, M. Ishii and T. Itoh, " Effects of Insulation of the Combustion Chamber on the performance of a Diesel Engine", JSAE rev., July 1986.
- 54 W.R. Wade, P.H. Havstad, E.J. Ounsted, F.H. Tinker and I.J. Garwin, " Fuel Economy Opportunities with an Uncooled Engine", SAE paper 860084, 1986.
- 55 G. Borman and K. Nishiwaki, " Internal-Combustion Engine Heat Transfer", Prog. Energy Combustion Sci., vol. 13, 1987.
- 56 Van Sudhakar, " Developpement of Uncooled Engines", Congrès International Moteurs Diesel, Mai 1987, Lyon.
- 57 F. Wallace and T.K. Kao, " Thermally Insulated Diesel Engines", Proc. Inst. Mech. Engrs. vol.198A No. 5.
- 58 P. Belardini and C. Bertoli, Thermal Barriers Adaptation in D.I. Diesel Engines " Effect on Smoke and Gaseous Emissions", SAE paper 840995.
- 59 R.M. Cole and A.C. Alkidas, " Evaluation of an Air Gap Piston in a Divided Chamber Diesel Engine", SAE paper 850359.
- 60 A.C. Alkidas, " Experiments with an Un-cooled Single-Cylinder Open-Chamber Diesel", SAE paper 870020.
- 61 Barnes-Moss, H. W. , : " A Designer's Viewpoint in Passenger Car Engines, " Conference Proceedings, pp 133-147, Institution of Mechanical Engineers, London , 1975.
- 62 Bishop, I. N. : " Effect of Design Variables on Friction and Economy, " SAE Trans., vol. 73, pp. 334-358, 1965.
- 63 André, M. , " La Consommation Energétique par les Auxiliaires et Accessoires Utilisés sur les Véhicules Routiers", Rapport INRETS (France), Avril 1982.
- 64 Ball, W. F. , Jackson, N. S., Pilley, A. D. and Porter, B. C. : " The Friction of a 1.6 Litre Automotive Engine - Gasoline and Diesel", SAE paper 860418 (1986)

Annexe 1-1. Moteur J6R

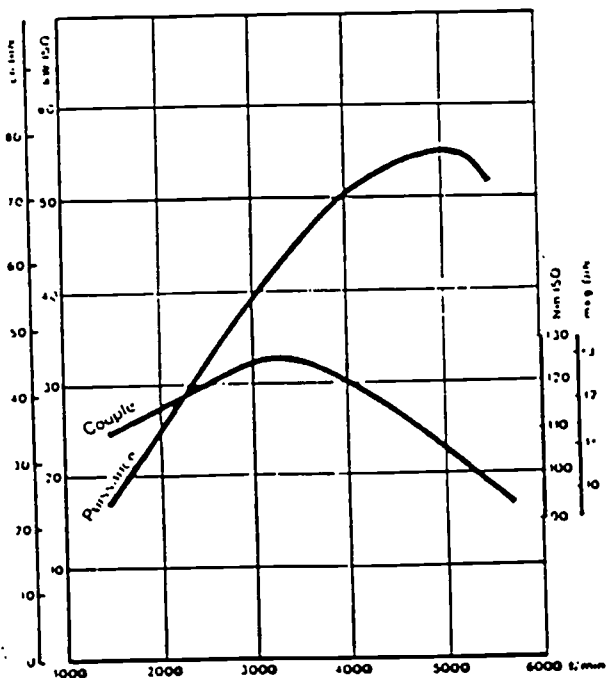
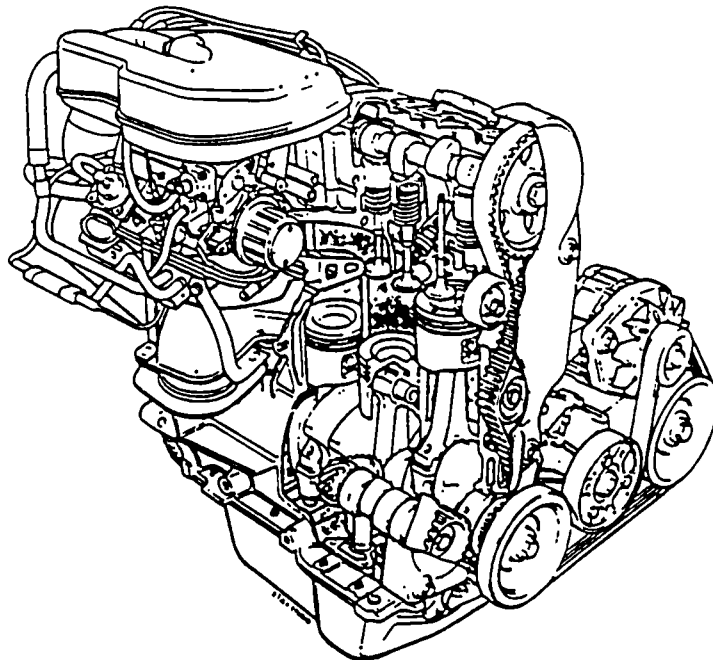


CARACTÉRISTIQUES PRINCIPALES

Type	: J6R
Carburant	: Super
Architecture	: 4 cylindres en ligne, verticaux
Matériau	: Tout alliage léger
Vilebrequin	: 5 paliers
Alésage x course	: 88 x 82 mm
Cylindrée	: 1 995 cm ³
Rapport volumétrique	: 9.2: 1
Puissance max ISO (DIN)	: 74 kW (103 ch) à 5 500 tr/min
Couple max ISO (DIN)	: 158 Nm (16,5 mkg) à 3 000 tr/min
Distribution	: 1 ACT, courroie crantée
Loi d'arbre à cames	: 12°, 52°, 52°, 12°
Allumage	: Electronique intégral
Alimentation	: Carburateur double corps
Refroidissement	: Liquide, sous pression
Application	: RENAULT 25 TS, GTS

Annexe 1-2. Moteur F2N

Moteur F2N

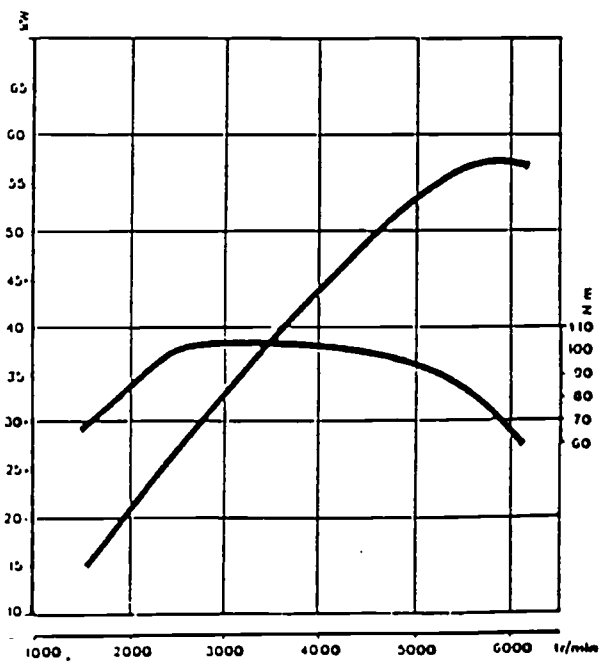
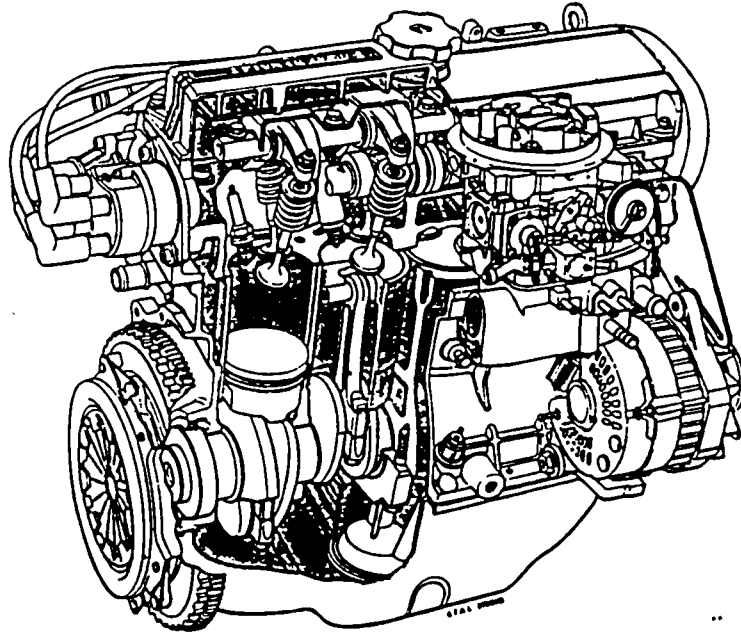


CARACTERISTIQUES PRINCIPALES

Type	: F2N
Carburant	: Super
Architecture	: 4 cylindres en ligne
Matériau	: Culasse en alliage léger; bloc-moteur en fonte grise
Vilebrequin	: 5 paliers
Alésage x Course	: 81 x 83,5 mm
Cylindrée	: 1721 cm ³
Rapport volumétrique	: 10 : 1
Puissance maxi ISO(DIN)	: 59 kw (82ch) à 5000 tr/mn
Couple maxi ISO(DIN)	: 133 Nm(13,9 mkg) à 3250 tr/mn
Distribution	: 1 ACT, courroie crantée
Loi d'arbre à came	: 4°,40°,40°,4°
Allumage	: A.E.I
Alimentation	: Carburateur double corps
Refroidissement	: liquide, sous pression
Application	: RENAULT 9,11 GTX, TXE

Annexe 1-3. Moteur E6J

Moteur E



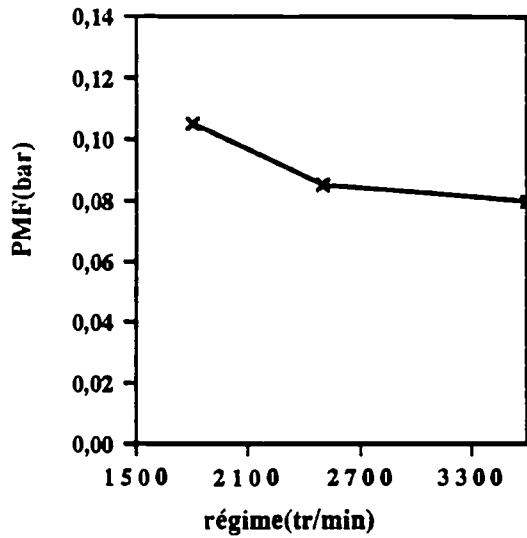
CARACTERISTIQUES PRINCIPALES

Type	: E6J-700 (Energy)
Carburant	: Super(avec ou sans plomb)
Architecture	: 4 cylindres en ligne
Matériau	: Culasse en alliage léger; bloc-moteur en fonte
Vilebrequin	: 5 paliers
Alésage x Course	: 75,5 x 77 mm
Cylindrée	: 1390 cm ³
Rapport volumétrique	: 9,5 : 1
Puissance maxi ISO(DIN)	: 57,5 kw (80ch) à 5750 tr/mn
Couple maxi ISO(DIN)	: 106 Nm(11 mkg) à 3000 tr/mn
Distribution	: 1 ACT, courroie crantée
Loi d'arbre à came	: 6°,43°,44°,3°
Allumage	: A.E.I
Alimentation	: Carburateur double corps
Refroidissement	: liquide, sous pression
Application	RENAULT 19 TS. GTS. TSE

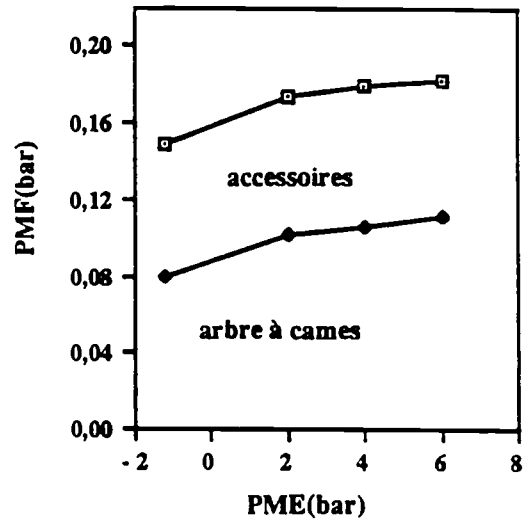
Annexe 1-4 Quelques Nombres adimensionnels

Nombres	Formation	Interprétation	Remarques
<p>REYNOLDS</p> $\frac{\rho UL}{\mu}$	$\frac{U^2}{L} \frac{\rho}{U} \frac{1}{L^2 \mu}$	Rapport des forces d'inertie aux forces de viscosité.	
<p>MACH ou SARRAUT</p> $M = \frac{U}{a} = \frac{U}{\sqrt{\gamma RT}}$		Rapport de la vitesse locale du fluide à la célérité locale du son	Caractérise le régime d'écoulement: subsonique $M < 1$, supersonique $M > 1$.
<p>Coefficient de frottement</p> $C_f = \frac{\tau_p}{\frac{1}{2} \rho U^2}$		Rapport de la contrainte tangentielle de frottement à la pression dynamique du fluide à l'extérieur de la couche limite (fluide non perturbé)	Utilisé pour l'étude des couches limites.
<p>NUSSELT</p> $Nu = \frac{hL}{\lambda}$	$\frac{hS\Delta T}{\lambda S \frac{\Delta T}{L}}$	Rapport de la quantité de chaleur échangée par convection à une quantité de chaleur échangée par conduction.	
<p>PRANDLT</p> $Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}$	$\frac{u/\rho}{a} = \frac{v}{a}$	Rapport de la diffusivité matière à la diffusivité thermique	Caractérise la distribution des vitesses par rapport à la distribution de la température.

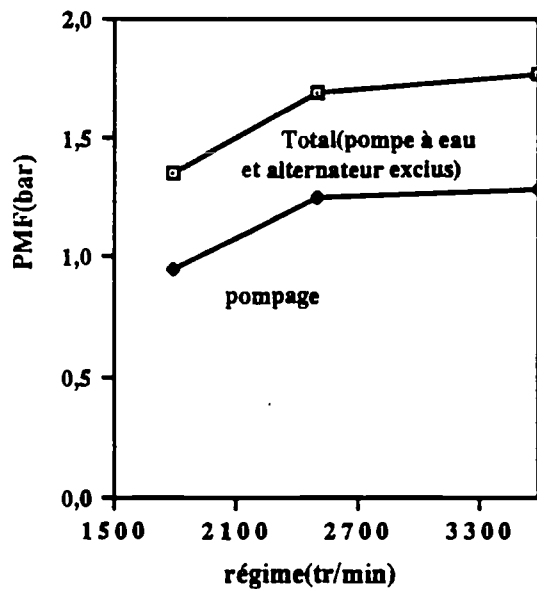
Annexe 1-5 Frottements dans un moteur à essence de 1,6 litre



Variation de la perte de l'arbre à cames avec le régime, moteur essence, PME=4 bar. D'après [64]



Variation des pertes des accessoires avec la charge. D'après [64]



Variation des pertes de frottement avec le régime, moteur essence, PME=4 bar, D'après [64]

Annexe 1-6 Caractéristiques thermodynamiques du mélange et des produits

La modélisation de la combustion puis l'évaluation des pertes à l'échappement nécessitent une parfaite connaissance de la composition des gaz. Pour un moteur à essence, le tableau ci-dessous donne les principaux composants chimiques, leurs proportions et leurs chaleurs spécifiques à la température ambiante⁴⁹.

Principaux composants des gaz d'échappement et leurs chaleurs spécifiques (J/kg/K) à la température ambiante⁴⁹

gaz	pourcentage en volume	pourcentage en poids	C_p	C_v
HC	100 à 1500 ppm			
NO _x	200 à 4000 ppm		965,6	689,7
H ₂	0 à 2 %		1424,5	10124,0
O ₂	0,1 à 4%		907,1	647,9
CO	0,1 à 8%	4,8%	1045	748,2
CO ₂	9 à 14%	15,1%	844,4	647,9
H ₂ O	12 à 14%	8,0%	1931,2	1504,8
N ₂	70 à 77%	69,2%	1019,9	727,3

Pour notre part dans toute cette étude nous déterminerons les caractéristiques de ce mélange en faisant les hypothèses suivantes:

1. Les gaz dans l'ensemble obéissent à la loi des gaz parfaits.
2. L'énergie interne, l'enthalpie et l'entropie d'un mélange sont respectivement égales aux sommes des énergies internes, enthalpies et entropies de ses différents composants.

Par ailleurs, nous utiliserons pour calculer les propriétés thermodynamiques de chaque espèce une représentation polynômiale. Ainsi l'enthalpie h de l'espèce i sera déterminée par :

$$h_i(T) = R_{mol}(u_{i,1}T + u_{i,2}T^2 + u_{i,3}T^3 + u_{i,4}T^4 + u_{i,5}T^5 + u_{i,6}) + u_{i,7}$$

où $u_{i,1}, u_{i,2}, u_{i,3}, u_{i,4}, u_{i,5}, u_{i,6}$ sont des coefficients et $u_{i,7}$ est l'enthalpie au zéro absolu. Leurs valeurs sont données en réf.[5] et dans le tableau suivant.

L'énergie interne spécifique $e_i(T)$ pourra alors s'exprimer par:

$$e_i(T) = h_i(T) - R_{mol}T$$

Les chaleurs spécifiques se déduisent des relation suivantes:

$$C_p = \frac{dh}{dT} = R_{mol} \left(\sum_{j=1}^5 j u_{i,j} T^{j-1} \right)$$

$$\text{et } C_v = \frac{de}{dT} = C_p - R_{\text{mol}}$$

Enfin l'entropie, comme pour tout gaz parfait, se calculera par:

$$s = \int_{T_0}^T \frac{dh}{T} - R_{\text{mol}} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) + s_0$$

L'entropie des gaz à la température de référence T_0 sera prise comme entropie de référence: $s_0 = 0$ et nous aurons donc:

$$s = \int_{T_0}^T \frac{dh}{T} - R_{\text{mol}} \ln\left(\frac{p}{p_0}\right)$$

gamme de température : 500 - 3000 °K (sauf spécialement indiqué)

Pression de référence : $p_0 = 1,01325 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

i espèce j	1	2	3	4	5	6	7
1 CO ₂ 1000<T<5000	4.4608	1.5491E-03	-4.1310E-07	5.6852E-11	-3.1052E-15	-9.8636E-1	-4.0706E08
2 CO ₂ 300<T<1000	2.4008	4.3676E-03	-2.2024E-06	5.0055E-10	-1.2655E-16	9.6951E00	-4.0221E08
3 CO	2.9841E00	7.4455E-04	-1.9300E-07	-2.5912E-11	-1.3871E-15	6.3479E00	-1.1843E08
4 H ₂ O	2.7168E00	1.4725E-03	-2.6741E-07	-2.5567E-11	-9.6944E-16	6.6306E00	-2.4864E08
5 H ₂	3.1002E00	2.5560E-04	1.7548E-08	-8.7275E-12	7.3890E-16	-1.9629E00	-7.2945E6
6 O ₂	3.6220E00	3.6809E-04	-6.5507E-08	9.0505E-12	-5.7892E-16	3.6151E00	-9.9934E06
7 N ₂	2.8963E00	7.5775E-04	-1.9078E-07	2.4952E-11	-1.3045E-15	6.1615E00	-7.5313E6
8 C ₈ H ₁₈	-0.71993	4.64260E-2	-1.68385E-5	2.67009E-9	0.00000	0.00000	-4.9298E8
9 OH	2.9106E0	4.7966E-4	-6.4807E-8	3.4392E-12	2.8450E-17	5.4423E0	3.2719E7
10 H	2.5000E0	0.0	0.0	0.0	0.0	-4.6012E-1	2.1177E8
11 NO	3.1890E0	6.6910E-4	-1.7633E-7	2.3980E-11	-1.2970E-15	6.7458E0	8.1712E7
12 N	2.4503	5.3305E-5	-2.4884E-8	4.6992E-12	-2.0520E-16	4.4488	4.6655E8
13 O	2.5421E0	-1.3776E-5	-1.0343E-9	1.1378E-12	-8.7362E-17	4.9203E0	2.4303E8

Notons que le coefficient $u_{i,7}$ est en J/kg-mol

Annexe 1-7 Viscosité et Nombre de Prandtl

La viscosité du mélange hydrocarbure-air et de ses produits de combustion est très proche de celle de l'air qui est essentiellement fonction de la température⁵:

$$\mu_{\text{air}}(\text{kg/m.s}) = 3,3 \times 10^{-7} \times T^{0,7}$$

Une correction est toutefois nécessaire pour tenir compte de la richesse:

$$\mu_{\text{hydro-air}} = \frac{\mu_{\text{air}}}{1 + 0,027\phi}$$

Ces formules sont utilisables pour une gamme de température de 500 à 4000K, une gamme de pression de 1 à 100bar et une gamme de richesse de 0 à 4.

Selon la richesse du mélange, le Nombre de Prandtl se calcule par l'une ou l'autre des formules suivantes:

$$\text{Pr} = 0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2 \quad \text{pour } \phi \leq 1$$

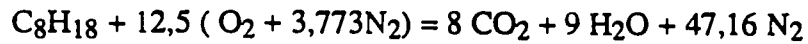
et

$$\text{Pr} = \frac{0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2}{1 + 0,015 \times 10^{-6} (\phi T)^2} \quad \text{pour } 1 < \phi \leq 4$$

où γ représente le rapport des capacités thermiques des gaz.

Annexe 1-8 Combustion du mélange iso-octane/air

Pour la modélisation de la combustion on assumera le combustible à de l'isooctane C_8H_{18} et on supposera que l'air se compose de 21% d'oxygène et de 79% d'azote en proportions volumiques. La réaction stoechiométrique s'écrira donc:



Nombre de moles du mélange	= 1 + 12,5(1 + 3,773)	= 60,66
Nombre de moles des produits	= 8 + 9 + 47,16	= 64,16
Expansion moléculaire	= 64,16/60,66	= 1,058
poids d'un mole C_8H_{18}	= 114,15	
poids de 12,5($O_2 + 3,773N_2$)	= 1727,8	
taux stoechiométrique air/carburant	= 1727,8/114,15	= 15,14

Annexe 1-9 Vitesse fondamentale de la flamme laminaire

La valeur de la vitesse de propagation de la flamme laminaire est déduite de mesures effectuées dans une chambre sphérique. Elles ont permis de proposer la corrélation suivante⁵:

$$S_L = S_{L,0} \left(\frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta$$

avec p, T_u : pression et température des gaz frais.
 p_0, T_0 : pression et température de référence.
 $S_{L,0}, \alpha, \beta$: constantes dépendant du combustible et de la richesse.

Pour le propane, l'isooctane et le méthanol, les valeurs des paramètres sont les suivantes:

$$\alpha = 2,18 - 0,8(\phi - 1)$$

$$\beta = -0,16 + 0,22(\phi - 1)$$

$$S_{L,0} = B_m + B_\phi(\phi - \phi_m)$$

Tab.1-2 Paramètres ϕ_m, B_m et B_ϕ ⁵

Combustible	ϕ_m	$B_m(\text{cm/s})$	$B_\phi(\text{cm/s})$
Méthanol	1,11	36,9	-140,5
Propane	1,08	34,2	-138,7
Isooctane	1,13	26,3	-84,7
essence	1,21	30,5	-54,9

Dans une chambre de combustion de moteur les gaz résiduels et les gaz de recyclage réduisent sensiblement la température de la flamme et sa vitesse de propagation. Rhodas et Keck²⁷, en utilisant un mélange de 80% de N_2 et 20% de CO_2 en proportion volumique pour simuler des gaz résiduels, ont obtenu la corrélation suivante:

$$S_L(x_b) = S_L(x_b=0) \left(1 - 2,06 x_b^{0,77} \right)$$

où x_b est la fraction volumique de gaz brûlés.

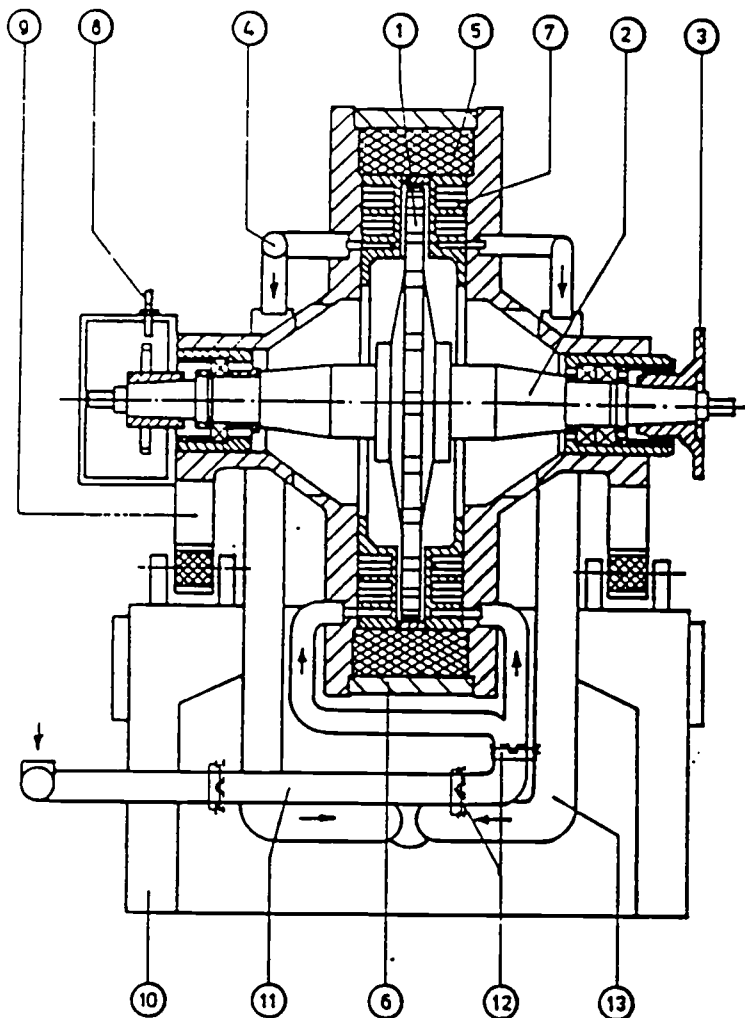
Annexe 1-10 Quelques échelles de grandeur de la turbulence

La turbulence peut être caractérisée par trois types d'échelles:

- L (échelle intégrale ou macro) : qui précise la dimension caractéristique d'ensemble des tourbillons.
- λ (échelle micro Taylor) : qui détermine la structure interne du tourbillon et représente l'échelle à laquelle la combustion laminaire est dominante.
- η (échelle Kolmogorov) : qui est la dimension caractéristique des tubes vortex subdivisant le tourbillon en de nombreuses zones de combustion laminaire

Annexe 2-1. Frein à courant de Foucault SCHENCK

Vue en coupe du frein à courant de Foucault SCHENCK



ELEMENTS DE ROTATION

- 1. Roue polaire
- 2. Arbre du frein
- 3. Bride d'accouplement

ELEMENTS MONTES EN BALANCE

- 4. Sortie d'eau avec thermostat
- 5. Bobinage d'excitation
- 6. Carter du frein
- 7. Chambre de refroidissement

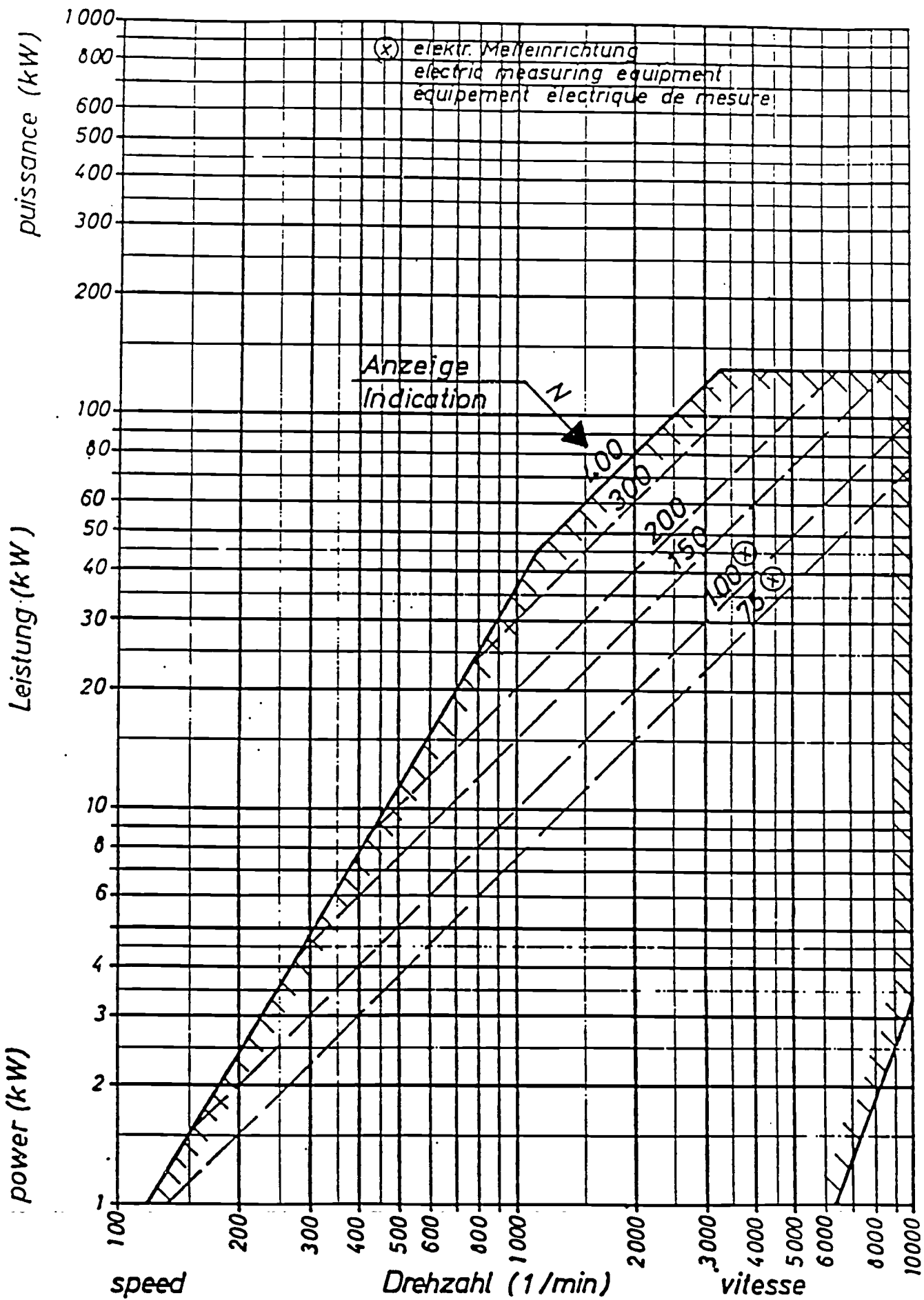
ELEMENTS FIXES

- 8. Capteur de vitesse sans contact
- 9. Ressort support
- 10. Châssis

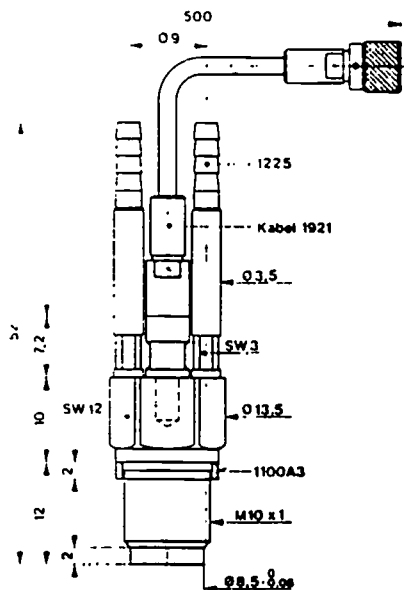
REFROIDISSEMENT PAR EAU

- 11. Arrivée d'eau
- 12. Joint articulé
- 13. Tuyau de sortie d'eau (avec contrôleur de débit)

Frein a Courants de Foucault



Annexe 2-2. Caractéristiques du capteur de pression type 6061 du Kistler



Technische Daten

Données techniques

Technical Data

Bereich	Gamme	Range	bar	0 ... 200
Kalibrierte Teilbereiche	Gammes partielles étalonnées	Calibrated partial ranges	bar	0 ... 20
			bar	0 ... 2
Überlast	Surcharge	Overload	bar	250
Empfindlichkeit	Sensibilité	Sensitivity	pC/bar	~ -25
Eigenfrequenz	Fréquence propre	Natural frequency	kHz	> 90
Linearität, alle Bereiche	Linéarité, toutes les gammes	Linearity, all ranges	% FSO	≤ ± 0.8
Hysterese, alle Bereiche	Hystérésis, toutes les gammes	Hysteresis, all ranges	% FSO	≤ 0.5
Beschleunigungsempfindlichkeit	Sensibilité aux accélérations	Acceleration sensitivity		
ohne Kühlung	sans refroidissement	without cooling	bar/g	< 0.001
mit Kühlung	avec refroidissement	with cooling	bar/g	< 0.01
Betriebstemperaturbereich	Gamme de température d'utilisation	Operating temperature range		
ohne Kühlung	sans refroidissement	without cooling	°C	-196 ... 350
Empfindlichkeitsänderung	Décalage thermique de la sensibilité	Thermal sensitivity shift		
20 ... 100 °C	20 ... 100 °C	20 ... 100 °C	%	≤ ± 1
20 ... 350 °C	20 ... 350 °C	20 ... 350 °C	%	≤ ± 3.5
200 ± 50 °C	200 ± 50 °C	200 ± 50 °C	%	~ ± 1
Transient Temperaturfehler	Erreur transitoire, due à la temp.	Transient temperature error		
(Propanflamme intermittierend auf Front, 10 Hz)	(flamme au propane intermittente sur la surface frontale, 10 Hz)	(Propane flame intermittent on front, 10 Hz)	bar	-0.1
Isolationswiderstand	Résistance d'isolement	Insulation resistance		
bei 20 °C	à 20 °C	at 20 °C	Ω	≥ 10 ¹³
Stoßfestigkeit	Résistance au choc	Shock resistance	g	2000
Anzugsmoment	Couple de serrage	Tightening torque	Nm	10
Kühlwasserdruck	Pression d'eau de refroidissement	Cooling water pressure	bar	≤ 6
Kapazität	Capacité	Capacitance	pF	7
Gewicht	Poids	Weight	g	14
Stecker, Keramik-Isolator	Connecteur, isolateur ceramique	Connector, ceramic insulator	Type	M4 × 0.35

1 bar = 10⁵ Pa (Pascal) = 10⁵ N · m⁻² = 1.0197... at = 14.503... psi; 1 g = 9.80665 m · s⁻²; 1 Nm = 0.73756... lbf·ft; 1 g = 0.03527... oz

Annexe 2-3. Caractéristiques des capteurs de pression pour air admission et gaz échappement

CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES

SANS ÉLECTRONIQUE	CARACTÉRISTIQUES ÉLECTRIQUES ET PERFORMANCES	AVEC ÉLECTRONIQUE
10 à 15 V	Tension d'alimentation	24 V
15 mA maxi	Consommation	50 mA maxi
1.5 à 3 mV / V	Sensibilité	0 - 5 V
2 K Ω maxi	Impédance d'entrée	\approx 2 K Ω maxi
500 Ω maxi	Impédance de sortie	\leq 5 Ω
\leq \pm 2% de l'E.M.	Déséquilibre initial	\leq \pm 2% de l'E.M.
\geq 1 000 M Ω	Isolement sous 50 Vcc	\geq 1 000 M Ω
0.5% de l'E.M.	Erreur globale (L + H + R)	\pm 0.5% de l'E.M.
Pratiquement infinie	Résolution	Pratiquement infinie
	Effets thermiques sur :	
\pm 0.01 % de l'E.M./ $^{\circ}$ C	le zéro	\leq \pm 0.01 % de l'E.M./ $^{\circ}$ C
\pm 0.05 % de l'E.M./ $^{\circ}$ C	la sensibilité	\leq 0.05 % de l'E.M./ $^{\circ}$ C
0.5 à 5 KHz	Fréquence propre	0-1 000 Hz (Bp : électronique)
1.10 ⁻³ % de l'E.M./g	Sensibilité aux accélérations	1.10 ⁻³ % de l'E.M./g
10.10 ⁶ cycles pleine échelle	Durée de vie	10.10 ⁶ cycles pleine échelle
	Niveau de bruit de sortie	< 5 mV efficaces
	Résistance de charge	> 10 K Ω mini
	CARACTÉRISTIQUES PHYSIQUES	
\pm 50. 100. 200. 500. 1 000. 2 000 m bars	Étendue de mesure	\pm 50. 100. 200. 500. 1 000. 2 000 m bars
50% de l'E.M.	Pression de non détérioration	50% de l'E.M.
100% de l'E.M.	Pression de non destruction	100% de l'E.M.
	Plage de température	
0 à 60 $^{\circ}$ C	compensée	- 5 à + 45 $^{\circ}$ C
0 à 80 $^{\circ}$ C	d'utilisation	- 10 à + 70 $^{\circ}$ C
- 20 à 80 $^{\circ}$ C	de stockage	- 10 à + 70 $^{\circ}$ C
0 - 90 % relative	Humidité	0 - 90 % relative

SERIES P 502 A et P 502 R

Les caractéristiques en version absolue et en version relative sont identiques.

CARACTERISTIQUES MECANIQUES

Encombrement	: Voir schéma
Raccordement hydraulique	: 1/4 Briggs femelle
Matière	: Acier Inox - F 14 PH
Sortie électrique	: Prise Souriau référence 851-1H 10.6 PN50

CARACTERISTIQUES PHYSIQUES

Etendue de mesure	: 0 - 5 - 10 - 25 - 50 - 100 - 250 - 500 bars
Surcharge admissible	:
Non détérioration	: 150 % de l'E.M.
Non destruction	: 200 % de l'E.M. jusqu'à 250 bars
	: 150 % de l'E.M. au-dessus de 250 bars.

CARACTERISTIQUES ELECTRIQUES ET PERFORMANCES

Tension d'alimentation	: 28V ± 4V
Sensibilité	: 5VCC ± 0,025VCC sur une charge de 300 ohms
Erreur combinée linéarité hystérésis	: < ± 0,25 % de l'E.M.
Erreur de fidélité	: < ± 0,1 % de l'E.M.
Résolution	: Infinie
Plage de compensation en température	: -5°C à +45°C
Plage d'utilisation en température	: -20°C à +80°C
Dérive de zéro dans la plage	: < ± 0,01 % de l'E.M/°C
Dérive de sensibilité dans la plage	: < ± 0,02 % de l'E.M/°C
Niveau de bruit en sortie	: < 1,5 mV eff.
Fréquence propre	: 5 à 50 KHz
Sensibilité aux accélérations	: 3.10 ⁻⁴ % de l'E.M/g
Impédance d'entrée	: 500 ohms
Impédance de sortie	: < 1 ohm
Isolement sous 50VCC	: > 100 M ohms
Plage de réglage de zéro	: ± 10 % de l'E.M.
Plage de réglage de gain	: ± 10 % de l'E.M.

Un dispositif de sécurité permet la protection du capteur en cas de :

Inversion des polarités en alimentation

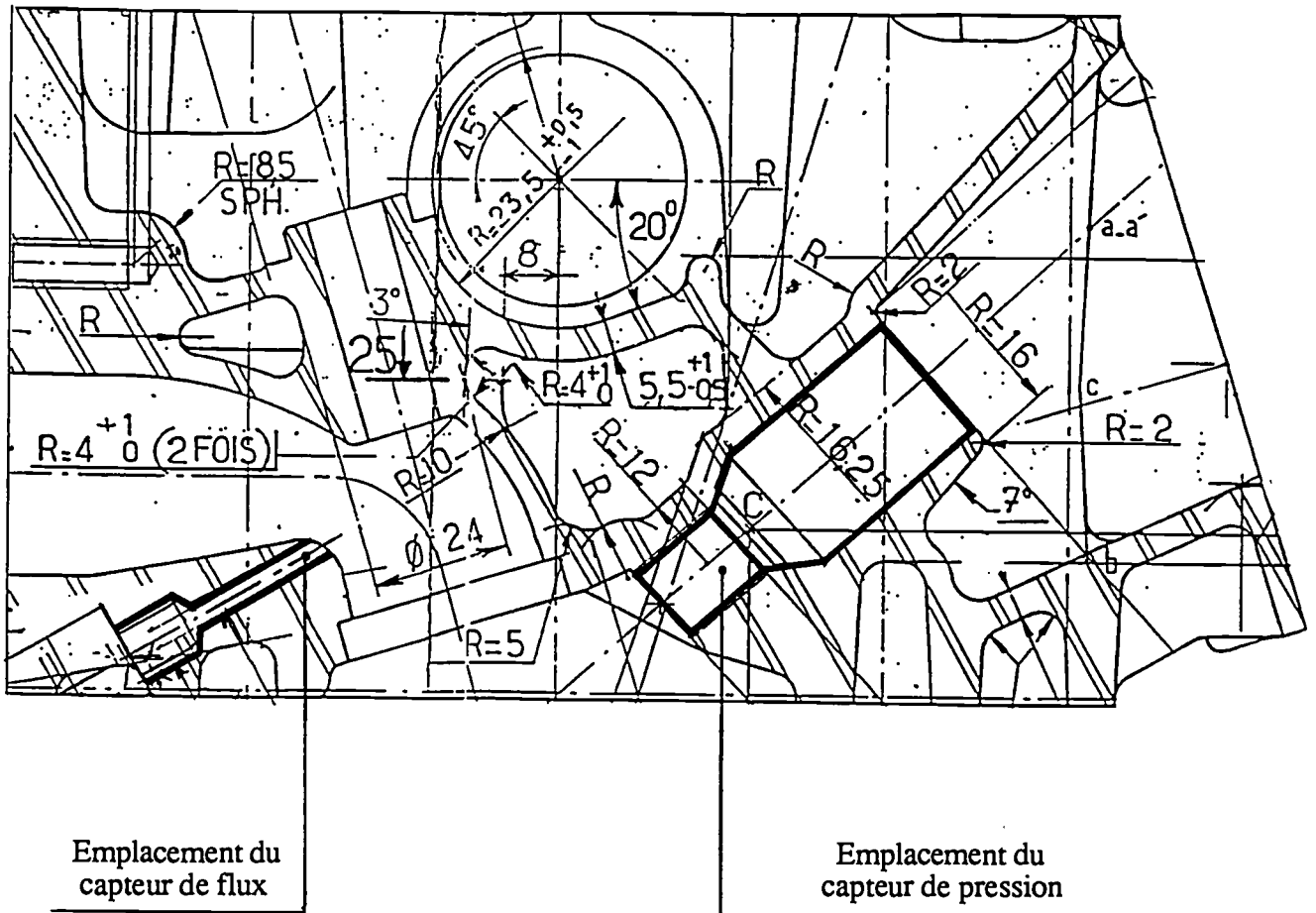
Maintien des sorties mesures en court-circuit.

OPTIONS

Raccordement hydraulique spécial

Plage de compensation en température spéciale.

Annexe 2 - 4 Coupe de la culasse montrant l'emplacement des capteurs de flux et de pression



Annexe 2-5. Caractéristiques de la carte RTI-860

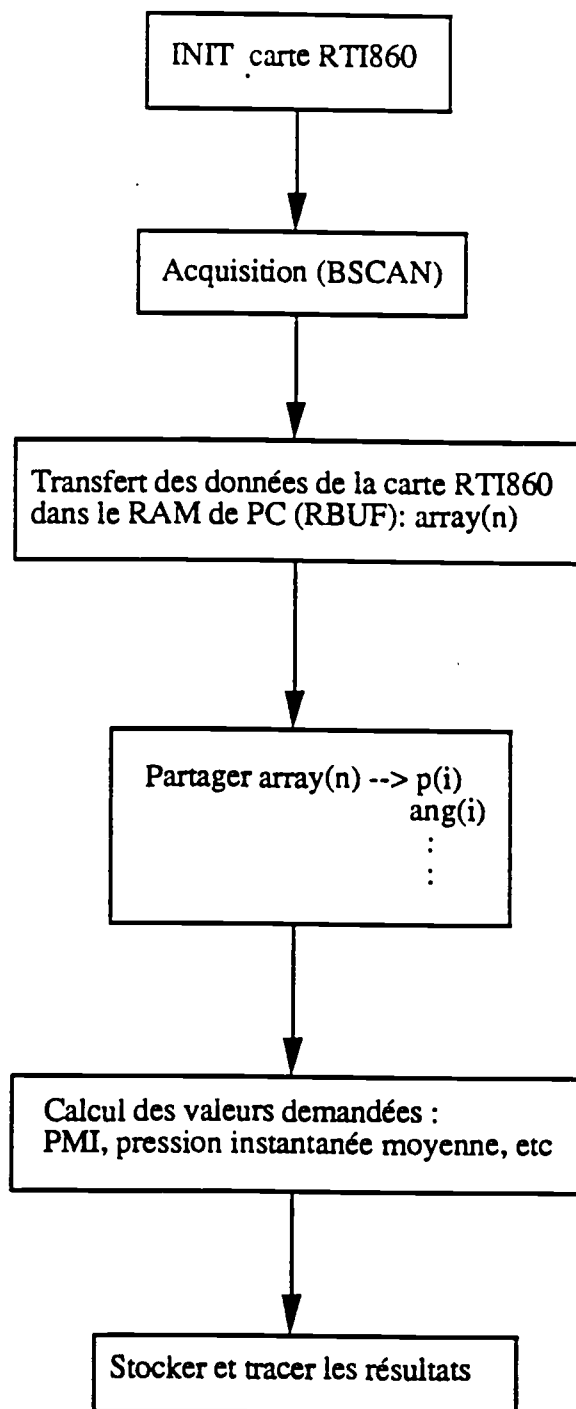
ANALOG INPUT	
Number of Input Channels	16 Single-Ended
Input Resolution	12 Bits (4096 Counts)
Input Range	$\pm 5V$, $\pm 10V$
Input Protection	$\pm 35V$ (Powered), $\pm 20V$ (Unpowered)
Input Impedance	$> 5M\Omega$
A/D Conversion Time ¹	$3\mu s$ (12 Bits), $2\mu s$ (8 Bits) max
Throughput	Single Channel: 330kHz (8 Bits), 250kHz (12 Bits) Multiple Channels: 250kHz (8 Bits), 200kHz (12 Bits) Simultaneous Mode (4 Channels): 62.5kHz (8 Bits), 50kHz (12 Bits)
Measurement Accuracy	0.025% of Span
Sample-and-Hold (SHA) Acquisition Time	1.1 μs
SHA Aperture Time	20ns
SHA Aperture Time Uncertainty	0.1ns
SHA to SHA Aperture Time Uncertainty	0.5ns
SHA Droop Rate	1 $\mu V/\mu s$
Integral Nonlinearity	$\pm 1/2$ LSB
Differential Nonlinearity	No Missing Codes, 0-70°C
Input Offset Drift ²	± 10 ppm/°C
Gain Drift ²	± 15 ppm/°C
TRIGGER	
External TTL Trigger Input	TTL Compatible
Analog Trigger Level	
Range	$\pm 10V$
Accuracy	$\pm 1\%$
Hysteresis	$\pm 40mV$
Software Trigger Resolution	8 Bits (78mV/step)
Auxiliary Analog Trigger Input	
Input Mode	Single-Ended
Input Impedance	$> 10^7\Omega$
Input Protection	$\pm 35V$ (Powered), $\pm 20V$ (Unpowered)
Trigger Output	TTL Compatible
PACER CLOCK	
Sampling Range	1 μs to 131.07s
Internal Pacer Clock Time Base	5.0MHz (200ns Resolution)
External Pacer Clock Input	TTL Compatible
MEMORY SPECIFICATIONS	
Size	256K \times 12 Bits
Transfer Speed (to System Memory)	1.45MB/s (@ 6MHz) 1.85MB/s (@ 8MHz)
SYSTEM CONFIGURATION	
Bus Resource Utilization	Occupies One Long Slot in the IBM PC AT Expansion Bus
Base Address Selection	Switch Selectable I/O Location (16 Consecutive Words), 100H to 3E0H
Interrupt Levels	3, 5, 7, 9, 10, 11, 12, 15
Interrupt Sources	A/D Done, Terminal Count (DMA), Continuous Data Transfer, Board Error
Compatibility	IBM PC AT (@ 6MHz and 8MHz and 100% Compatibles)
PHYSICAL/ENVIRONMENTAL	
Analog I/O Connector	50-Position Pin and Socket
Operating Temperature Range	0 to +70°C
Storage Temperature Range	-25°C to +85°C
Relative Humidity	Up to 90% (Noncondensing)
POWER REQUIREMENTS	
Power Consumption	+5V (@ 4A max (3A typical))

NOTES

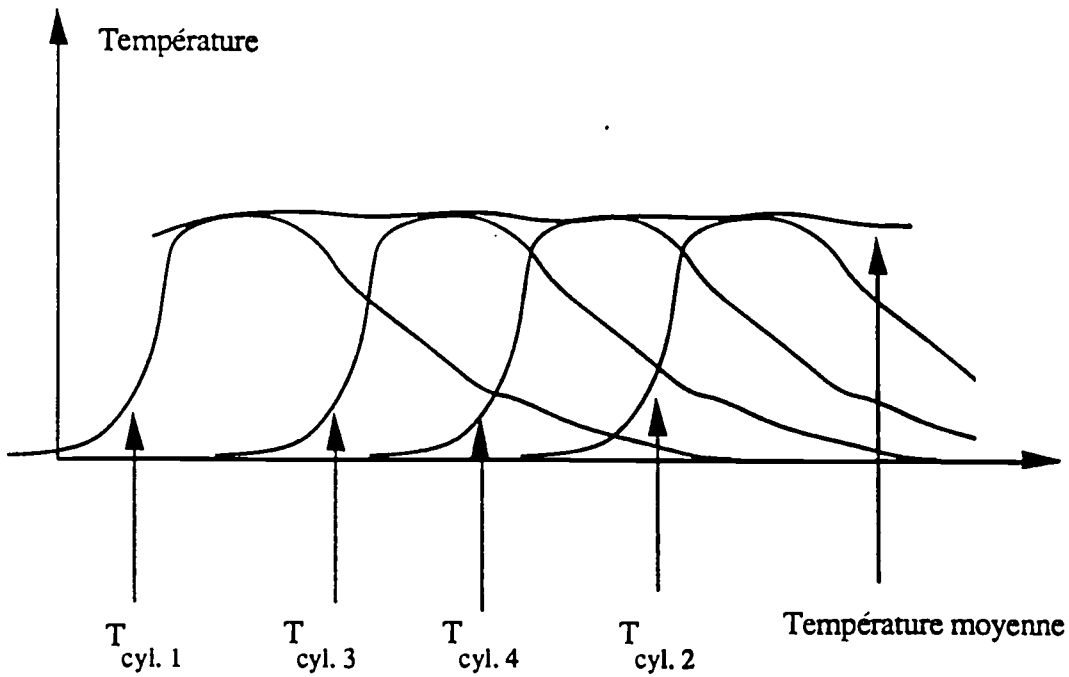
¹Jumper selectable.

²Trimable to zero.

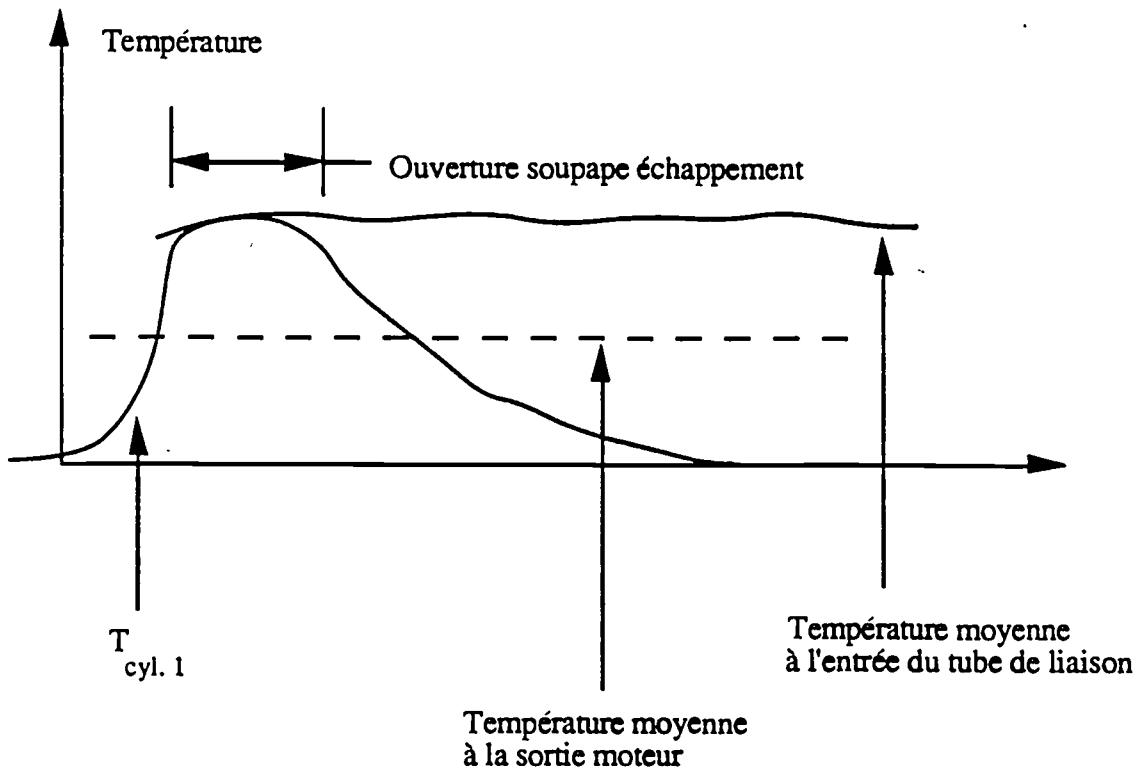
Annexe 2-6. Organigramme du programme d'acquisition



Annexe 2-7. Différentes Températures à l'Echappement



(A)



(B)

Annexe 2-8. Température mesurée à la sortie du moteur²¹

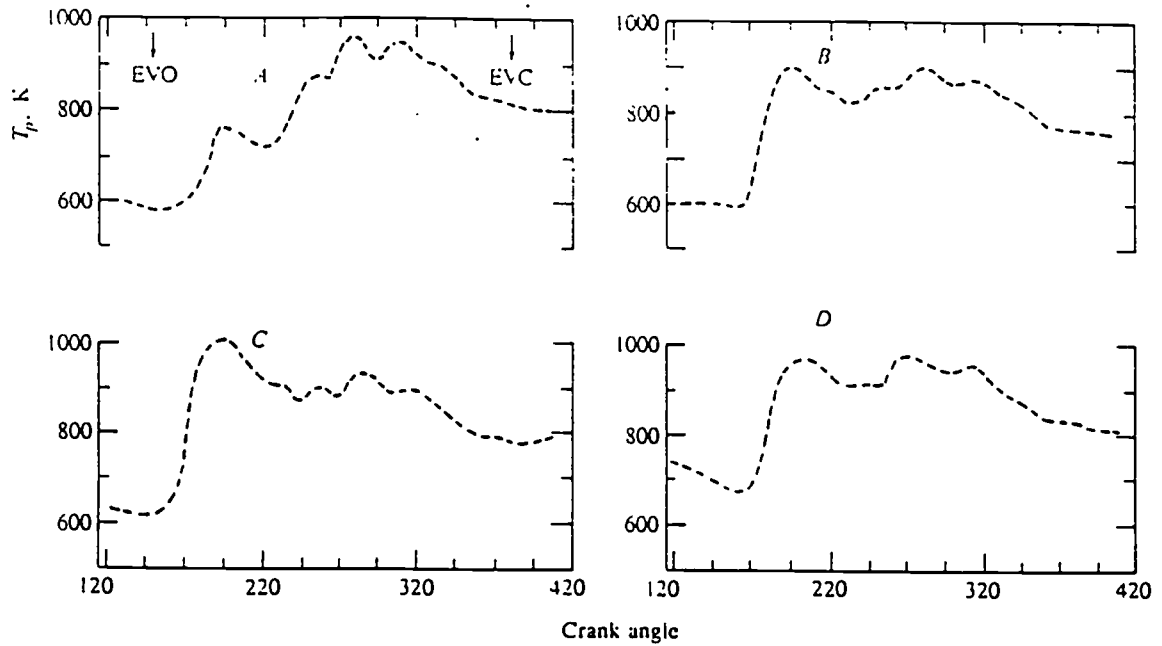
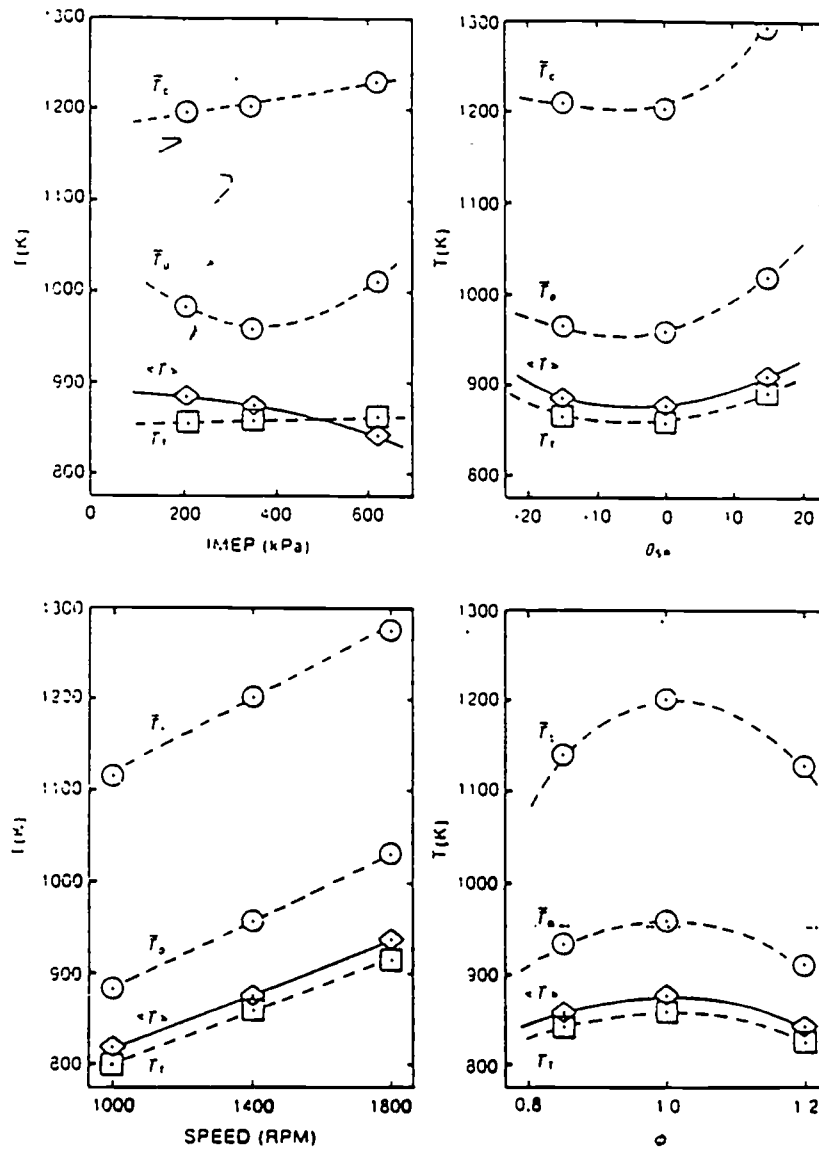


FIGURE 6-22

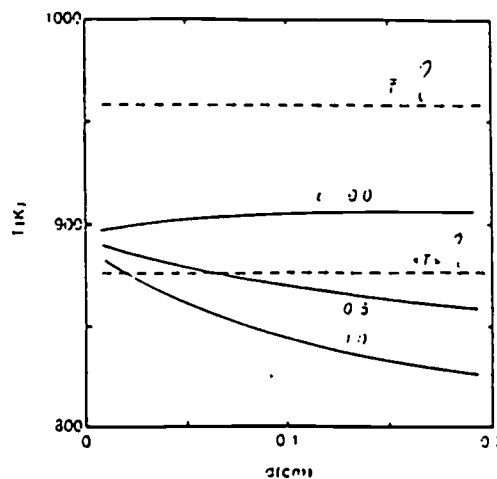
Measured gas temperature at exhaust port exit as a function of crank angle, single-cylinder spark-ignition engine, for different loads and speeds. Curve *A*: imep = 267 kPa, 1000 rev/min; curve *B*: imep = 414 kPa, 1000 rev/min; curve *C*: imep = 621 kPa, 1000 rev/min; curve *D*: imep = 414 kPa, 1600 rev/min. Equivalence ratio = 1.2, spark timing = 10° BTC, compression ratio = 7.2.²⁵

Comparaisons des températures(thermocouple, massique, enthalpique et temporelle) des gaz d'échappement d'un moteur AC40

Température moyenne massique (cercle), température moyenne temporelle(diamant) et température d'équilibre du thermocouple en fonction de la charge, du régime, de l'avance à l'allumage et de la richesse



Température du thermocouple en fonction du diamètre du point chaud pour les émissivités de 0,0, 0,5 et 1,0



Annexe 3-1 Fichier " info "

Le fichier " info " est composé de 5 parties:

- (1) fichier de fonctionnement du moteur.
- (2) résultats du bilan thermique calculé.
- (3) résultats du bilan exergétique calculé.
- (4) caractéristiques calculées à l'échappement.
- (5) abréviations des légendes sur les courbes des résultats.

Voici un exemple.

SIMULATION	MOTEUR
essai normal	Woschni
J6RFUNPARA	j6r
NUM_TEST	1
REGIME	2000.0
COUPLE	100.0
RICHESSSE(0.95)	0.95
AVA(pair)	24.0
CONSO(5.6)	5.6
PIA(bar)	0.8
PEC(bar)	0.05
PUISSANCE(kw)	21.06
COQM	1.0
COQP	1.0
DAF	2.0
DAFA	0.2
TUA	300.0
CPUA	1.0
CPBEGIN	0.8
FCO	4.0
NCAL	1000
ERRMAX	0.25
AGL	180.0
T1(500K)	500.0
TRESI(1000K)	1000.0
COEFRESI	1.0
TEXT(373K)	373.0
COUPLEMAX(NM)	140.0
LR	3.36
NCYLINDRE	4.0
REMPPLISSAGE	0.7

Coefficients pour Fonction Wiebe

detang_Wiebe(55.6)	55.6
--------------------	------

cofa_Wiebe 5.0
 cofm_Wiebe 2.0
 CCITAD 12000.0
 CCITAB 15500.0

NUMCAL 472
 DCITAD,DCITAB,DCITAD+DCITAB 24.3501 62.6620 87.0121
 CCITAD,CCITAB 12000.0 15500.0
 REMPLISSAGE 0.679273
 PMI et PERTE SOUPAPE(bar) 8.41245 0.184796
 PME(bar) 6.33404

=== Bilan Energetique ===

(QMT+QPT)/ENERGYT,QPORTT/ENERGYT,QCOLT/ENERGYT en %= 18.4654
 6.49123

4.57911

Tech(K) et entech/ENERGYT(%)= 963.788 29.0563
 perte a echappement niveau culasse(%)= 33.6354
 workt/ENERGYT(%)= 35.1104
 Rendement effective (%)= 26.4359
 Perte par frottement (%)= 8.67452
 Perte dans eau et huile (%)= 33.6312
 Pertes diverses(%)= 6.29756

=== bilan exergetique ===

exergie total(J) 997.389
 travail utile(%) 35.7074
 perte exergie de transfert thermique(%) 16.4235
 perte exergie dans eau et huile(%) 17.2933
 perte exergie culasse et collecteur(%) 8.19429
 perte exergie culasse (%) 4.89929
 perte exergie collecteur(%) 3.29499
 perte exergie echappement(%) 15.4521
 perte exergie sortie culasse(%) 18.7471
 perte exergie diverses(%) 24.2227

ENERGYT QDEGT (J) 1014.35 1003.660

====CARACTERISTIQUES ECHAPPEMENT====

Nombre de Renaults min et max= 7825.01 13755.2

Nombre de Nusselt	min et max=	27.2435	106.450
Nombre de Prandtl	min et max=	0.707000	0.707000
Vitesse(m/sec)	min et max=	24.9506	99.8026
coef thermique (J/m2.sec)	min et max=	62.0840	524.881
Temperature parois culasse(k)=		437.714	
Temperature parois collecteur(k)=		627.414	
Temperature sortie soupape(k)=		1235.48	
Temperature sortie culasse(k)=		1077.95	
Temperature sortie collecteur(k)=		963.788	
Temperature sortie col(k) corrigee=		952.166	
coef de transfert thermique(J/m2.sec)=		342.913	
Nombre de Reynolds =		842.277	
No moyenne(ppm)=		7955.09	

====ABREVIATION DES LEGENDES====

Ang(deg)	:	Angle	villebrequin (deg)
P(bar)	:	Pression	en bar
Tn(k)	:	Temperature	du zone non-brule (k)
Tb(k)	:	Temperature	du zone brule (k)
Tm(k)	:	Temperature	moyenne (k)
frac(%)	:	fraction	brule en %
Vff(m/sec)	:	Vitesse	deplacement front de flamme (m/sec)
Vpf(m/sec)	:	Vitesse	de propagation flamme (m/sec)
C-n(kw/m2.k)	:	Coef trans thermique	non-brule h(kw/m2.k)
C-b(kw/m2.k)	:	Coef trans thermique	brule h(kw/m2.k)
Vn(%)	:	pourcentage	du volume non-brule
Vb(%)	:	pourcentage	du volume brule
V(dm3)	:	Volume	instantane de chambre
PS(bar)	:	Pression	sans combuston

Annexe 3-2 Fichier " otto9.dat "

C'est un fichier d'entrée qui contient les paramètres de fonctionnement du moteur. Dans la suite sont données les explications des paramètres et puis un exemple.

Paramètre	Signification
SIMULATION MOTEUR	: titre, non utilisé dans le calcul
essai normal Woschni	: description de l'essai effectué. "normal" signifie "pas de variation des paramètres". "Woschni" exprime que la formule de Woschni est utilisée dans le calcul des transferts thermiques
J6RFUNPARA	: identification du moteur utilisé
NUM_TEST	: numéro d'essai
REGIME	: régime moteur
COUPLE	: couple moteur
RICHESSSE	: richesse du mélange
AVA	: avance à l'allumage
CONSO	: consommation
PIA	: pression d'admission absolue (bar)
PUISSANCE	: puissance moteur (KW)
COQM	: coefficient de calage pour le coefficient de transferts thermique dans la zone non-brûlée
COQP	: coefficient de calage pour le coefficient de transferts thermique dans la zone brûlée
DAF	: pas de calcul de l'angle de vilebrequin avant ou après la combustion
DAFA	: pas de calcul de l'angle de vilebrequin pendant la combustion
TUA	: température du mélange à l'admission
CPUA	: coefficient de réglage pour la pression d'admission
CPBEGIN	: pression au commencement de compression
FCO	: coefficient liant la vitesse turbulente avec celle laminaire
NCAL	: nombre de pas maximal pour le calcul
ERRMAX	: critère d'erreur maximale dans le calcul
AGL	: angle du commencement de calcul
T1	: température de départ de calcul
TRESI	: température des résidus
COEFRESI	: coefficient de réglage pour la quantité des résidus
TEX	: température des parois
LR	: rapport bielle/manivelle
NCYLINDRE	: nombre de cylindre
REMPLISSAGE	: remplissage du moteur
detang_wiebe	: durée de combustion
cofa_wiebe	: cofa_wiebe et cofm_wiebe sont les deux coefficients utilisés
cofm_wiebe	dans la loi de Wiebe
CCITAD	: CCITAD et CCITAB sont les deux coefficients utilisés dans la vérification
CCITAB	de la durée de combustion

SIMULATION	MOTEUR
essai ava	duree
J6RFUNPARA	j6r
NUM_TEST	2
REGIME	2000.0
COUPLE	200.0
RICHESSSE(0.95)	1.23
AVA(pair)	16.0
CONSO(5.6)	9.06
PIA(bar)	0.991
PEC(bar)	0.028
PUISSANCE(kw)	29.75
COQM	1.0
COQP	1.0
DAF	2.0
DAFA	0.2
TUA	300.0
CPUA	1.0
CPBEGIN	1.0
FCO	4.0
NCAL	1000
ERRMAX	0.25
AGL	180.0
T1(500K)	500.0
TRESI(1000K)	1000.0
COEFRESI	1.0
TEXT(373K)	373.0
COUPLEMAX(NM)	140.0
LR	3.36
NCYLINDRE	4.0
REPLISSAGE	0.63

Coefficients pour Fonction Wiebe

detang_Wiebe(55.6)	62.0
cofa_Wiebe	5.0
cofm_Wiebe	2.0
CCITAD	12000.0
CCITAB	15500.0

Annexe 3-3 Fichier " engine_charac "

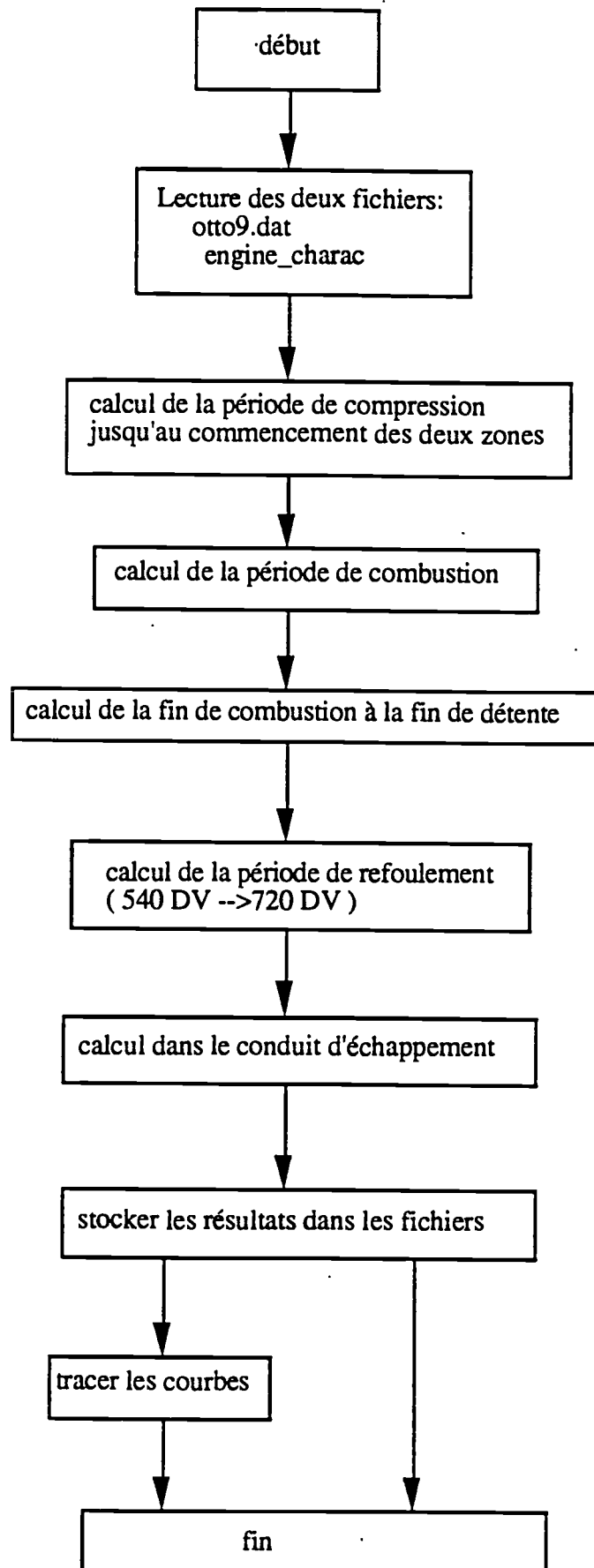
C'est un fichier d'entrée du programme de modélisation qui contient les caractéristiques du moteur. Dans la suite sont données les explication des paramètres et puis un exemple.

Paramètre	signification
engine_charac_j6r	: identification du moteur
D	: alésage
S	: course
CR	: rapport volumétrique
VC	: volume mort
AOA	: avance ouverture admission
RFA	: retard fermeture admission
AOE	: avance ouverture échappement
RFE	: retard fermeture échappement
BETA	: angle d'inclinaison entre la soupape d'admission et son siège
BETE	: angle d'inclinaison entre la soupape d'échappement et son siège
DA	: diamètre du soupape d'admission
DE	: diamètre du soupape d'échappement
LMA	: course maximal de la soupape d'admission
LME	: course maximal de la soupape d'échappement
RB	: coordonnée radiale de la bougie
H1	: hauteur de volume mort
RP	: rayon du bol dans le piston
HAFA	: angle d'inclinaison de la partie culasse dans la chambre de combustion
DPIS	: hauteur du bol dans le piston
ZB	: coordonnée axiale de la bougie
ICONFIG	: coefficient d'identification de configuration dans le calcul géométrique

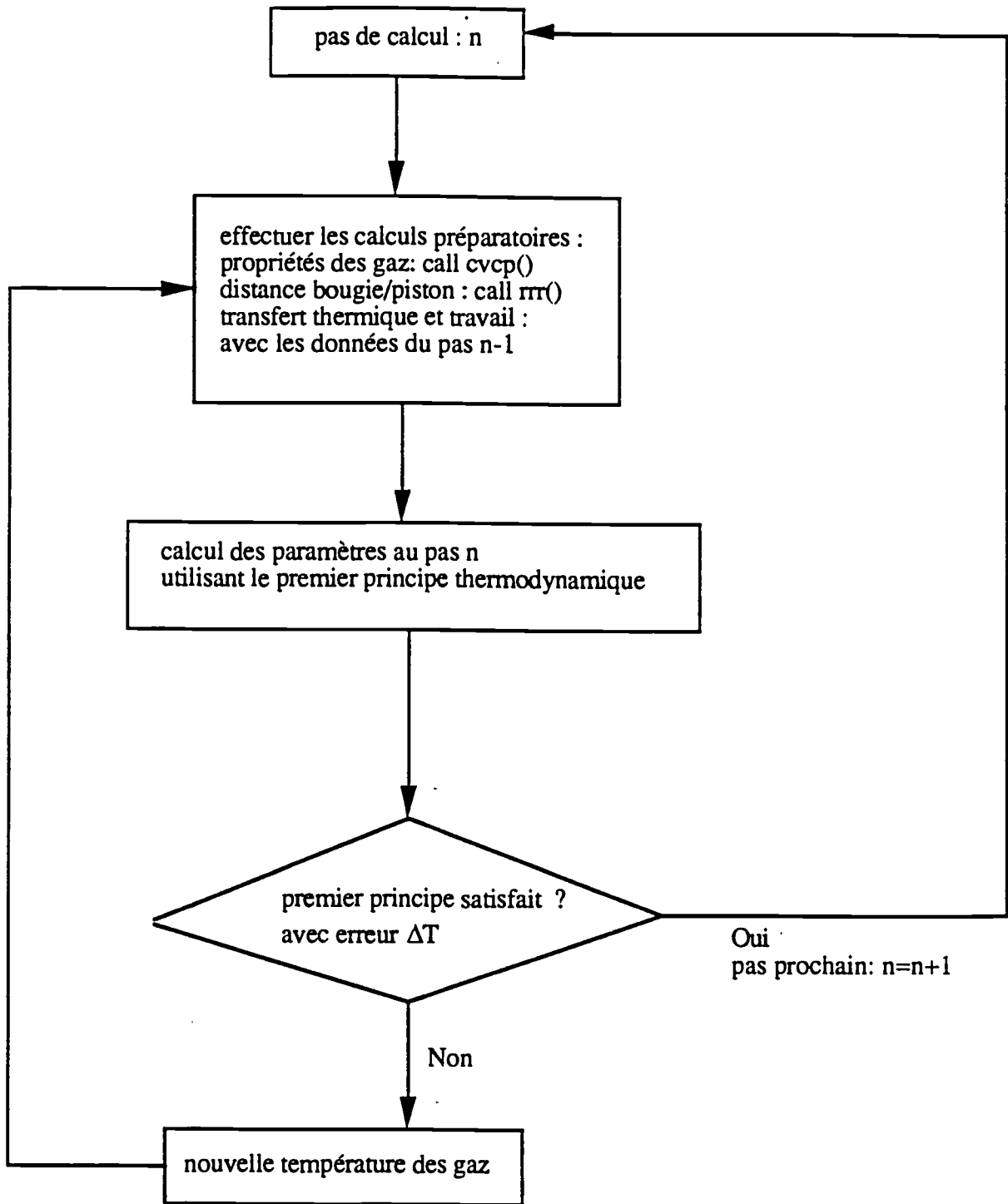
```
engine_charac_j6r
DVS(1.07317) 0.9
CR(9.5) 9.5
VS 4.98734E-4
AOA 12.0
RFA 52.0
AOE 52.0
RFE 12.0
BETA 45.0
BETE 30.0
DA 0.044
DE 0.0385
LMA 0.011
LME 0.009625
RB(0.024) 0.024
RP 0.0
```

HAFA	0.0
DPIS 0.0	
ZB(0.003)	0.003
ICONFIG	0

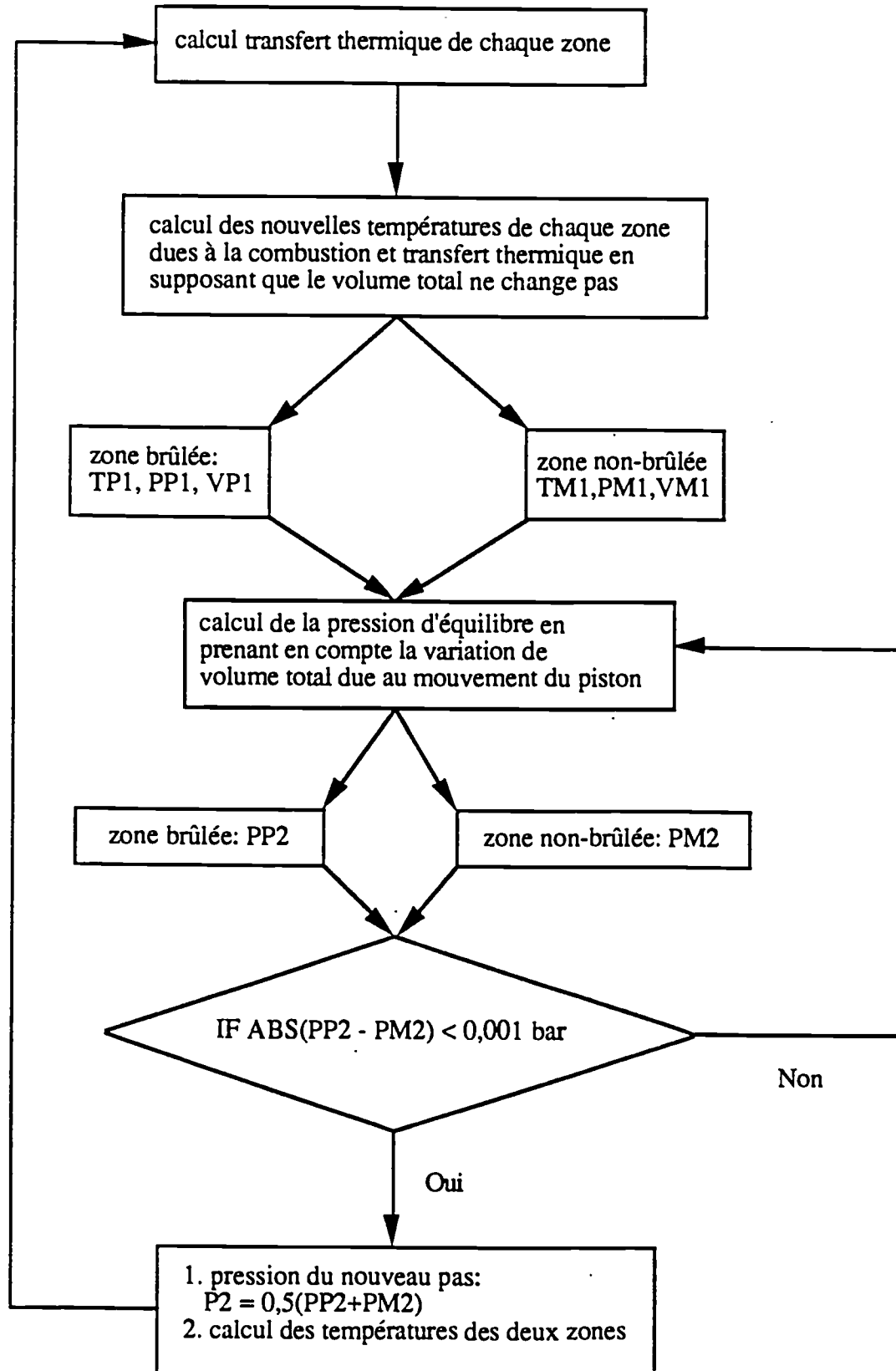
Annexe 3-4 Organigramme du programme de modélisation



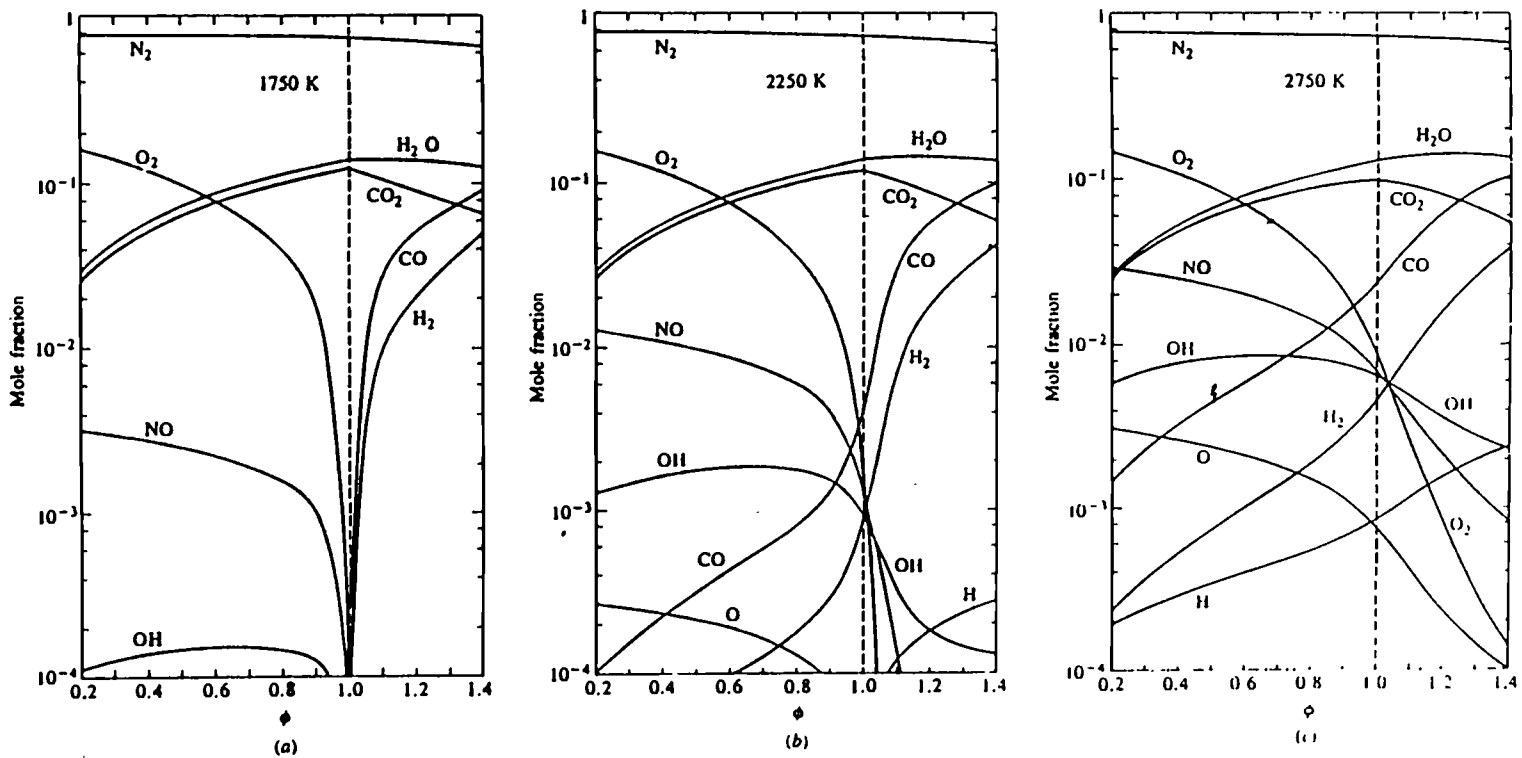
Annexe 3-5 Organigramme du calcul de la période de compression



Annexe 3-6 Organigramme du calcul des deux zones



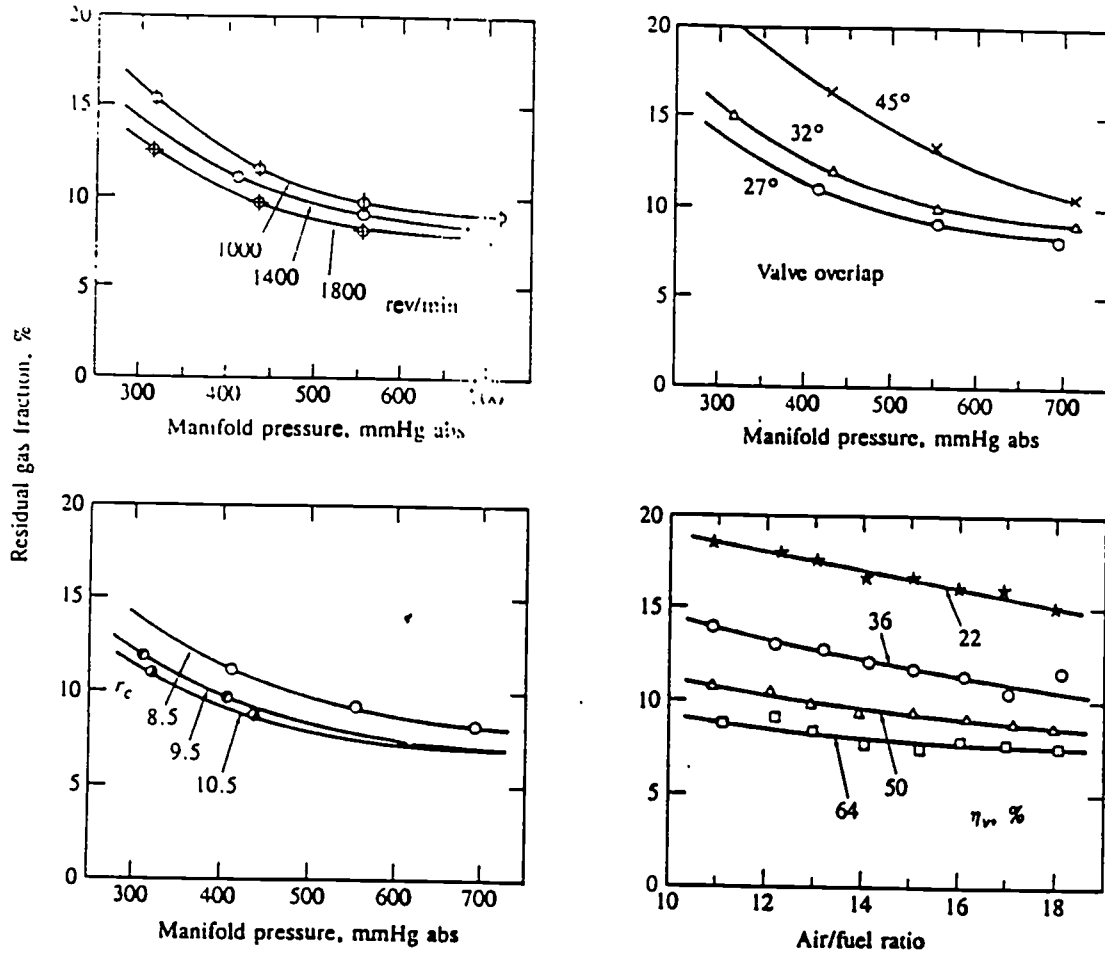
Annexe 3-7 Produits d'équilibre du mélange isoctane-air en fonction de la richesse



Mole fractions of equilibrium combustion products of isoctane-air mixtures as a function of fuel/air equivalence ratio at 30 atmospheres and (a) 1750 K, (b) 2250 K, and (c) 2750 K.

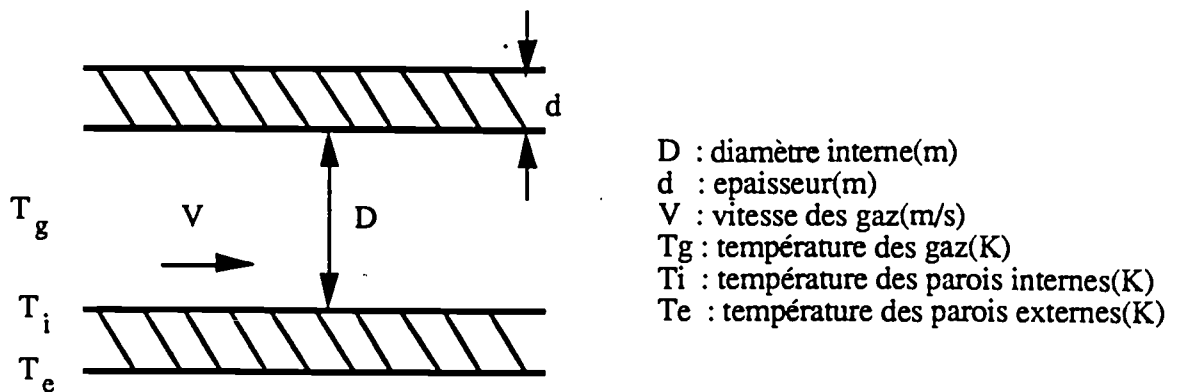
Annexe 3-8 Variation de la fraction des gaz résiduels en fonction des différents facteurs*

* Toda, T., Nohira, H., and Kobashi, K.: " Evaluation of burned gas ratio(BGR) as a predominant factor to NO_x," SAE paper 760765, SAE Trans., vol. 85, 1976.



Residual gas fraction for 2-dm³ four-cylinder spark-ignition engine as a function of intake manifold pressure for a range of speeds, compression ratios, and valve overlaps: also as a function of air/fuel ratio for a range of volumetric efficiencies. Operating conditions, unless noted: speed = 1400 rev/min, A/F = 14.5, spark timing set to give 0.95 maximum torque, compression ratio = 8.5.

Annexe 3-9 Différence des températures de surface interne et externe du collecteur



Désignation des paramètres dans le collecteur.

q représentant le transfert thermique par unité de surface et par unité de temps, on peut écrire:

$$q_{\text{gaz-paroi}} = h (T_g - T_i)$$

et

$$q_{\text{int-ext}} = \lambda \left(\frac{T_i - T_e}{d} \right)$$

En négligeant le transfert thermique le long du collecteur, l'échange de chaleur gaz-parois sera égal à celui à travers les parois du collecteur, ce qui nous permet d'écrire:

$$T_i - T_e = \frac{hd}{\lambda} (T_g - T_i)$$

avec $\lambda \approx 60 \text{ W/(m.K.s)}$, $d = 0,005 \text{ (m)}$ et $h \approx 50 \text{ W/(m}^2\text{.K.s)}$, nous aurons:

$$\frac{hd}{\lambda} = 0,004$$

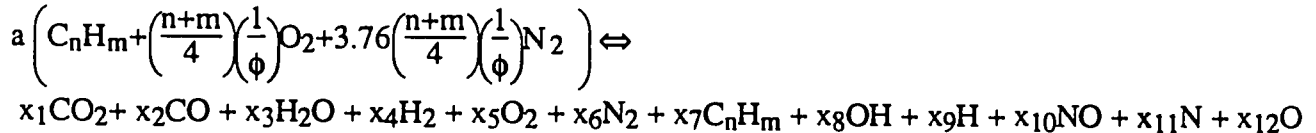
Comme on peut le constater, nous pouvons écrire: $T_i - T_e \ll T_g - T_i$

Annexe 3-10 Calcul des composants chimique des gaz

Dans le programme de modélisation, 12 espèces chimiques sont prises en compte qui sont identifiées comme suit:

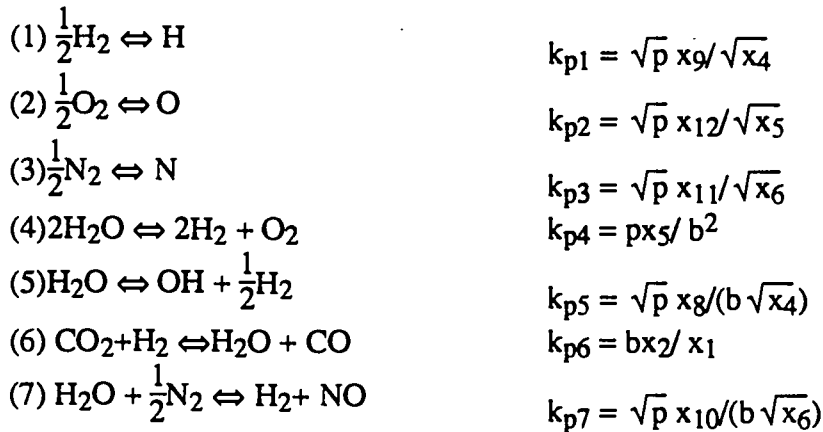
(1) CO ₂	(2) CO	(3) H ₂ O	(4) H ₂	(5) O ₂	(6) N ₂
(7) C _n H _m	(8) OH	(9) H	(10) NO	(11) N	(12) O

Dans le calcul des propriétés des gaz brûlés, nous considérerons l'équation suivante pour la réaction chimique de combustion:



où a est choisi tel que $\sum x_i = 1.0$.

Sept équations de dissociation sont prises en compte, elles sont listées dans la suite avec leurs constantes d'équilibre de pression partielle K_p :



avec: $b = x_3 / x_4$ (13)

p : pression totale.

En introduisant les paramètres intermédiaires k_a à k_g définis comme suit:

$$k_a = x_9 / \sqrt{x_4} = k_{p1} / \sqrt{p} \quad (1)$$

$$k_b = x_{12} / \sqrt{x_5} = k_{p2} / \sqrt{p} \quad (2)$$

$$k_c = x_{11} / \sqrt{x_6} = k_{p3} / \sqrt{p} \quad (3)$$

$$k_d = x_5 / b^2 = k_{p4} / p \quad (4)$$

$$k_e = x_8 / (b \sqrt{x_4}) = k_{p5} / \sqrt{p} \quad (5)$$

$$k_f = b x_2 / x_1 = k_{p6} \quad (6)$$

$$k_g = x_{10} / (b \sqrt{x_6}) = k_{p7} / \sqrt{p} \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^{12} x_i = 1,0 \quad (8)$$

L'équilibre des nombres atomiques donne:

$$\text{carbone} \quad x_1 + x_2 = an \quad (9)$$

$$\text{hydrogène} \quad 2x_3 + 2x_4 + x_8 + x_9 = am \quad (10)$$

$$\text{oxygène} \quad x_3 + x_8 + x_{10} + 2x_1 + x_2 + 2x_5 + x_{12} = ay \quad (11)$$

$$\text{azote} \quad 2x_6 + x_{10} + x_{11} = az \quad (12)$$

où n,m,y,z sont les nombres d'atome de C,H,O et N correspondant à 1 mole plus de l'air nécessaire; 1 mole de produit vient de a mole de carburant plus 1/φ air stoechiométrique. Le carburant étant assumé comme isooctane C₈H₁₈, nous avons:

$$n = 8$$

$$m = 18$$

$$y = \frac{1}{\phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) \times 2 = \frac{25}{\phi}$$

$$z = \frac{3,76}{\phi} \left(n + \frac{m}{4} \right) \times 2 = \frac{94}{\phi}$$

Procédure de Calcul des teneurs des différents composants

Nous avons 13 équations ci-dessus et 14 valeurs inconnus (x₁ à x₁₂ plus a et b). La teneur en carburant imbrûlé x₇ est déterminé par la richesse ainsi que le rendement de combustion. Il nous reste donc 13 équations pour 13 variables.

L'étude des travaux publiés²² permet de proposer les valeurs initiales suivantes pour a et b c à utiliser dans le calcul d'itération; soit:

$$a = \frac{1,3}{[n+0,5m+1,863(2n+0,5m-ox)/\phi] \exp(0,13T/1000)} \quad \text{pour } \phi \geq 1,0$$

$$a = \frac{1,3}{[0,25m+2,363(2n+0,5m-ox)/\phi+0,5ox] \exp(0,13T/1000)} \quad \text{pour } \phi < 1,0$$

avec n : nombre d'atome de carbone dans le carburant
 m : nombre d'atome de hydrogène dans le carburant
 ox : ombre d'atome d'oxygène dans le carburant

Le paramètre b peut s'exprimer en fonction de la pression et de la température; soit:

$$b = \exp(10,3 - (3,1 - 0,17 \log P) T / 1000) \quad \text{pour } T > 3000(K)$$

$$b = \exp(-9,0 + 0,5 \log P + 30000/T) \quad \text{pour } T \leq 3000(K)$$

Avec cependant une correction en fonction de la richesse; soit:

$$K = 2,0 - 9,0 \log \phi$$

$$\text{si } K > 3,5, \quad b_{\max} = \exp(\exp(3,5) + 0,25 \log P)$$

$$\text{si } K \leq 3,5, \quad b_{\max} = \exp[\exp(2,0 - 9,0 \log \phi) + 0,25 \log P]$$

si $b > b_{\max}$, nous prenons $b = b_{\max}$ dans le calcul.

La détermination des coefficients a et b peut être réalisée en utilisant l'équation 8 et l'équation 11 dans la section précédente. Les erreurs dues au choix des valeurs de a et b dans le calcul itératif peuvent s'écrire de la façon suivante:

$$es = \sum x_i - 1$$

$$er = \frac{x_3 + x_8 + x_{10} + 2x_1 + x_2 + 2x_5 + x_{12}}{y} - a$$

On peut exprimer les deux équations dessus comme:

$$er = F(a, b)$$

$$es = G(a, b)$$

Le calcul est initialisé à l'aide des valeurs approximatives de er et de es; soit:

$$er = F(a_n, b_n)$$

$$es = G(a_n, b_n)$$

A chaque pas de calcul les nouvelles valeurs sont ajustées tel que:

$$a_{n+1} = a_n - \Delta a$$

$$b_{n+1} = b_n - \Delta b$$

où Δa et Δb peuvent s'écrire:

$$\Delta a = \frac{er(\partial/\partial b)(es) - es(\partial/\partial b)(er)}{J(a_n, b_n)}$$

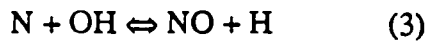
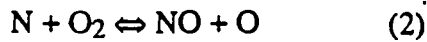
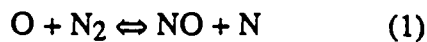
$$\Delta b = \frac{er - es(\partial/\partial a)(es)\Delta a}{(\partial/\partial b)(er)}$$

avec $J(a_n, b_n) = (\partial/\partial a)(er)(\partial/\partial b)(es) - (\partial/\partial b)(er)(\partial/\partial a)(es)$

Le calcul itératif sera alors poursuivi jusqu'à ce que la précision demandée soit acquise.

Calcul du monoxyde d'azote(NO)

Le mécanisme de formation de NO dans une chambre de combustion a été largement étudié. On accepte généralement que dans la combustion d'un mélange proche des conditions stoechiométriques, les principales réactions qui gouvernent l'évolution de NO, qui sont appelées le mécanisme étendu de Zeldovitch, sont les suivantes:



En introduisant les facteurs de vitesse k_1^+, k_1^- pour l'équation numéro i, le taux de formation de NO déterminé par les trois équations ci-dessus s'écrira:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1^+[\text{O}][\text{N}_2] + k_2^+[\text{N}][\text{O}_2] + k_3^+[\text{N}][\text{OH}] - k_1^-[\text{NO}][\text{N}] - k_2^-[\text{NO}][\text{O}] - k_3^-[\text{NO}][\text{H}]$$

où $[\text{NO}]$ désigne la concentration de NO en mole/cm³. Les valeurs de k_1^+, k_1^- sont données dans le tab. 3-4.

On a également pour le composant N:

$$\frac{d[\text{N}]}{dt} = k_1^+[\text{O}][\text{N}_2] - k_2^+[\text{N}][\text{O}_2] - k_3^+[\text{N}][\text{OH}] - k_1^-[\text{NO}][\text{N}] + k_2^-[\text{NO}][\text{O}] + k_3^-[\text{NO}][\text{H}]$$

La concentration d'azote $[\text{N}]$ étant bien inférieure à celles des autres espèces, on peut supposer qu'elle est quasi-constante et que la valeur $d[\text{N}]/dt$ est nulle. En éliminant $[\text{N}]$ dans les deux équations ci-dessus, on peut alors écrire:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = 2k_1^+[\text{O}][\text{N}_2] \frac{1 - [\text{NO}]^2 / (k[\text{O}_2][\text{N}_2])}{1 + k_1^-[\text{NO}] / (k_2^+[\text{O}_2] + k_3^+[\text{OH}])}$$

avec $k = (k_1^+ / k_1^-) (k_2^+ / k_2^-)$

L'étude des différents travaux réalisés montre que l'on peut prendre les valeurs d'équilibre de O, O₂, OH, H et N₂ dans le calcul de NO.

On introduit les notions suivantes

$$R_1 = k_1^+[\text{O}]_e[\text{N}_2]_e = k_1^-[\text{NO}]_e[\text{N}]_e$$

$$R_2 = k_2^+[\text{N}]_e[\text{O}_2]_e = k_2^-[\text{NO}]_e[\text{O}]_e$$

$$R_3 = k_3^+[\text{N}]_e[\text{OH}]_e = k_3^-[\text{NO}]_e[\text{H}]_e$$

où $[]_e$ désigne la concentration d'équilibre.

En remplaçant respectivement $[O]$, $[O_2]$, $[OH]$, $[H]$ et $[N_2]$ par leurs valeurs d'équilibre $[O]_e$, $[O_2]_e$, $[OH]_e$, $[H]_e$ et $[N_2]_e$ dans l'expression pour $d[NO]/dt$, nous aurons:

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \{1 - ([NO]/[NO]_e)^2\}}{1 + ([NO]/[NO]_e)R_1/(R_2+R_3)}$$

Les valeurs typiques de R_1 , R_1/R_2 et $R_1/(R_2+R_3)$ sont données dans le tab.3-5.

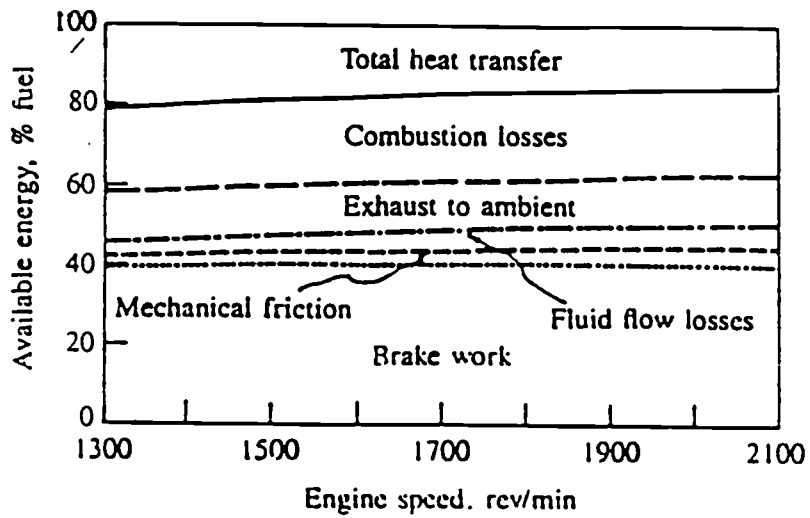
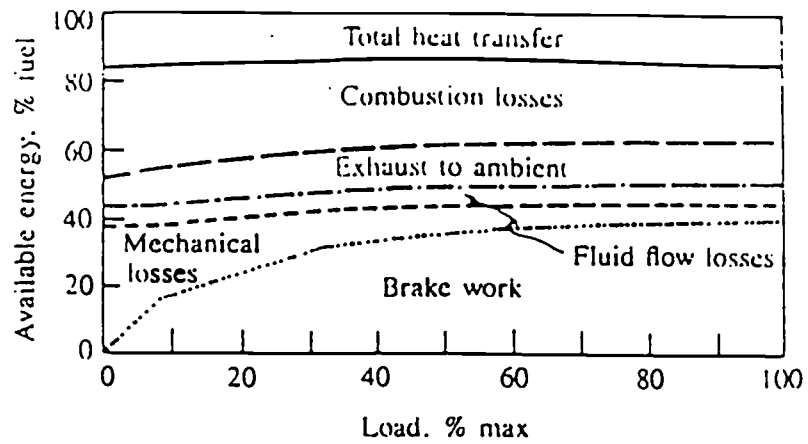
Tableau Constantes de vitesse pour la formation de NO

Réaction	constante de vitesse cm ³ /mol.s	gamme de température K	non-certitude facteur de ou %
(1) O + N ₂ -- NO + N	7,6 x 10 ¹³ exp[-38000/T]	2000-5000	2
(-1) NO + N -- O + N ₂	1,6 x 10 ¹³	300-5000	±20% à 300K 2 à 2000-5000K
(2) N + O ₂ = NO + O	6,4 x 10 ⁹ T exp[-3150/T]	300-3000	±30% 300-1500K 2 à 3000K
(-2) NO + O -- N + O ₂	1,5 x 10 ⁹ T exp[-19500/T]	1000-3000	±30% à 1000K 2 à 3000K
(3) N + OH = NO + H	4,1 x 10 ¹³	300-2500	±80%
(-3) NO + H -- N + OH	2,0 x 10 ¹⁴ exp[-23650/T]	2200-4500	2

Tableau valeurs typiques de R_1 , R_1/R_2 et $R_1/(R_2+R_3)$

richesse	R_1	R_1/R_2	$R_1/(R_2+R_3)$
0,8	5,8 x 10 ⁻⁵	1,2	0,33
1,0	2,8 x 10 ⁻⁵	2,5	0,26
1,2	7,6 x 10 ⁻⁵	9,1	0,14

Annexe 5-1. Bilan exergétique d'un moteur diesel 6-cylindres suralimenté de 10-litres de cylindrée²⁹



AUTORISATION DE SOUTENANCE

Vu les dispositions de l'arrêté du 5 Juillet 1984, modifié par l'arrêté du 21 Mars 1988 et l'arrêté du 23 Novembre 1988,

Vu la demande du Directeur de Thèse

Mr M. BRUN Professeur - MACHINES THERMIQUES - ECL,

et les rapports de

Mr M. DELSEY Dr es Sciences - Dr labo.Energie Nuisance de
 l'INRETS - BRON,

Mr A. LALLEMAND Pr des Universités - INSA de Lyon,

Monsieur **LU Zhecheng**

est autorisé à soutenir une thèse pour l'obtention
du titre de DOCTEUR

Spécialité : MECANIQUE

Fait à Ecully, le 7 octobre 1991

P/Le Directeur de l'E.C.L.
Le Directeur
de l'Administration de la
Recherche



F. LEBOEUF