TABLE DES MATIÈRES

Résumé ii

Abstract iv

Remerciements vi

Table des matières ix

Liste des publications xiv

Liste des figures xv

Liste des tableaux xix

Nomenclature xx

Chapitre 1 1

Introduction 1

1.1 Contexte général 1

1.2 Problématique 2

1.3 Objectifs 3

1.4 Méthodologie 4

1.5 Structure de la thèse 5

Partie I. État de l'art 7

Chapitre 2 7

Notions fondamentales 7

2.1 Moteur à combustion interne (à explosion) 7

2.2 Moteurs Diesel (à allumage par compression) 8

2.3 Moteurs à essence (à allumage commandé) 9

2.4 Moteurs à gaz naturel 9

2.5 Moteurs à hydrogène 11

2.6 Moteur à mélange gazole/gaz naturel (GNV) 15

2.7 Moteurs à mélanges hydrogène/hydrocarbures 15

2.8 Références 19

Chapitre 3 21

Revue de littérature 21

3.1 Moteurs à hydrogène 21

3.1.1 Combustion anormale dans les moteurs 21

3.1.2 La formation du mélange pour la combustion 24

3.1.3 Stratégies de contrôle de la charge 25

3.1.4 Critiques des moteurs à hydrogène 27

3.1.5 Revues des modèles analytiques 30

3.2 Moteur alimenté avec du gaz naturel pur 31

3.3 Ajout d'hydrogène au gaz naturel 37

3.4 Mélange hydrogène/gaz naturel comprimé 43

3.5 Mélange du méthane avec l'hydrogène 50

3.5.1 Vitesses de propagation de la flamme 58

3.5.2 Délais d'auto-inflammation 65

3.5.3 Espèces chimiques produites et flammes prémélangées 71

3.6 Mélange de l'hydrogène avec le gaz de pétrole liquéfié 75

3.7 Moteurs à combustion externe 78

3.8 Synthèse de la revue de littérature 84

3.9 Références 86

Partie II. Carburants de substitution à l'état pur dans les MCI 101

Chapitre 4 101

Produits de combustion d'un moteur à gaz 101

4.1 Résumé 102

4.2 Introduction 102

4.2.1 Analyse des publications 102

4.2.2 But de l'étude 103

4.3 Choix du nombre d'inconnus dans la méthode Zeldovitch-Polarny 103

4.4 Description de la méthode de calcul (selon Kvasnikov) 104

4.5 Méthode de calcul des émissions des oxydes d'azote 111

4.6 Comparaison des résultats des calculs avec les données expérimentales 113

4.7 Conclusions 114

4.8 Références 115

Chapitre 5 116

Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas engine 116

5.1 Abstract 118

5.2 Introduction 118

5.3 Experimental setup 119

5.3.1 Engine test bench 120

5.4 Mathematical model 121

5.4.1 Choice of the compression ratio and the maximum charging pressure ... 123

5.4.2 Multi-criteria optimization of adjusting parameters 125

5.5 Results of the optimization search and construction of the characteristic maps 126

5.6 Results of tests of the engine 6G4SS13/14 129

5.7 Determination of the average emission of toxic compounds, simulating with the 13-mode, steady-state ESC test cycle 133

5.8 Conclusions 135

5.9 References 135

Chapitre 6 137

Combustion process of spark ignited hydrogen fueled engine 137

6.1 Abstract 138

6.2 Introduction 138

6.3 Experimental setup 139

6.4 Results and discussion 140

6.4.1 Analysis and mathematical modelling of process of combustion of

hydrogen 140

6.5 Conclusion 145

6.6 References 145

Partie III. Carburants de substitution en mélange dans les MCI 147

Chapitre 7 147

Moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène 147

7.1 Résumé 148

7.2 Introduction 149

7.2.1 Analyse des publications liées à cette l'étude 149

7.2.2 But de l'étude 150

7.3 Banc d'essai 150

7.4 Dispositions générales du modèle de calcul 151

7.4.1 Méthode du choix du taux de compression 152

7.4.2 Résolution du problème d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur 4GCH7.5/7.35, fonctionnant avec mélange combustible 153

7.4.3 Choix de l'intervalle de variation des facteurs lors de la résolution des problèmes d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur 154

7.5 Résultats de l'étude 155

7.5.1 Cartographies 156

7.5.2 Les paramètres principaux technologiques et économiques du moteur .. 158

7.6 Conclusions 162

7.7 Références 163

Partie IV. Moteur à combustion externe 165

Chapitre 8 165

External combustion engines 165

8.1 Abstract 166

8.2 Introduction 167

8.3 Experimental setup 167

8.4 Theoretical model 169

8.5 Results and discussion 170

8.6 Conclusion 175

8.7 References 176

Chapitre 9 177

Conclusions et Perspectives 177

9.1 Analyse des carburants de substitution à l'état pur dans les MCI 177

9.2 Analyse des Carburants de substitution en mélange dans les MCI 178

9.3 Analyse des Moteurs à combustion externe 178

9.4 Perspectives 179

ANNEXE A 181

ANNEXE B 187

ANNEXE C 261

LISTES DES PUBLICATIONS

Article I:

Calculation method of combustion products equilibrium composition of gas engine with spark ignition / Maamri R., Abramtshuk F.I., Kabanov A., Dubé Y., Toubal L., Kodjo A. / / Eastern European Journal of Enterprise Technologies, Kharkov Ukraine. - 2011- No. 5/6 (53) - 63 p - pp. 37-43.

Article II:

R. Maamri, F. I. Abramtshuk, A. N. Kabanov, M. S. Lipinsky, Y. Dubé, L. Toubal, A. Kodjo. Investigation in Adjusting the Parameters of a Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas Engine, American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 1, 9-15.

Article III:

R. Maamri, A. P. Martshenko, O. O. Osetrov, Y. Dubé, L. Toubal, A. Kodjo. Analyze and Mathematical Modeling of the Combustion Process of One-Cylinder Spark Ignited Hydrogen Fueled, EngineAmerican Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 2, 21-24.

Article IV:

Choosing of performance parameters of light-duty engine running on natural gas and hydrogen mixture / Maamri R., Abramtshuk F.I., Kabanov A., Dubé Y., Toubal L., Kodjo A. / / Automotive Transport, Kharkov Ukraine. - 2011. – No. 29 - pp. 152-159.

Article V:

R. Maamri, W. G. Dyatshenko, A. I. Varonkov, O. U. Linkov, Y. N. Nikitenko, Y. Dubé, L. Toubal, A. Kodjo, Development of external combustion engines, American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 2, 25-29.

LISTE DES FIGURES

Figure 2.1 Utilisation de l'hydrogène dans les moteur à combustion interne 15

Figure 3.1 Systéme d'injection à orifice 33

Figure 3.2 Gestion du moteur 34

Figure 3.3 Les émissions spécifiques des HC, NO_x et du CO avant le catalyseur, 30% RGE barre 14 34

Figure 3.4 Les émissions spécifiques des HC, NO_x et du CO après le catalyseur, 30% RGE barre 14 35

Figure 3.5 Emissions des NO_x et rendement en fonction du pourcentage d'hydrogène en volume dans le gaz naturel pour deux cas moteurs [60] 38

Figure 3.6 Moteur 39

Figure 3.7 Oxydation de mélanges GN/40%H_2 dans un réacteur parfaitement agité aux richesses 0.3 et 1 à une pression de 1 à 10 atm [68] et [69] 41

Figure 3.8 Enceinte de combustion à volume constant 42

Figure 3.9 Schéma du système d'alimentation en carburant 46

Figure 3.10 Délais d'allumage mesurés pour mélange avec 50% d'H_2 en fonction de la pression avec température constante T_c = 995 ± 4 K et φ = 1.0, φ = 0.5 .. 57

Figure 3.11 Schema de la configuration de la flamme de diffusion à contre-courant .. 57

Figure 3.12 Evolution des vitesses de propagation de flamme des différents mélanges méthane/hydrogène/air en fonction de la richesse (Yu et al., [123]) 59

Figure 3.13 Représentation schématique du dispositif expérimental 61

Figure 3.14 Le brûleur utilisé dans le procédé de flux thermique 62

Figure 3.15 Evolution des vitesses en fonction de la richesse pour des mélanges CH_4/H_2 dans l'air. Croix: 35% H_2, cercles: 25% H_2, triangles: 15% H_2, carrés: 5% H_2, diamants: 0% H_2; traits: modélisation (Coppens, [12]) 62

Figure 3.16 Comparaison des vitesse de flammes expérimentales des mélanges CH_4, CH_4/10%H_2, CH_4/20%H_2, CH_4/40%H_2, T_{ini} = 298 K, P = 1 atm, (1: Yu et al., [123], 2: Halter et al., [130], 3: Coppens et al., [91]) 65

Figure 3.17 Comparaison des délais d'allumage pour le mélange stochiométrique méthane-air en utilisant l'équation d'Oppenheim avec différentes concentrations d'hydrogène à 1 atm 66

Figure 3.18 Délais d'auto-inflammation mesurées et calculées du mélange testé. Symboles qui désignent les resultats expérimentaux: (□), méthane, pur

(φ= 1), (○), (85%CH_4/15%H_2), (◇), (65%CH_4/35%H_2). Les lignes représentent le délai d'auto-inflammation du modèle actuel. Une erreur horizontale bar représente l'incertitude typique dans la température expérimentale. (Huang et al., [133]) 68

Figure 3.19 Dispositif expérimental du tube à choc en acier inoxydable..... 69

Figure 3.20 Variation des délais d'auto-inflammation expérimentaux en fonction de l'inverse de la température à une pression de 1.9 atm derrière l'onde de choc réfléchie (Chaumeix et al., [137])..... 70

Figure 3.21 Schéma de l'écoulement à un seul jet dans un plan de stagnation..... 71

Figure 3.22 Profils de fractions molaires expérimentaux (symboles) et modélisés (traits) des espèces H_2O, O_2, CH_4, CO_2, H_2 dans une flamme CH_4/8%H_2, ϕ=0.65, (Ren et al., [125])..... 72

Figure 3.23 Profil de température de prpoagation libre de flammes laminaires prémélangées des différents mélanges de carburant stoechiométriques ... 74

Figure 3.24 Schéma des équipements expérimentaux..... 75

Figure 3.25 Variation de la consommation spécifique en fonction de la vitesse du moteur..... 76

Figure 3.26 Variation du rendement énergetique en fonction de la vitesse du moteur 76

Figure 3.27 Variation des émissions du CO en fonction de la vitesse du moteur 77

Figure 3.28 Variation des émissions des HC en fonction de la vitesse du moteur..... 77

Figure 3.29 Bloc Diagramme du Cycle de Bourque..... 79

Figure 3.30 Cycle de Bourque dans le plan température-entropie 79

Figure 3.31 Schema du micro moteur thermique 82

Figure 3.32 Diagramme pression-volume 83

Figure 3.33 Diagramme entropie-température 83

Figure 4.1 L'algorithme de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion du moteur à gaz à l'aide de la méthode Zeldovitch-polarny 113

Figure 4.2 Les résultats des calculs de la toxicité du moteur 4GCH7.5/7.35 (n=3650 min^{-1})..... 114

Figure 5.1 Engine test bench..... 120

Figure 5.2 Characteristic map for α..... 127

Figure 5.3 Characteristic map for π_c..... 128

Figure 5.4 Characteristic map for φ_{tr} 128

Figure 5.5 Characteristic map for θ 129

Figure 5.6 The external high-speed characteristic of the engine 6GCHN13/14: —— – forced aspiration; – – – – naturally aspiration..... 130

Figure 5.7 Emissions variation of the engine 6GCHN13/14 by load (n = 1500 min^{-1}): – – – – naturally aspiration; —— – forced aspiration..... 131

Figure 5.8 Emissions variation of the 6GCHN13/14 by load (n = 2100 min^{-1}): – – – – naturally aspiration; —— – forced aspiration..... 132

Figure 6.1 Schematic view of the test equipments 140

Figure 6.2 Selection of Wiebe exponent m (a) and burn duration φ_z (b) in formulas (1) and (2) for a regime when n = 600 min^{-1} and Ne = 1.3 kW. By points the measured diagram is shown. 142

Figure 6.3 Combustion speed (a) and pressure- crank angle diagram (b) with Wiebe exponent m. Burn duration φ_z = 22 °crank angle. By points the CFR engine experimental diagram is shown. n = 600 min^{-1}, N_e =1.3 kW.. 143

Figure 6.4 Influence of a spark advance θon (a), compression ratio ε (b) and air–fuel excess ratio α (c,d) on measured and calculated pressure-crank angle diagrams. By points experimental diagrams are shown..... 144

Figure 7.1 Système d'alimentation en combustible sur banc d'essai. 150

Figure 7.2 Relation entre la durée de la combustion et la part d'hydrogène dans le mélangecombustible (les paramètres du régime: n = 1000 min^{-1}; ε = 12; a = 1; η_v = 0.7; θ = 22° tours-vilebrequin jusqu'au PMH) 152

Figure 7.3 Influence d'ajout d'hydrogène sur l'énergie d'inflammation du mélange gaz naturel et air pour divers coefficients d'excès d'air..... 156

Figure 7.4 Cartographie de la gestion d'ajout d'hydrogène 157

Figure 7.5 Cartographie de la gestion du coefficient d'excès d'air..... 157

Figure 7.6 Cartographie de la gestion de l'angle d'avance à l'allumage 158

Figure 7.7 Caractéristique extérieure vitesse du moteur 4CH7.5/7.35..... 159

Figure 7.8 Variation de la concentration des composants toxiques selon CEVM.... 160

Figure 8.1 Schematic view of the external combustion heat engine 168

Figure 8.2 Variation in the charge parameters in the combustion chamber in the zone above the piston with crank angle 172

Figure 8.3 Cylinder pressure external combustion engine (n = 5000 min^{-1}, air pressure in the zone-buffer p_s = 5 MPa and the air to fuel ratio in the combustion chamber α = 3) 173

Figure 8.4 Influence of the pressure of combustion products p_s in the zone located above the piston on the indicated parameters of the external combustion engine at $\alpha = 3$..... 174

Figure 8.5 Influence of the variation of the air to fuel ratio α in the combustion chamber, on the indicated parameters of the external combustion engine at $p_s = 5$ MPa 175

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 2.1 Les émission de polluants toxiques en fonction de l'ajout d'hydrogène dans le gaz naturel 17

Tableau 3.1 Mélanges de gaz naturel sélectionnés pour la combustion à injection directe 33

Tableau 3.2 Spécifications du moteur 33

Tableau 3.3 Les résultats obtenus avec le nouveau concept du moteur contre ceux du moteur à gaz prototype 36

Tableau 3.4 Spécifications du moteur 39

Tableau 3.5 Récapitulatif des conditions expérimentales des travaux relatifs aux vitesses de flammes méthane/hydrogène 63

Tableau 3.6 Compositions initiales des structures de flammes CH_4/H_2 et espèces analysées 73

Tableau 5.1 Range of variation of engine parameters for optimizing engine performance 125

Tableau 5.2 The results of tests with forced aspiration engine 6GCHN13/14 with the ESC test cycle 134

Tableau 5.3 The results of tests naturally aspirated engine 6GCH13/14 with the ESC test cycle 134

Tableau 6.1 Relevant engine characteristics 139

Tableau 7.1 Intervalle de variation des paramètres du moteur lors de la résolution des problèmes d'optimisation des paramètres- régulateurs du moteur 155

Tableau 7.2 Résultats des tests réalisés sur le moteur selon le cycle ESC 161

NOMENCLATURE

Abréviations françaises

ACCH	Allumage par compression de la charge homogène
AJAH	Allumage à jet assisté d'hydrogène
APMH	Avant point mort haut
AVO	Avance à l'allumage
BMW	Bayerische Motoren Werke AG
DRV	Degré de rotation du vilebrequin
EL	Euler-Lagrange
FIL	Fluorescence induite par Laser
GNC	Gaz naturel carburant
GNV	Gaz naturel voiture
GPL	Gaz du pétrole liquéfié
HGNC	Mélange Gaz Naturel Carburant enrichi par de l'Hydrogène
ICOA	Injection du carburant dans l'orifice d'admission
ID	Injection directe
KamAZ	Kamskiï avtomobilnyï zavod, usine automobile de la Kama
UNAPCK	Université Nationale de L'automobile et des Ponts et chaussées de Kharkov
MCE	Moteur à combustion externe
MCEP	Moteur à combustion externe à piston
MCC	Module de contrôle du cylindre
MCI	Moteur à combustion interne
MCR	Machine à compression rapide
MO	Moment optimal
PG	Plein gaz
PMB	Point mort bas
PMH	Point mort haut
RASMC	Refroidisseur d'air de suralimentation monté sur le châssis
RGE	Recirculation des gaz d'échappement
UMY	Usine des moteurs de Yaroslav
UTNL	Université Technique Nationale de Lutsk
VEZE	Émission équivalente égale à zéro
VCC	Variation de cycle par cycle

Acronymes anglo-saxons

AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (List Institute for Internal Combustion Engines)
CAM	Camshaft
CAP	Kama Automobile Plant
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFR	Cooperative Fuel Research
ECU	Electronic command unit
EGR	Exhaust Gas Recirculation
ESC	European stationary test cycle
GRI	Gas Research Institute
KNAHU	Kharkov National Automobile and Highway University

LIT	Lund Institute of Technology
LNTU	Lutsk National Technical University
MEMS	Microelectromechanical systems
NASA	National Aeronautics and Space Administration
YMP	Yaroslavl Motor Plant

Chimie

Ar	Argon
CH_4	Méthane
C_2H_6	Éthane
C_3H_8	Propane
C_4H_{10}	Butane
CO_2	Dioxyde de carbone
H_2	Hydrogène
HC	Hydrocarbures imbrûlés
HFC	Hydrofluorocarbures
GN	Gaz naturel
N_2O	Protoxyde d'azote
OH	Radical Hydroxyle

Indices

ad	Avance
av	Advance
C	Carbone
c	Suralimentation (compresseur)
Car	Carburant
d	Détonation
e	Effectif
H	Hydrogène
HC	Hydrogène et carbone
i	Espèce chimique
ini	Initiale
l	Laminaire
N	Azote
t	Turbuente
th, frein	Théorique au frein
tol	Toléré
pap	Papillon
p.c	Produits de combustion
var	Variable

Paramètres géométriques

D	Diamètre de l'alésage	[m]
L	Course du piston	[m]
S	Surface	[m^2]
V_o	Cylinder swept volume	[m^3]
V_t	Instantaneous charge volume	[m^3]
V_c	Clearance volume	[m^3]

μ_B	Discharge coefficient of outlet valve	
f_B	Cutain area of outlet valve	
F_n	Piston square	[m^3]
μ_S	Discharge coefficient of inlet valve	
f_S	Cutain area of inlet valve	
ε	Taux de compression	
z	Number of cylinders	

Mécanique

M_e	Couple effectif	[N·m]
N_e	Puissance effective	[kW]
n	Fréquence de rotation du vilebrequin du moteur	[min^{-1}]
θ_{av}	Angle d'avance à l'allumage	

Thermodynamique et combustion

CoV	Coefficient de variation	
C_{AIR}	Part massique de l'atome du carbone dans l'air	
g_e	Consommation spécifique effective du combustible	[g/(kWh)]
$\bar{g}_{NO_x}$	Émissions spécifiques des oxydes d'azote	[g/(kWh)]
G_s	Combustion products rate	[kJ/s]
h	Enthalpie spécifique du mélange non brûlé en tout temps	[kJ/kg]
h'_c	Enthalpie spécifique du mélange non brûlé au début de la combustion	[kJ/kg]
H_{AIR}	Part massique de l'atome d'hydrogène dans l'air	
H_{Car}	Part massique de l'atome du carbone dans le combustible	
H_u	Pouvoir calorifique inférieur de la combustion	[kJ/kg]
$K_1 \ldots K_6$	Constantes d'équilibre des réactions chimiques	
K_d	Critère de la détonation	
m	Indice qui caractérise la combustion	
m_{var}	Indice variable de la combustion de Wiebe	
O_{Car}	Part massique de l'atome de l'oxygène dans le combustible	
O_{AIR}	Part massique de l'atome d'oxygène dans l'air	
P	Pression	[Pa]
PEMI	Pression effective moyenne indiquée	[Pa]
P_i	Pression partielle du i composant du mélange gazeux	[Pa]
r	Part volumique du composant dans le mélange	
R_e	Constante universelle des gaz (nombre de Reynolds)	[J/(mol.K)]
R_H	Fraction molaire d'hydrogène présent dans le combustible	
TCFF	Taux de croissance du front de la flamme	
T_{ini}	Température initiale	[K]
$T_{p.c.}$	Température dans la zone des produits de combustion	[K]
u_l	Vitesse de combustion laminaire	[m/s]
u_t	Vitesse de combustion turbulente	[m/s]
u_0	Vitesse de flamme du méthane pur	[m/s]
u_{100}	Vitesse de flamme de l'hydrogène pur	[m/s]
W_{CO}	Toxicité du CO	[ppm]
W_i	Masse molaire de l'espèce chimique i	[g /mol]
W_{NO_x}	Toxicité des NO_x	[ppm]

$\dot{\omega}_i$	Vitesse de production de l'espèce chimique *i*	[mol /(cm·s)]
x	Quantité du carburant brulé	
$dx/d\phi$	Vitesse de combustion	
α	Coefficient d'excès d'air	
$\eta_{th,\ frein}$	Rendement théorique	[%]
η_v	Coefficient du remplissage	
λ	Coefficient d'excès d'air	
μ_C	Masse molaire de l'atome du carbone	[Kg/Kmol]
μ_H	Masse moléculaire de l'atome d'hydrogène	[kg/kmol]
μ_N	Masse moléculaire de l'atome d'azote	[kg/kmol]
μ_O	Masse molaire de l'atome d'oxygène	[Kg/Kmol]
ξ	Fraction molaire de l'hydrogène dans le combustible	
π_c	Rapport pression de suralimentation	
τ	Délai d'auto-inflammation	
φ	Richesse	
φ	Angle de rotation	
$\bar{\varphi}_i$	Angle relatif au début de la combustion, $\bar{\varphi}_i$=0…1	
ϕ	Temps actuel du début de la combustion	
ϕ_{pap}	Angle d'ouverture du papillon	[%]
$\bar{\phi}$	Temps relatif de combustion	
ϕ_z	Durée de la combustion en degré de rotation du vilebrequin	
χ_{HC}	Rapport réel des masses des atomes H et C dans le mélange non brulé	
χ_{OC}	Rapport réel des masses des atomes O et C dans le mélange imbrulé	

Chapitre1

Introduction

1.1 Contexte général

Le secteur du transport constitue de nos jours un intérêt majeur du point de vue énergie et environnement, étant donné que c'est le secteur le plus énergétivore et le plus émetteur de gaz à effet de serre responsable du réchauffement climatique.

Les carburants conventionnels issus des hydrocarbures dans le secteur du transport automobile mondial tels que l'essence, le carburant Diesel, le gaz naturel et le gaz du pétrole liquéfié sont actuellement surexploités. Avec une demande énergétique mondiale qui ne cesse de croître, leurs réserves diminuent fortement et s'épuisent progressivement.

Les principaux gaz qui contribuent directement à l'effet de serre sont: le dioxyde de carbone (CO_2) avec 31 % des émissions, le protoxyde d'azote (N_2O) avec 0.9 % des émissions totales, les hydrofluorocarbures (HFC) avec19% des émissions totales et enfin le méthane (CH_4) <0.1 % des émissions totales.

En outre des gaz à effet de serre, on peut considérer le transport routier comme étant le principal responsable des émissions d'oxydes d'azote (NO, NO_2) et de dioxyde de soufre (SO_2). Le monoxyde et le dioxyde d'azote présent dans l'air sont nocifs pour la santé humaine. De plus, l'oxyde d'azote (NO) et le dioxyde de soufre (SO_2), combinés avec de l'eau, évoluent chimiquement dans l'air pour former des acides, conduisant à l'eutrophisation des milieux aquatiques et des sols.

Dans l'atmosphère, le dioxyde d'azote se transforme en acide nitrique, contribuant à la pollution acide de l'air. D'autres émissions des moteurs automobiles, tels que les hydrocarbures imbrûlés (HC), qui proviennent de l'inhibition de la combustion près des parois, sont aussi nocives pour l'homme et notre planète.

En conséquence, les normes pour lutter contre la pollution sont de plus en plus strictes afin de faire face au problème de changement climatique. La recherche et l'industrie automobile doivent ainsi chercher des solutions technologiques pour réduire les émissions polluantes soit au niveau de l'échappement soit au niveau de la combustion.

Dans ce contexte, l'utilisation future de carburants de substitution est la seule solution durable pour protéger le climat et assurer l'approvisionnement énergétique mondial du secteur du transport à long terme.

1.2 Problématique

Le champ de recherche concernant les carburants de substitution est assez jeune, mais l'intérêt qu'il suscite se fait sentir dans de plus en plus de pays touchés par le problème de la pollution issue des gaz à effet de serre. Depuis environ une trentaine d'années, un nombre important de laboratoires se sont intéressés à la problématique des carburants de remplacement. Ces études ont permis d'identifier le gaz naturel, le méthane, le gaz du pétrole liquéfié (GPL) et l'hydrogène comme étant des carburants susceptibles d'être utilisés dans le domaine automobile et qui peut remplacer les carburants conventionnels telles que: l'essence et le carburant Diesel, afin de réduire les émissions des gaz à effet de serre et améliorer la qualité de l'air.

La modélisation mathématique est considérée comme l'un des instruments les plus efficaces pour étudier les cycles dans les moteurs à combustion interne. Lors de l'élaboration des modèles mathématiques, plusieurs questions surgissent. Ces questions ne sont pas encore traitées dans la littérature technique. Par exemple, la dynamique de dégagement de chaleur dans les moteurs à hydrogène, l'influence des paramètres constructifs et des paramètres de réglage durant le processus de fonctionnement du moteur. Dans ce cadre, l'analyse de la phase de combustion de l'hydrogène et l'élaboration du modèle mathématique, qui prennent en considération les particularités de la combustion, l'estimation de l'influence des paramètres constructifs et des paramètres de réglage du moteur, sont nécessaires.

En raison de la dégradation de la situation écologique dans le monde, beaucoup d'attention est donnée aux questions de toxicité des moteurs à combustion interne. En conséquence, le calcul des composants toxiques dans les produits de combustion s'avère ainsi indispensable. La garantie d'exécution de cette tâche permet d'économiser énormément les ressources humaines et matérielles à l'aide de la réduction du nombre des tests.

L'ajout d'hydrogène aux divers carburants connus permet non seulement à réduire la quantité d'hydrogène nécessaire à titre de combustible, mais il permet également d'augmenter d'une manière significative les propriétés écologiques de l'automobile [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8,10, 11,12,13,14].

L'analyse réalisée des sources bibliographiques [59-116] a montré l'opportunité d'utilisation du mélange gaz naturel-hydrogène (mélange) à titre de combustible moteur (voir

§ 3.3-§ 3.5). C'est pourquoi le but de cette étude est le choix des paramètres optimaux du fonctionnement d'un moteur fonctionnant avec mélange gaz naturel-hydrogène.

La conversion des moteurs Diesel des camions aux moteurs à gaz à allumage par étincelles est actuellement un sujet d'actualité. L'application de ce concept entraine la chute de la puissance du moteur, qui s'avère particulièrement considérable aux régimes de la charge maximale. Pour la compensation des pertes de puissance, qui apparaissant lors de la conversion du moteur diesel vers le gaz, il sera rationnel d'utiliser la suralimentation. Il en résulte que le choix et le fondement des paramètres régulateurs du moteur à gaz suralimenté converti à partir du moteur diesel sont absolument nécessaires.

L'une des solutions efficaces pour remédier aux problèmes d'épuisement imminent des ressources fossiles et de la flambée de leur prix est le développement d'un nouveau concept de moteur: le moteur à combustion externe, qui est une source prometteuse d'énergie mécanique dans le domaine du transport. Il a de bonnes caractéristiques techniques: un rendement très élevé, la capacité de fonctionner avec différents carburants, une structure simple et les coûts d'exploitation faibles.

1.3 Objectifs

Dans ce travail, nous avons comme objectif d'étudier l'influence de l'utilisation des carburants de substitution, tels que le gaz naturel et l'hydrogène à l'état pur et en mélange, sur les performances des moteurs à combustion interne à allumage par étincelles et à allumage par compression. De plus, nous étudions la phase de combustion des moteurs alimentés par ces carburants. Un deuxième objectif de cette thèse concerne l'étude des performances d'un concept original d'un moteur à combustion externe. Plus spécifiquement, il s'agit :

- d'analyser la phase de combustion des moteurs fonctionnant avec de tels mélanges,
- d'étudier l'influence d'utilisation des carburants de substitution sur les émissions des composants toxiques dans les gaz d'échappement,
- d'étudier l'influence d'utilisation des carburants de substitution sur les performances du moteur, telles que : la puissance, le rendement et la consommation du carburant,
- d'optimiser les moteurs alimentés par ces carburants,
- d'étudier le concept de moteurs à combustion externe, du point de vue des performances, tel que: la pression et la température des produits de combustion à l'intérieur du cylindre, le rendement, la consommation, l'utilisation de différents carburants...etc.

Les résultats ainsi obtenus contribueront à une meilleure compréhension des différents phénomènes physico-chimiques complexes qui ont lieu dans les moteurs à combustion interne alimentés par des carburants de substitution et à justifier l'utilisation future de ce type de carburants et des moteurs à combustion externe.

1.4 Méthodologie

Afin d'étudier la phase de combustion des moteurs à combustion interne et de déterminer l'influence des carburants de substitution sur les performances de ces moteurs et afin d'étudier le concept du moteur à combustion externe, cette recherche à été divisée en trois étapes principales:

Première étape : utilisation des carburants de substitution à l'état pur dans les moteurs à combustion interne

Dans cette étape, on a réalisé des calculs et des expérimentations sur des moteurs à combustion interne fonctionnant seulement avec un seul carburant de substitution.

On a élaboré une méthode de calcul des paramètres de la toxicité du moteur à gaz, en utilisant la méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion du moteur à l'aide de la méthode Zeldovitche-Polarny. On a accompli la comparaison des résultats de calcul avec les données expérimentales.

On a exposé les résultats d'étude d'un moteur à gaz suralimenté, converti à partir d'un Diesel. Pour ce moteur, on a précisé le modèle mathématique du cycle de combustion basé sur le modèle de Wiebe avec le calcul précis du paramètre de combustion *m*.

On a réalisé une analyse de la phase de combustion de l'hydrogène dans un moteur 4 temps monocylindriques à allumage commandé. Dans ce contexte, on a élaboré un modèle mathématique, qui prend en considération les particularités de la phase de combustion et par la suite, on a estimé l'influence des paramètres constructifs et celles de réglage du moteur.

Deuxième étape : utilisation des carburants de substitution en mélange dans les moteurs à combustion interne

Dans cette deuxième étape, on a réalisé des études analytiques et effectué des tests sur des des moteurs à combustion interne alimentés cette fois par différents mélanges de carburants de remplacement.

On a exposé les résultats d'étude d'un moteur à petite cylindrée à gaz fonctionnant avec le mélange du gaz naturel et d'hydrogène. Pour ce moteur, on a précisé le modèle mathématique de la combustion avec l'indice variable de combustion de Wiebe. Des tests ont été réalisés afin de valider les résultats de calcul. En vertu des études réalisées, on a reçu les cartographies pour les systèmes de gestion du moteur fonctionnant avec le mélange du gaz naturel et d'hydrogène.

Troisième étape :moteur à combustion externe

Dans cette dernière étape, puisque les différents types de moteur à combustion interne fonctionnant avec différents carburants et mélanges, ont été bel et bien analysés et étudiés profondément par différents auteurs, une tentative réussie de réalisation d'un moteur à combustion externe a vu le jour.

Ce moteur utilise de l'air dans des réservoirs à des pressions de 30 - 50 MPa et à une température ambiante en tant que fluide de travail et l'hydrogène, les alcools ou les carburants traditionnels issus de minéraux organiques, comme source d'énergie chimique. Un modèle mathématique a été développé, testé et vérifié afin de simuler les cycles d'un moteur 4 temps à allumage commandé fonctionnant à l'essence.

1.5 Structure de la thèse

Le chapitre 1 correspond à l'introduction.

Le chapitre 2 et le chapitre 3 sont consacrés aux notions fondamentales entourant les moteurs à combustion interne, les carburants de substitution à l'état pur et en mélange, ainsi que les moteurs à combustion externe. Basé sur une étude bibliographique, les moteurs à hydrogène, les moteurs alimentés avec gaz naturel pur, l'ajout d'hydrogène au gaz naturel, le mélange hydrogène/ gaz naturel comprimé, le mélange du méthane avec l'hydrogène, le mélange du GPL avec de l'hydrogène et les moteurs à combustion externe sont présentés.

Les chapitres 4 à 6, qui forment une seconde partie de ce travail, sont consacrés à l'utilisation de carburants de substitution à l'état pur dans les moteurs à combustion interne, plus particulièrement à l'analyse de la phase de combustion de l'hydrogène dans un moteur 4 temps monocylindrique à allumage commandé, l'élaboration du modèle mathématique, qui prend en considération les particularités de la phase de combustion, l'estimation de l'influence des paramètres constructifs et de réglage du moteur. On analyse aussi la méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion d'un moteur à gaz à allumage par étincelle et la comparaison des résultats obtenus avec les données

expérimentales. Et enfin, on précise le modèle mathématique du cycle de combustion avec indice variable de la combustion de Wiebe d’un moteur à gaz suralimenté, converti du moteur Diesel.

La troisième partie (chapitre 7) expose les résultats d'étude d'un moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène et les cartographies de son système de gestion à microprocesseur, tout en précisant le modèle mathématique de la combustion avec l’indice variable de combustion de Wiebe. On expose aussi les résultats des tests réalisés sur ce moteur.

Dans le dernier chapitre, on décrit un moteur à combustion externe à allumage commandé fonctionnant à l'essence, pour lequel un modèle mathématique a été développé et une simulation numérique d’un cycle à 4 temps a été réalisée.

Ce document s'accompagne de deux annexes : dans l'annexe A, on présente les articles en version originale, c’est à dire en langue russe. L’annexe B récapitule les sites internet là où les articles publiés ont été mentionnés ou cités.

Partie I. État de l'art

Chapitre 2

Notions fondamentales

Avant d'entamer toute discussion sur les carburants de substitution, il sera souhaitable de donner des notions de base sur les différents types de moteurs existants fonctionnant avec différents carburants.

2.1 Moteur à combustion interne (à explosion)

Le moteur à explosion transforme en énergie mécanique l'énergie qui provient de la combustion du mélange air/carburant. L'air est composé majoritairement d'azote auquel s'ajoute l'oxygène.

Avantages et inconvénients :

Les moteurs à combustion interne, qui sont relativement petits et légers, compensent un couple assez faible par une vitesse de rotation élevée. Les carburants conventionnels qui font fonctionner ce type de moteur sont peu encombrants et faciles à se procurer, ce qui en fait des moteurs à explosion tout à fait indiqués pour équiper de petits véhicules roulants, mais aussi des appareils volants. Leur succès est dû aussi à leur facilité d'utilisation et de maintenance. De plus, ils ne sont pas délicats et peuvent fonctionner sans problème avec divers carburants, sans qu'il soit nécessaire de procéder à des modifications majeures. L'alcool ou le gaz peut remplacer l'essence, quant au carburant diesel, il peut être remplacé par des huiles végétales.

Mais comme tout mécanisme conçu par les humains, ces moteurs possèdent des avantages et inconvénients. En plus du fait qu' ils ne sont pas efficaces à haute altitude, là où la teneur en oxygène est faible, la combustion entraîne le rejet de gaz potentiellement polluants et voire même toxiques . Ils sont, de ce fait, malgré les efforts engagés dans leur amélioration, désignés comme une des principales sources de pollution atmosphérique.

Le rendement des moteurs à explosion déjà faible se dégrade d'une manière significative en dehors de la plage de fonctionnement optimal. Dans les véhicules, puisque la vitesse de rotation du moteur varie significativement, ils nécessitent l'insertion de la boîte de vitesses permettant la modification des rapports de rotation afin de maintenir le moteur dans sa plage de fonctionnement optimal. Étant donné que le couple est nul au démarrage, il est nécessaire d'utiliser un dispositif auxiliaire pour démarrer le moteur, tel que le démarreur électrique.

2.2 Moteurs Diesel (à allumage par compression)

C'est l'Allemand Rudolf Diesel, qui a conçu en 1893 le premier prototype du moteur qui porte son nom jusqu'à nos jours. Il s'agissait d'un moteur à 4-temps dont le combustible est injecté, par le bais d'un système d'injection, directement à forte pression dans la chambre de combustion. Ce type de moteur, dont le taux de compression est élevé, a connu une expansion rapide dans le domaine de l'automobile depuis sa création.

Avantages du diesel :

- Le rendement est supérieur à celui d'un moteur à essence: une proportion plus grande de la chaleur est convertie en travail.
- Le carburant Diesel coûte environ 10 % moins cher que l'essence.
- La consommation moyenne est moins élevée que le moteur essence.

Inconvénients du diesel :

- De fortes contraintes thermiques et mécaniques sont exercées sur les composants mécaniques du moteur, d'où la nécessité de les surdimensionner.
- Le coût d'entretien est environ 20 % plus élevé que celui d'un moteur à essence.
- L'étanchéité entre le cylindre et le piston est plus difficile a réaliser.
- Le moteur est plus bruyant.

Les moteurs diesel émettent un certain nombre de polluants parmi lesquels :

- Le dioxyde de carbone CO_2.
- L'oxyde d'azote NO_x.
- Les hydrocarbures HC.
- Les fines particules (dont le diamètre est inférieur à 2.5 micromètres).
- Le dioxyde de soufre SO_2.

2.3 Moteurs à essence (à allumage commandé)

Le moteur à allumage commandé est relativement plus léger et plus vif dans les bas régimes et lorsqu'il est froid, car l'allumage se fait par l'intermédiaire d'une bougie. Il est relativement plus silencieux, puisque l'explosion du mélange air-carburant dans un moteur Diesel, à la suite de l'auto-inflammation, provoque une onde de choc importante dont le bruit ressemble à une sorte de claquement. Généralement, la mise en marche du moteur à allumage commandé est plus rapide aux bas régimes, car l'allumage est réalisé par une étincelle produite par la bougie. Les régimes moteurs étant de surcroît plus élevés, les véhicules de sport et les voitures de luxe sont généralement munis de moteurs à allumage commandé.

Il est cependant plus facile d'obtenir une puissance plus importante, mais à haut régime seulement à cause d'un faible couple à bas régime.

Néanmoins, le rendement thermodynamique théorique du moteur à essence est sensiblement inférieur que celui du moteur Diesel, elle dépasse rarement 30 %. La différence tient essentiellement aux taux de compression : plus le taux de compression est élevé, meilleur est le rendement, car le carburant est brûlé plus complètement.

La consommation de carburant est plus élevée dans les moteurs à allumage commandé, non seulement à cause de la question du rendement déjà évoquée, mais aussi à cause de la valeur énergétique plus faible de l'essence. À puissance égale, un moteur à essence aura un régime de rotation supérieur et, en contrepartie, un couple inférieur à bas régime. Les voitures à essence, même dotées d'un pot catalytique produisent beaucoup plus de CO_2 que les diesels.

2.4 Moteurs à gaz naturel

Les avantages du gaz naturel par rapport aux carburants traditionnels:

- Les moteurs fonctionnant avec ce type de carburant émettent beaucoup moins de polluants que ceux qui utilisent les combustibles traditionnels tels que l'essence, le carburant Diesel ou le gaz du pétrole liquéfié (GPL). Le gaz naturel est composé principalement de méthane. Par unité d'énergie, il produit ainsi le moins de CO_2 (jusqu'à 25 % plus faibles par rapport à l'essence), le gaz qui contribue majoritairement à l'effet de serre. En outre, les moteurs au gaz naturel émettent moins d'agents polluants acidifiants que les carburants conventionnels.

Les émissions de particules fines sont presque nulles pour les véhicules qui roulent au gaz naturel. Donc le gaz naturel est beaucoup moins nocif pour l'environnement et pour la

santé humaine: le NO_2 et les particules fines entraînent des maladies respiratoires et de l'asthme.

- Les véhicules alimentés au gaz naturel sont moins bruyants que ceux roulants au carburant Diesel. Cet avantage est un aspect important dans les zones urbaines, ou actuellement le transport en commun utilise généralement le diesel. De plus, étant donné qu'un moteur au gaz naturel émet moins de vibrations de résonance qu'un moteur diesel, le moteur s'use moins et les frais d'entretien sont moins élevés.
- Le gaz naturel étant plus léger que l'air, il se disperse et se dilue rapidement dans l'air ambiant. Contrairement à l'essence et au gaz du pétrole liquéfié, Il s'enflamme uniquement quand sa concentration dans l'air se situe entre 5 et 15 %. En dessous de 5 %, le mélange est trop pauvre pour brûler et au-dessus de 15 %, le mélange est trop riche et ne brûlera pas non plus. Le point d'inflammation du gaz naturel est d'approximativement

1076 °F, pour le diesel, il est de 500 °F, alors que l'essence s'enflamme à 428 °F. Le gaz naturel prend donc moins facilement feu que le diesel et l'essence.

Le gaz naturel est transporté en toute sécurité par gazoducs souterrains. Ceci permet aussi de distribuer du gaz naturel dans les stations-service des zones à forte densité de population.

Un réservoir de gaz naturel résiste mieux à une collision qu'un réservoir à essence traditionnel. Le gaz naturel est stocké dans des cylindres dont la paroi mesure 10 à 20 mm d'épaisseur et qui sont réalisés en matériaux durables et comprennent des dispositifs de sécurité intégrés.

- Les véhicules roulant au gaz naturel sont actuellement plus chers que ceux fonctionnant avec les carburants traditionnels. Néanmoins, le gaz naturel véhicule est significativement moins cher que les carburants classiques tels que l'essence ou le diesel: 1 kg de gaz naturel compressé coûte à la pompe de 30 à 40 % moins cher qu'un litre de diesel. L'écart de prix entre entre un véhicule au gaz et un véhicule essence ou diesel va diminuer au fil du temps.

Grâce à la combustion plus propre du gaz naturel, il y aura moins de frais d'entretien et la durée de vie du moteur est nettement plus longue que celle d'un moteur essence ou diesel.

En plus, le gaz naturel possède d'autres avantages tels que:

- Couple disponible à bas régime plus élevé qu'à l'essence.
- Stabilité de fonctionnement accrue.
- Bruits de fonctionnement atténués.

- Démarrages en richesse stoechiométrique possibles.
- Indice d'octane élevé.

Les inconvénients sont les suivants:

Pour stocker le gaz naturel comprimé, il faut plus d'espace que pour stocker un même poids d'essence. Donc, les réservoirs qui stockent le gaz naturel comprimé sont très souvent grands et prennent beaucoup d'espace. Cependant, il est également possible d'installer le réservoir sous la carrosserie, grâce à une disposition plus rationnelle des composants (par exemple, Volkswagen Touran EcoFuel, Fiat multipla, la Nouvelle Fiat Panda, etc.).

En outre de cet inconvénient majeur, on peut citer d'autres tels que:

- Le couple du moteur au gaz naturel est moins élevé que celui du moteur à essence.
- Le réseau de distribution du gaz naturel est peu développé.

2.5 Moteurs à hydrogène

Le moteur à combustion interne peut sans importante modification fonctionner à l'hydrogène pour produire de l'énergie mécanique en émettant seulement la vapeur d'eau et une petite quantité d'oxydes d'azote. Par conséquent, le moteur à combustion interne à hydrogène pourrait contribuer à relever les deux principaux défis qui nous préoccupent: réduire les émissions de gaz à effet de serre et remédier à l'épuisement des hydrocarbures.

L'utilisation de l'hydrogène en tant que carburant dans les moteurs à combustion interne présente, à l'évidence, plusieurs avantages conséquents:

- À bas régime, le moteur à hydrogène est plus efficace et à haut régime, c'est le moteur thermique qui prend le dessus. Différentes voies d'amélioration de ce type de moteur permettront d'atteindre un rendement de plus de 40 %, même à charge partielle, qui est supérieur à celui des voitures roulant avec des carburants conventionnels (entre 20 et 30 %).
- L'hydrogène est le plus petit de tous les éléments de la classification périodique, faisant seulement 10^{-15} mètre, il peut se diffuser rapidement dans l'air: coefficient de diffusion dans l'air 0.61 cm^2/s (quatre fois plus vite que le gaz naturel: coefficient de diffusion égal à 0.16), ce qui est un facteur positif pour la sécurité.
- L'hydrogène qui est incolore, inodore, insipide et non corrosif à l'avantage d'être particulièrement énergétique: 1kg d'hydrogène libère environ trois plus d'énergie qu'un Kg d'essence.
- Lorsqu'il est brûlé, son principal produit de combustion est l'eau, de ce fait il ne génère pas de produits toxiques tels que les hydrocarbures imbrûlés, le monoxyde de carbone ou le dioxyde de carbone, l'oxyde de soufre et les acides organiques.

- Son utilisation comme carburant ne connait pas les mêmes problèmes techniques que ceux rencontrés lors de l'utilisation des carburants liquides, tels que: la vaporisation insuffisante, le bouchon de vapeur (vapor lock), le mélange pauvre, etc.
- Le domaine d'inflammabilité de l'hydrogène dans l'air est très étendu (de 4 à 75 % en volume), ce qui rend possible son inflammation avec large gamme de mélanges air-carburant. Ainsi, le fonctionnement en mélange pauvre est possible, ce qui contribue à une économie de carburant, assure une réaction de combustion plus complète ainsi qu'une température de combustion finale plus faible. La quantité de polluants émis lors de la combustion de l'hydrogène avec l'air tels que les oxydes d'azote est ainsi réduite. Il a une énergie minimale d'inflammation (énergie d'allumage) très faible, ce qui permet d'enflammer les mélanges pauvres et assurer un allumage rapide.

Toutefois, l'utilisation de l'hydrogène comme combustible dans le domaine automobile a des inconvénients :

- L'hydrogène peut s'enflammer ou exploser au contact de l'air. Il doit donc être utilisé avec précaution, de ce fait, il faut éviter tout risque de fuite, et toute situation confinée peut s'avérer dangereuse.
- Malgré que l'hydrogène est l'élément le plus abondant dans la nature, il n'en existe pratiquement pas à l'état pur, c'est-à-dire sous forme de dihydrogène. Ce dernier n'est pas disponible sous forme brute, mais a besoin d'être synthétisé. La synthèse d'hydrogène nécessite plus d'énergie que celui-ci peut en produire. La production d'hydrogène nécessite de l'énergie produite par les centrales thermiques fonctionnant avec du charbon, du pétrole ou avec du gaz naturel, libérant ainsi du dioxyde de carbone ainsi que d'autres gaz à effet de serre, ce qui ne ferait que déplacer le problème de la non-utilisation des énergies fossiles et augmenterait leur consommation par rapport à une utilisation directe de ces énergies dans le domaine automobile.
- Du fait de sa la légèreté, l'hydrogène, à poids égal, occupe un volume beaucoup plus important qu'un autre gaz. Concrètement, même comprimés à 700 bars, 4.6 litres d'hydrogène sont encore nécessaires pour produire autant d'énergie qu'avec 1 litre d'essence. Ces volumes importants sont une contrainte pour le transport et le stockage sous forme gazeuse. Pour ces raisons, il sera très difficile de concevoir un réservoir sûr, compact, léger et moins dispendieux tout en gardant une autonomie relativement élevée.
- En plus d'être facilement explosif dans certaines concentrations à l'air confiné, mais pas à l'air libre, sous forme de gaz peu comprimé, il occupe trop de place sur un véhicule; sous forme de gaz très comprimé, il y aura une augmentation du risque d'auto-inflammation

spontané; les différentes techniques d'absorption restent à améliorer et elles sont dispendieuses. La masse embarquée d'absorbant (poudres ou pastilles d'alliages métalliques) est encore pénalisante.

- La faible énergie d’allumage de l’hydrogène contribue à l’apparition des gaz chauds et des points chauds dans le cylindre, qui peuvent servir de sources d’allumages prématurés au cours de la course d’admission. Ceci se traduit par les phénomènes de pré-allumage et d’auto-allumage qui conduisent à l’apparition de cliquetis (vibrations des parois de la chambre de combustion) et de retour de flamme (ou backfire).
- Puisque sa température d’auto-inflammation est trop élevée, l’hydrogène ne peut être utilisé directement dans un moteur diesel. Afin d’allumer l’hydrogène dans ce type de moteur, des bougies d’allumage doivent être installées ou bien, on doit utiliser une faible quantité de carburant diesel pour l’allumer (allumage pilote).
- Puisque l’hydrogène possède une courte distance de propagation de la flamme, ses flammes se propagent près de la paroi du cylindre et de l’injecteur. Ce qui favorise l’augmentation de la tendance de retour de flamme et par conséquent, une flamme du mélange hydrogène-air se propage plus facilement à travers la soupape d’admission presque fermée que les flammes des hydrocarbures/air.

Toutes ces anomalies de combustion de l’hydrogène restent un obstacle dans le développement des moteurs fonctionnant avec ce type de carburant. Les mesures qui doivent être prises afin d’éviter ce phénomène ont une influence directe et considérable sur la conception des moteurs, le contrôle de charge et la formation du mélange.

En thermodynamique, tous les moteurs thermiques peuvent être convertis à l’hydrogène y compris ceux fonctionnant au carburant Diesel. La conversion nécessite seulement quelques modifications, car:

- le carburant utilisé dans les cylindres étant gazeux, il y a nécessité d’utilisation d’injecteurs adaptés, tel que les injecteurs à injection directe à haute pression,
- l'hydrogène, au cours de la phase d'admission, dans la chambre de combustion, occupe un volume assez grand en comparaison de celui qu’occupe l’essence; cela contribue à la diminution de la quantité du mélange air-hydrogène lors de chaque cycle et réduit ainsi la puissance spécifique du moteur (de 20 à 25 %). En revanche, puisque le taux de compression des moteurs fonctionnant à l’hydrogène varie de 13 à 14, le rendement énergétique peut atteindre 36 % alors que celui des moteurs conventionnels à taux de compression égal à 8 – 9, ne dépasse pas 30 %. Actuellement, on essaye de porter ce rendement à plus de 40 % au

moyen de dispositifs d'injection appropriés qui augmentent la vitesse d'inflammation du mélange hydrogène/ air.

- afin d'éviter l'apparition d'auto-allumage et du retour des flammes dans les moteurs alimentés par hydrogène, on doit utiliser des électrodes de bougies en iridium, qui agit comme un catalyseur d'autoallumage. De plus, on doit éviter la formation de dépôts de carbone qui à leur tour pourraient être à l'origine de ce phénomène. Une autre solution pour faire face à cet inconvénient, consiste à utiliser le moteur rotatif à hydrogène, car dans ce cas, l'hydrogène est introduit dans une partie du moteur qui reste toujours froide,
- puisque la vitesse de combustion de l'hydrogène dans l'air est six fois plus élevée que celle de l'essence, le moteur nécessite ainsi un réglage précis, qui est également indispensable pour minimiser les émissions des NO_x (le rapport hydrogène-air ne dépassant pas la stoechiométrie de 50 %).

Les matériaux des composants du moteur doivent être choisis résistants à l'hydrogène, surtout pour limiter les dégâts liés à la corrosion figurante.

La conversion à l'hydrogène de certains moteurs thermiques de petite cylindrée à usage multiple est possible, mais il faut alors développer un système de stockage d'hydrogène simple, robuste et bon marché. En Inde, par exemple, des chercheurs ont développé des vélomoteurs et des tricycles destinés aux déplacements urbains, munis de moteurs à combustion interne fonctionnant à hydrogène et ayant une autonomie de 60 à 80 km.

Pour ce qui est des moteurs stationnaires comme ceux des groupes électrogènes et qui sont utilisés essentiellement dans des régions dépourvues de réseau électrique, ils peuvent être convertis à l'hydrogène comme ceux que produisent la société américaine Hydrogen Engine Center et sa filiale canadienne Hydrogen Engine Centre Canada.

En ce qui concerne les moteurs automobiles, certains constructeurs développent des modèles équipés de moteurs thermiques convertis à l'hydrogène. Puisque les réservoirs d'hydrogène possèdent une autonomie relativement faible et vu l'absence de stations-service à hydrogène, les constructeurs automobiles ont conçu des véhicules bi-carburants fonctionnant à l'essence et à l'hydrogène. C'est le cas par exemple de la firme allemande BMW avec son modèle de haute technologie 745 H et de la firme japonaise Mazda avec sa voiture RX-8, équipée d'un moteur thermique rotatif à bicarburation.

À son tour, le transport ferroviaire peut se servir de cette nouvelle technologie. On n'aura qu'à ajouter un wagon-citerne d'hydrogène liquide derrière la locomotive.

Prochainement, le transport maritime va être doté de bateaux propulsés par des moteurs thermiques fonctionnant avec de l'hydrogène liquide, le seul adapté à des stockages

de grandes quantités. Cela contribue à la diminution du rejet des polluants issus de la combustion des combustibles lourds notamment dans les zones portuaires très réglementées.
Mais cette transition vers l'hydrogène dans le transport maritime, entraine une hausse sur les coûts d'exploitation, puisque l'hydrogène comme carburant léger est plus coûteux que les carburants conventionnels lourds utilisés actuellement dans ce secteur. Le stockage à bord d'hydrogène nécessite des dépenses supplémentaires élevées, à cause des modifications indispensables sur l'architecture des navires et les mesures de sécurité.

2.6 Moteur à mélange gazole/gaz naturel (GNV)

Le remplacement des carburants automobiles à forte teneur en carbone comme le gazole par des carburants automobiles à faible teneur en carbone comme le gaz naturel peut s'avérer plus difficile, par exemple dans le cas des moteurs diesel. Le gaz naturel comme carburant automobile n'explose pas par le seul fait de compression, même en le comprimant à plusieurs centaines de bars. La seule solution envisageable consiste à les mélanger. On fait démarrer le moteur au gazole, et une fois atteint sa température normale de fonctionnement, le système d'alimentation en gaz naturel entre en action, pour fournir jusqu'à 60/70 % des besoins en carburant. Les émissions de CO_2 et des NO_x seront considérablement réduites et les rejets de particules diminuent également.

2.7 Moteurs à mélanges hydrogène/hydrocarbures

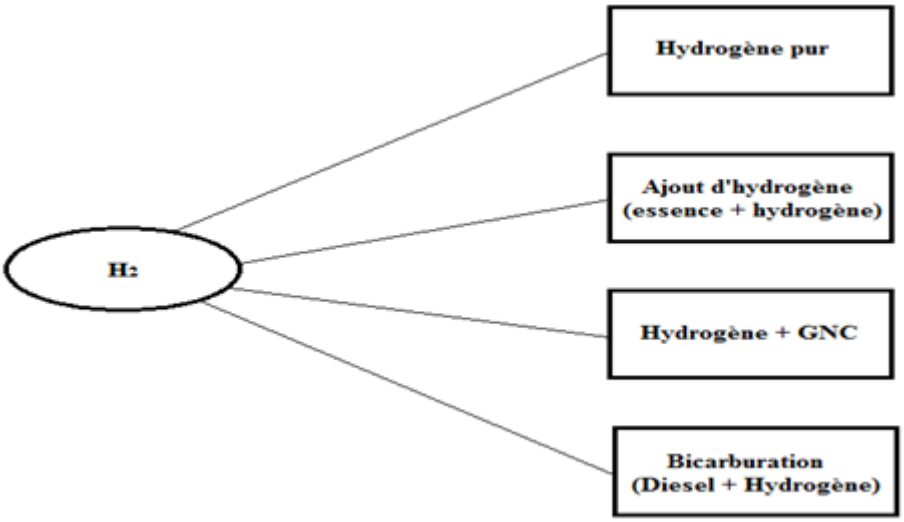


Fig. 2.1 Utilisation de l'hydrogène dans les moteurs à combustion interne

L’hydrogène peut être utilisé avantageusement comme additif combustible ou comburant d'appoint mélangé aux carburants issus des hydrocarbures (voir fig. 2.1). C’est ce qu’on appelle l'enrichissement du carburant par hydrogène. En effet, l’amélioration de la combustion du mélange hydrogène/hydrocarbures est due essentiellement à la faible limite d’énergie d’allumage et à la grande vitesse de combustion de l’hydrogène. Cela contribue à la réduction de l’effet des anomalies de la combustion tout en améliorant les performances et l’économie du carburant et en réduisant aussi les émissions polluantes. Pour ce qui de la puissance du moteur, l’hydrogène augmente la densité énergétique du mélange aux limites pauvres avec l’augmentation du rapport hydrogène-carbone et augmente ainsi le couple à pleine charge.

Néanmoins, puisque l’hydrogène gazeux possède une faible densité, son stockage concomitant avec un combustible liquide dans un même réservoir est impossible. L’hydrogène se concentre bien sûr au dessus du carburant liquide, ce qui rend impossible la formation du mélange. En plus, les combustibles liquides sont stockés sous des pressions assez faibles laissant peu de place à l’ajout d’hydrogène. En outre, le point d’ébullition de l’hydrogène liquide est de -258 °C (20.35 K), ce qui provoquerait le gel des autres carburants, donc toute possibilité de stockage dans un même réservoir est exclue.

Cependant, l’hydrogène peut être utilisé en combinaison avec d’autres combustibles liquides denses tels que l’essence, le diesel ou l’alcool à condition que chacun d’eux soit stocké séparément et mélangé à l’état gazeux immédiatement avant l’allumage.

Toutefois, il est aussi difficile d’utiliser l’hydrogène en conjonction avec d’autres combustibles qui nécessitent un système de stockage volumineux, par exemple le propane.

Le moteur à allumage commandé est moins efficient que le moteur à allumage par compression, mais en rendant le mélange air-essence plus détonant, cette différence sera comblée. En effet, puisque l’hydrogène est un gaz facilement explosif, il suffit d’ajouter une faible proportion, pour faire fonctionner le moteur avec un mélange air-essence au-dessous du rapport stœchiométrique normal. La consommation d’essence sera alors réduite et les émissions de CO_2 baissent de même.

Le HGNC est un nouveau carburant constitué du mélange Gaz naturel carburant enrichi par de l’Hydrogène. En théorie, les deux peuvent être mélangés dans n'importe quelle proportion, mais en général, le HGNC avec 10 % à 20 % (en volume) d'hydrogène représente l'option la plus prometteuse à court terme. Avec de telles concentrations, la technologie du HGNC est généralement compatible avec celle utilisée actuellement dans les moteurs fonctionnant avec du gaz naturel carburant (GNC). De plus, l’utilisation du carburant GNC,

qui est une technologie parfaitement maîtrisée et qui dispose d'une importante infrastructure de distribution et de transport, compatible avec celle de l'hydrogène, permettrait à la technologie du mélange des deux carburants d'en bénéficier. En plus, le GNC étant déjà plus propre que les autres carburants conventionnels, il le sera proportionnellement plus si l'on ajoute certains pourcentages d'hydrogène.

L'injection de l'hydrogène rend la combustion plus complète, ce qui diminue la consommation et l'encrassement du moteur ainsi qu'une réduction d'émission de polluants notamment les gaz (NO_x, CO, HC) (Tab. 2.1).

Tableau 2.1 Les émissions de polluants toxiques en fonction de l'ajout d'hydrogène dans le gaz naturel

gram/Km	CO	HC	CH_4	NO_x	Particules
GNV (GNC)	0.010	0.000	0.250	2.080	0
HGNC (20%)	0.008	0.000	0.205	1.248	0
HGNC (30%)	0.008	0.000	0.180	1.000	0
H_2 (MCI)	0	0	0	> 0	0

Un mélange H_2/GNC à 8% de volume d'hydrogène peut être utilisé directement dans les véhicules GNC actuels sans avoir recours à la modification du système d'injection de carburant ou des points de réglage du moteur.

Un mélange de H_2/GNC à 20% de volume d'hydrogène contribue à la réduction des émissions de plus de 20% par rapport au GNC pur. Cependant, pour faire fonctionner le moteur avec un tel mélange, il sera nécessaire d'apporter des modifications du moteur, de l'allumage et de l'injection de carburant.

Un ajout d'une quantité d'hydrogène supérieure à 20% en volume au gaz naturel peut réduire davantage les émissions, mais il nécessite des adaptations importantes à la technologie GNC existante. En effet, pour des pourcentages d'hydrogène supérieur à 30-40% du volume, une corrosion intensive peut apparaitre. D'où la nécessité de modifier la configuration du système de contrôle existant et de changer les matériaux en contact direct avec l'hydrogène par d'autres plus résistants à la corrosion.

Il y a eu beaucoup de publications sur les différents mélanges utilisés dans les moteurs à combustion interne, y compris ceux de l'hydrogène et des hydrocarbures [1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 et 8]. Ces références mentionnent qu'il pourrait y avoir des économies de carburant et des émissions réduites grâce à l'ajout d'hydrogène aux carburants conventionnels.

En 1974, des chercheurs du Laboratoire Jet Propulsion de l'Institut Californien de Technologie publient un document intitulé: « Générateur embarqué d'hydrogène pour une injection partielle d'hydrogène dans les moteurs à combustion interne ».

En 1977, la NASA a effectué des recherches expérimentales sur un moteur fonctionnant avec un mélange hydrogène/essence [1]. Les chercheurs ont démontré que la vitesse de flamme élevée de l'hydrogène est en mesure d'étendre la plage de fonctionnement en mélange pauvre du moteur à essence. Ils ont réussi aussi à réaliser avec succès un reformage de vapeur de méthanol pour la production in situ d'hydrogène.

En novembre 2007, le Ministère des Transports américain publie un rapport technique officiel N° FMCSA-RRT-07-020, via l'administration fédérale de la sécurité des transports motorisés, qui vise à fournir les directives d'exploitation de l'hydrogène comme carburant de remplacement dans les poids lourds commerciaux, c.à.d dans les camions munis de moteurs diesels. On mentionne que l'hydrogène peut être utilisé comme carburant automobile [9]. Soit pour remplacer directement l'essence ou le carburant diesel dans les moteurs à combustion interne, soit comme supplément aux combustibles conventionnels. Le dopage en hydrogène du carburant diesel a été promu pour une utilisation avec des camions diesel [10, 11].

L'efficacité des moteurs alimentés par de l'hydrogène et ceux fonctionnant avec un mélange hydrocarbures/dihydrogène n'est pas remise en doute scientifiquement [12, 13, 14].

Vu leur complexité, un grand nombre de ces technologies sont désormais développées sous forme de prototypes expérimentaux. Leur mise en oeuvre nécessite des ressources financières et humaines importantes et conséquentes. Néanmoins, le mélange essence/éthanol est évalué en ce moment par Ford et d'autres constructeurs automobiles, tandis qu'une entreprise anglaise s'est lancée dans la conversion de camions au gazole GNV.

2.8 Réferences

[1] NASA Technical Note, May 1977, "Emissions and Total Energy Consumption of a Multicylinder Piston Engine Running on Gasoline and a Hydrogen-Gasoline Mixture " (Accessed 2008-08-08).

[2] Idaho National Laboratory on Fuel Enhancement. INL News Release Archive 12/2009.

[3] G. Fontana, E. Galloni, E. Jannelli and M. Minutillo, « *Performance and Fuel Consumption Estimation of a Hydrogen Enriched Gasoline Engine at Part-Load Operation* », dans SAE Technical Paper Series, n° 2002-01-2196, janvier 2002, p. 4–5.

[4] Mathur H.B., Das L.M., « *Performance characteristics of a Hydrogen Fueled SI Engine using Timed Manifold Injection* », dans Int. J. Hydrogen Energy, n° vol 16, pp. 115-117, 1991.

[5] Per Tunestal, Magnus Christensen, Patrik Einewall, Tobias Andersson, and Bengt Johansson, « *Hydrogen Addition For Improved Lean Burn Capability of Slow and Fast Natural Gas Combustion Chambers* », dans SAE Technical Paper Series, n° 2002-01-2686, janvier 2002, p. 7–8.

[6] Tsolakis A, Megaritis A, Wyszynski ML, "Application of exhaust gas fuel reforming in compression ignition engines fueled by diesel and biodiesel fuel mixtures" Energy & Fuels 17 (6): 1464-1473, Nov-Dec 2003.

[7] Yougen Kong, Sam Crane, Palak Patel and Bill Taylor, « *NO_x Trap Regeneration with an On-Board Hydrogen Generation Device* », dans SAE Technical Paper Series, n° 2004-01-0582, janvier 2004, p. 6–7.

[8] Thorsten Allgeier, Martin Klenk and Tilo Landenfeld, « *Advanced Emissions and Fuel Economy Control Using Combined Injection of Gasoline and Hydrogen in SI-Engines* », dans SAE Technical Paper Series, n° 2004-01-1270, janvier 2004, p. 11–12.

[9] « Guidelines for Use of Hydrogen Fuel in Commercial Vehicles Final Report, November 2007 » sur le site de la Federal Motor Carrier Safety Administration, United States Department of Transportation, novembre 2007.

[10] Hydrogen Fuel Injection System - Technology Fact Sheet for Canadian Hydrogen Energy Company Ltd, 2005.

[11] Stephen Leahy, « Truckers Choose Hydrogen Power » [archive], dans Wired, novembre 2005.

[12] Changwei Ji and Shuofeng Wang, « *Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions* », International Journal of Hydrogen Energy, vol. 34, septembre 2009.

[13] Marius J. Rauckis, William J. McLean, « *The Effect of Hydrogen Addition on Ignition Delays and Flame Propagation in Spark Ignition Engines* », Combustion Science and Technology, vol. 19, 1979.

[14] Fukutani and Kunioshi, « *Fuel Mixing Effects on Propagation of Premixed Flames - hydrogen plus carbon monoxide flames* », Bulletin of the Chemical Society of Japan, 1992.

Chapitre 3

Revue de littérature

3.1 Moteurs à hydrogène

3.1.1 Combustion anormale dans les moteurs

Le retour des flammes a été un obstacle important au développement des moteurs à hydrogène. La plupart, sinon la totalité, de la littérature mentionne que le retour des flammes se produit seulement quand le mélange combustible est présent dans la tubulure d'admission (formation externe du mélange gazeux). Les causes du retour des flammes sont les suivants:

- Les points chauds dans la chambre de combustion: dépôts et particules [1, 2], bougies d'allumage [3, 4], gaz résiduels [5, 4, 6], soupapes d'échappement [6, 7, 9], etc. Ces points chauds provoquent facilement le retour des flammes à cause de la basse énergie d'inflammation de l'hydrogène, qui est beaucoup plus inférieure à celle des hydrocarbures, et à cause des larges limites d'inflammabilité. Les Dépôts et les particules sont issus de la combustion partielle de l'huile de graissage et/ou la formation de la rouille.
- L'énergie résiduelle dans le circuit d'allumage: due à la basse concentration des ions de la flamme hydrogène/air par rapport à la flamme Hydrocarbure/air. Il est possible que l'énergie d'allumage ne soit pas complètement libérée dans la flamme et reste dans le circuit d'allumage du cylindre jusqu'à ce que les conditions soient telles qu'à un moment précis, indésirable, l'allumage puisse se produire, notamment lors de l'expansion ou lors du cycle d'admission, lorsque la pression est faible [4, 10].
- Induction dans le câble d'allumage: pour les moteurs à cylindres multiples, l'allumage (contrôlée) dans un cylindre peut provoquer une inflammation induite dans un autre cylindre lorsque les câbles d'allumage individuels sont placés l'un près de l'autre [2].
- La combustion dans le cordon du piston se maintient jusqu'au moment de l'ouverture de la soupape d'admission et l'allumage de la charge fraîche [4, 11, 12, 13]. Ceci est causé par la distance d'extinction d'hydrogène qui est plus petite que celle des hydrocarbures, ce qui permet à la flamme d'hydrogène de se propager dans le cordon.

- Le pré-allumage résulte d’une inflammation puis d’une combustion plus au moins complète de la charge avant l’allumage par étincelle. Il est souvent rencontré dans les moteurs à hydrogène en raison de la faible énergie d'allumage et des larges limites d'inflammabilité de l'hydrogène. Comme la combustion prématurée provoque l’inflammation du mélange principalement pendant la course de compression, la température dans la chambre de combustion augmente, ce qui contribue à l’apparition des points chauds qui conduisent à leur tour au préallumage, qui en augmentant la température, entraîne au plus tard, le pré-allumage lors du cycle suivant. Le pré-allumage se poursuit jusqu'à ce qu'il se produise pendant la course d'admission et cause ainsi le retour des flammes [14, 12, 16]. Le mécanisme est appelé un emballement de pré-allumage et peut aussi résulter d'un cycle de cognement, ce qui augmente la température de la chambre de combustion et crée un point chaud [2].

La faible énergie d'inflammation est souvent trop facilement identifiée comme étant la principale cause du retour des flammes. L'énergie d'allumage est définie par l'énergie d'allumage minimal nécessaire pour allumer le mélange [17], alors que l’inflammation par les masses thermiques telles que les soupapes et les gaz résiduels est plus liée à la température d'auto-allumage du mélange, la température à laquelle le mélange va s'enflammer spontanément. Comme les moteurs à allumage par compression à hydrogène nécessitent des taux de compression très élevés afin d'assurer l'auto-inflammation [15], il est hautement improbable que, par exemple les gaz résiduels pourraient initier l'auto-allumage. En outre, cela ne peut pas expliquer l’apparition du retour des flammes aux conditions de mélange pauvre (basse température). En outre, les dépôts et les particules sont fréquemment cités, bien que (en supposant un moteur en bonnes conditions) les concentrations de celles-ci sont extrêmement faibles pour les moteurs à hydrogène. La «poussière inerte dans l'air» a même été citée [5].

Malgré que des tests ont été menés [4,12] sur des moteurs où tous les points chauds ont été éliminés (nettoyage soigneux du moteur, contrôle de l’huile ou même opération non lubrifiée, balayage des gaz résiduels, bougies froides, soupapes d'échappement refroidies...), et en évitant tout allumage incontrôlé par étincelle; le retour des flammes a eu lieu. On suppose que la distance d’extinction de l'hydrogène (avec les larges limites d'inflammabilité), permettant une combustion dans le cordon du piston, est un paramètre qui a été négligé par beaucoup d’auteurs. Des moteurs à hydrogène ont été conçus, fonctionnant avec des mélanges stoechiométriques, sans le moindre retour de flamme, grâce à une sélection rigoureuse des segments de piston et des volumes caverneux, sans recours à l'injection synchronisée ou aux soupapes d'échappement refroidies [11].

Les auteurs qui ont prêté une attention particulière au refroidissement accrue, au "contrôle amélioré de l’huile" par le montage de différents segments, par une augmentation du balayage des gaz, etc., attribuent le fonctionnement sans retour de flammes qui en résulte, à la réduction des points chauds, mais ont en même temps (parfois peut-être sans s'en rendre compte), aux mesures prises pour supprimer la combustion anormale.

Certains auteurs mentionnent qu’une diminution du taux de compression par l'abaissement de la température de la chambre de combustion pourrait augmenter la résistance au retour des flammes [9, 18]; d’autres disent que l'augmentation du taux de compression est conseillée, afin d’augmenter la surface de la chambre de combustion par rapport au volume, ce qui améliore le transfert de chaleur et le refroidissement des gaz résiduaires [5, 19]. Un taux de compression élevé permet également de réduire la quantité de résidus. Les deux suggestions sont valides et indiquent l'existence d'un taux de compression optimal: son augmentation aura comme conséquence l’augmentation de la puissance grâce à un rendement effectif élevé jusqu'à un certain point, où le mélange doit être allégé afin d'éviter le pré-allumage et la chute de la puissance [6, 20].

Le phénomène du cliquetis (ou encore cognements) dans les moteurs à hydrogène, qui est une combustion anormale entraînant une résonance de l'explosion sur les parois de la chambre de combustion et du piston, a été mal étudié. Pour ce est qui du retour des flammes, certaines causes ont été mélangées ou leurs effets surestimés, mais en ce qui concerne le cliquetis, il y avait des revendications totalement contradictoires dans la littérature.

Pour commencer, la plupart des articles ne mentionnent pas que la résistance au cliquetis est une propriété du mélange carburant / air, c’est à dire, en précisant les indices d'octane sans définir la richesse du mélange correspondante. Certains prétendent que l'indice d'octane est très faible [21, 22], d'autres affirment qu'il est très élevé [14, 5].

Un auteur d’un article est même allé dire qu’à la fois «l'hydrogène a un indice d'octane élevé effectif» et «l'indice d'octane effectif d'hydrogène est plutôt faible» [23]. Seuls de très rares documents mentionnent les indices d'octane en fonction de la richesse [19, 24]. Des tests ont rapporté que l'hydrogène peut agir comme un agent anti-cliquetis lorsqu'il est ajouté à un isooctane sans plomb [5].

Il existe certaines preuves que les causes du cliquetis des moteurs à hydrogène pourraient être différentes de celles des moteurs à essence, ou le cliquetis est dû essentiellement aux vitesses de flamme excessives [5]. Ainsi, la réduction de la vitesse de

montée en pression peut être plus efficace pour contrôler les cliquetis que la limitation de la durée de combustion [8].

Il est à noter que le travail expérimental et théorique de Karim et al. [22, 26] fait état de très grandes zones de cliquetis, où des mélanges stoechiométriques ont tendance à détonner, même à des taux de compression aussi faibles que 6:1. Comme ces résultats sont en désaccord avec toutes les autres expériences rapportées dans la littérature, il semble qu'ils sont probablement affectés par des causes inconnues aux auteurs.

L'examen de la littérature liée aux études expérimentales sur les moteurs à allumage à hydrogène montre que le pré-allumage pour certains auteurs est un facteur limitant pour les taux de compression, le moment d'allumage et les richesses du mélange, plutôt que le cliquetis. Les mesures réalisées avec un taux de compression de 11:1 et une pression de suralimentation de 0.85 bar (manométrique) sur des mélanges stoechiométriques ont été rapportés [6], ainsi que des mesures sur des mélanges pauvres en utilisant des taux de compression de 14:1 et plus [14, 25], le tout sans aucune apparence de cliquetis.

3.1.2 La formation du mélange pour la combustion

Plusieurs méthodes de formation du mélange ont été testées dans les moteurs à hydrogène, afin d'éviter le phénomène du retour des flammes:

- formation externe du mélange avec un carburateur à gaz [4, 19],
- formation externe du mélange avec induction parallèle, c'est à dire: un moyen de retarder l'introduction de l'hydrogène, par exemple une conduite de carburant fermée par une vanne séparée sur le dessus de la soupape d'admission qui s'ouvre uniquement lorsque la soupape d'admission est assez levée [27],
- formation externe du mélange de gaz avec un carburateur et injection d'eau [9, 21], parfois avec recirculation des gaz d'échappement supplémentaire (RGE) [28],
- formation externe du mélange avec collecteur chronométré ou injection du carburant dans l'orifice d'admission (ICOA) [14, 2,6, 11, 16, 20, 29], parfois aussi avec des moyens d'induction parallèle [24],
- la formation du mélange interne par injection directe (ID) [30, 31, 32, 33].

L'injection d'eau, l'introduction tardive de l'hydrogène et l'injection directe sont toutes principalement destinées à retarder ou à empêcher le retour des flammes soit par un refroidissement supplémentaire ou en évitant l'inflammation du mélange pendant la phase d'admission. Au cours de la dernière décennie, seulement l'injection du carburant dans l'orifice d'admission et l'injection directe (lors de la course de compression ou plus tard) ont

été utilisées, comme les autres méthodes sont moins flexibles et incontrôlables. Il a été démontré que la formation externe du mélange à l'aide de l'injection du carburant dans l'orifice d'admission mène à l'augmentation des rendements du moteur, à la prolongation du fonctionnement avec mélange pauvre et à la réduction des émissions des NO_x par rapport à l'injection directe [25, 34]. Ceci est la conséquence de l'homogénéité élevée du mélange en raison de longues durées de formation du mélange dans les moteurs à injection dans l'orifice d'admission (MIOA) ainsi que les durées de formation du mélange dans les moteurs à injection directe (MID), étant donné que les turbulences générées de l'admission contribuent moins à la formation du mélange. En outre, le coût et la complexité sont significativement plus faibles pour les MIOA que pour les MID [7] et l'adaptation d'un moteur existant est possible. D'autre part, la puissance d'un moteur à hydrogène avec formation du mélange externe est limitée en raison de la diminution du rendement volumétrique: en raison de la faible densité de l'hydrogène et l'exigence de petites quantités d'air des mélanges stoechiométriques, le volume du cylindre occupé par de l'hydrogène dans un mélange stoechiométrique atteint les 29.5%. Il en résulte une diminution de la teneur en énergie volumique d'environ 18% pour l'hydrogène par rapport à l'essence. Si l'injection directe est utilisée pour introduire l'hydrogène après que la soupape d'admission soit fermée, la puissance maximale peut être supérieure de 17% par rapport à l'essence.

Un avantage important de l'injection directe par rapport à l'injection dans l'orifice d'admission est l'impossibilité du retour de flamme. Cela augmente aussi la puissance maximale de l'injection directe par rapport à l'injection dans l'orifice d'admission comme les plus riches mélanges peuvent être utilisés sans crainte de retour de flamme. Le pré-allumage peut encore se produire sauf si l'injection très tardive est utilisée. La formation externe du mélange offre une plus grande liberté en ce qui concerne les méthodes de stockage: l'injection directe pendant la course de compression a besoin d'hydrogène à haute pression et nécessite donc le stockage de l'hydrogène liquide.

Ainsi, la formation du mélange externe et celle interne ont leurs avantages et leurs inconvénients. L'injection directe est préférable pour des performances à pleine charge (puissance maximale), l'injection dans l'orifice d'admission est préférable à charge partielle (rendement maximal du moteur). Des modèles de moteurs ont été proposés en utilisant les deux techniques de formation de mélanges [34, 35, 36].

3.1.3 Stratégies du contrôle de la charge

L'hydrogène est un combustible très polyvalent quand il s'agit du contrôle de la charge. Les vitesses élevées de flamme des mélanges d'hydrogène et ses larges limites d'inflammabilité permettent un fonctionnement avec mélange très pauvre et une dilution importante. Le rendement du moteur et les émissions de NO_x sont les deux principaux paramètres utilisés pour déterminer la stratégie de commande de la charge. La richesse constante en mode de fonctionnement à étranglement a été utilisée, mais principalement à des fins de démonstration [27, 28], puisqu'il est assez facile de faire fonctionner un moteur à hydrogène en ce mode de fonctionnement aux conditions de mélange pauvre. Lorsque cela est possible, le fonctionnement à pleins gaz (PG) est utilisé pour tirer parti de l'augmentation associée du rendement du moteur [24, 25], la régulation de la charge avec une richesse du mélange (contrôle qualitatif) au lieu du rendement volumétrique (contrôle quantitatif) et d'éviter ainsi les pertes par pompage. Les limites de fonctionnement à pleins gaz sont dues à des ratés, à l'hydrogène imbrûlé et à une diminution de la stabilité à très faible charge (par exemple, au ralenti) et les émissions de NO_x à moyen et à pleine charge. Ainsi, la limitation est utilisée à très faibles charges pour augmenter la stabilité de combustion et réduire les émissions d'hydrogène non brûlé [14, 6, 9, 19, 32].

En outre, cela augmente le rendement à ces conditions: le gain en rendement grâce à la diminution des émissions d'hydrogène non brûlé compense la perte de rendement par étranglement. Le rendement du moteur lors du fonctionnement avec étranglement ou à PG est comparée dans les références [14, 20]. La limite de mélange pauvre au cours de laquelle la limitation est introduite, dépend du moteur et varie de $\lambda = 3 / \varphi = 0.33$ [9] jusqu'à $\lambda = 4 / \varphi =$ $= 0.25$ [14, 6]. Pour des charges plus élevées, les températures de flamme dépassent très rapidement la limite de génération des NO_x. Il en résulte une limitation des NO_x à l'exploitation en PG. On pourrait restreindre la richesse du mélange et utiliser des mélanges suffisamment pauvres pour rester en dessous d'une limite de 10 ou 100 ppm de NO_x, mais cela implique une forte diminution de la puissance maximale.

Dans d'autres cas, le moteur peut être étranglé au-dessus de cette limite, en utilisant des mélanges stoechiométriques et permettant ainsi l'utilisation d'un catalyseur à trois voies classique pour la réduction des NO_x [6], avec une diminution correspondante du rendement du moteur. Une autre stratégie consiste à utiliser, au lieu d'étranglement, des mélanges stoechiométriques avec recyclage des gaz d'échappement dans une proportion dépendant de la demande de puissance [20, 37]. Le rendement alors sera plus élevé par rapport à d'étranglement. L'injection d'eau peut également être utilisé pour diminuer les émissions des NO_x à partir des mélanges plus riches, et est plus efficace que la RGE [28].

Si un moteur à hydrogène est conçu pour fonctionner avec une seule vitesse de rotation /puissance, par exemple, pour la production d'électricité ou pour un véhicule hybride, le fonctionnement avec minimum d'émissions et avec un rendement très élevé, est possible sans post-traitement des gaz d'échappement (dont le rendement pourrait se détériorer au fil du temps).

Les émissions des NO_x inférieures à 10 ppm, voire 1 ppm, avec des rendements indiqués de près de 50% sont possibles [25, 38, 39]. L'hydrogène est le seul carburant avec lequel cela est possible (avec les hydrocarbures, la diminution des émissions NO_x à mélange pauvre entraîne une augmentation des émissions d'hydrocarbures imbrûlés).

3.1.4 Critiques des moteurs à hydrogène

Dans cette section, une tentative est faite pour fournir un aperçu complet des caractéristiques de conception des moteurs à hydrogène du point de vue de ses avantages et de ses inconvénients.

- Les bougies d'allumage: on recommande d'utiliser une bougie d'allumage froide pour éviter que les températures des électrodes de la bougie dépasseent la limite d'auto-inflammation et provoquent ainsi le retour de flamme [3, 10]. Ne pas utiliser des bougies avec des électrodes en platine, car cela peut être un catalyseur pour oxydation de l'hydrogène [5, 7] (le platine a été utilisé dans l'échappement pour oxyder l'hydrogène non brûlé [27]).
- Le système d'allumage: on peut éviter l'inflammation incontrôlée due à l'énergie d'inflammation résiduelle par une bonne mise à terre du système d'allumage ou la modification de la résistance électrique du câble d'allumage [9, 10]; éviter l'induction d'allumage dans le câble d'allumage à proximité, par exemple à l'aide d'un système de bobine sur la bougie; fournir un système d'allumage à haute tension puisque l'allumage des mélanges d'hydrogène demande une tension d'allumage secondaire accrue [9, 10, 40] (probablement en raison de la plus faible concentration d'ions de la flamme d'hydrogène), le système de bobine sur bougie peut aussi satisfaire à cette condition. Par ailleurs, l'écartement des électrodes peut être diminué pour abaisser la tension d'allumage, ce n'est pas un problème pour les moteurs à hydrogène, car il n'y aura presque pas de formation de dépôts. Des électrodes avec des écartements aussi petits que 0.25 mm ont été utilisées [4] (bien que l'écart ait ensuite été porté à 0.5 mm en raison des difficultés de démarrage à froid dues à la condensation de l'eau à la pointe de la bougie).
- Le système d'injection: on peut fournir une injection synchronisée, soit en utilisant l'injection dans l'orifice d'admission et la programmation du système d'injection de telle sorte

qu'une période initiale de refroidissement de l'air est crée dans la phase initiale de la course d'admission et la fin de l'injection est telle que tout l'hydrogène est admis, sans laisser des traces d'hydrogène dans le collecteur d'admission lorsque la soupape se ferme, ou par injection directe lors de la course de compression. Des injecteurs à haut débit sont nécessaires dans les deux cas, plusieurs injecteurs par cylindre peuvent atténuer cette exigence. La synchronisation décrite ici peut ne pas être nécessaire puisque les travaux ont été rapportés où aucune relation entre le calage de l'injection et le retour des flammes ou le rapport d'équivalence limité du pré-allumage n'a été trouvée [14]. L'injection synchronisée diminue aussi la quantité de carburant non brûlé dans le collecteur d'admission à un moment donné, en limitant la gravité du retour des flammes s'il se produit.

- Les points chauds: on peut éviter les points chauds dans la chambre de combustion qui pourraient provoquer le pré-allumage ou le retour des flammes, en utilisant les soupapes d'échappement refroidies; utiliser les culasses à soupapes multiples pour abaisser encore la température de la soupape d'échappement [7, 8, 9]; assurer un contrôle adéquat de l'huile; fournir d'autres passages du liquide de refroidissement autour des soupapes et autres zones présentant de fortes contraintes thermiques [11] (si possible), retarder l'injection du carburant afin de créer une période de refroidissement de l'air (à l'aide du collecteur synchronisé ou l'injection directe); assurer le piégeage approprié (par exemple en utilisant des calages variables [14, 6]) afin de réduire la température des gaz résiduels.
- Les segments de piston et les volumes de crevasse: on peut diminuer l'espacement du cordon du piston pour éviter que les flammes d'hydrogène se propagent dans le cordon, Swain et al. [11], utilisent un espacement de 0.152 mm pour éteindre la flamme d'hydrogène; modifier les volumes de crevasse et/ou les segments du piston dans le but de réduire la redistribution de mélange non brûlé du second cordon vers le cordon supérieur [11, 12, 13] (prévention «ravitaillement» de la flamme du cordon supérieur pendant l'échappement et l'admission).
- Les sièges de soupapes et les injecteurs: le pouvoir lubrifiant très faible de l'hydrogène doit être pris en compte, les matériaux de siège de soupape appropriés doivent être choisis [7, 9] et la conception de l'injecteur doit en tenir compte. C'est le cas avec n'importe quel combustible gazeux sec (comme le gaz naturel), mais peut être plus critique pour l'hydrogène (le gaz naturel comprimé contient de petites quantités de pétrole provenant de la vapeur d'huile dans le compresseur alors que les compresseurs d'hydrogène ont normalement plus d'espacements plus étroits pour limiter le taux de fuite).

- La lubrification: une huile de lubrification du moteur compatible avec la concentration accrue de l'eau dans le carter doit être choisie. Le rapport des tests réalisés sur un moteur à hydrogène en Allemagne par TUV [9], citent deux options: une huile désémulsifiant et une huile synthétique qui forme une solution avec l'eau. DeLuchi [41] revendique une durée de vie plus longue de l'huile qui n'est pas diluée par un atome d'hydrogène. Une huile sans cendre est recommandée pour éviter la formation de dépôts (points chauds) [3]. L'effet de l'hydrogène sur la composition d'huile et la structure chimique n'a pas été rapporté dans la littérature.
- La ventilation du carter: le système de ventilation positive du carter a été mis au point pour l'élimination des vapeurs dangereuses générées par le moteur, pour que ces vapeurs ne soient pas rejetées dans l'atmosphère. Le système VPC remplit sa mission grâce à un circuit d'aspiration relié au collecteur d'admission, qui aspire les vapeurs du carter pour qu'elles soient réinjectées dans le collecteur d'admission. Ces vapeurs sont alors introduites dans les chambres de combustion avec le mélange carburant/air, où leurs composants sont brûlés. La ventilation positive du carter est généralement recommandée en raison du fonctionnement en mode de non-étranglement (hautes pressions atmosphériques dans la tubulure d'admission) et une diminution des concentrations d'hydrogène (à partir de soufflage) dans le carter [7, 42].
- Le taux de compression: le choix du taux de compression optimal est similaire à celui de n'importe quel carburant, il doit être choisi aussi élevé que possible afin d'augmenter le rendement du moteur, tout en évitant l'augmentation des pertes de chaleur ou la manifestation de la combustion anormale (dans le cas de l'hydrogène principalement le pré-allumage). Le choix peut dépendre de l'application, le taux de compression optimal pour un rendement plus élevé du moteur peut être différent de celui pour une puissance plus élevée [20]. En général, le taux de compression d'un moteur à hydrogène peut être choisi plus élevé que pour un moteur à essence.
- La turbulence à l'intérieur du cylindre: en raison des vitesses de flammes élevées de l'hydrogène, les chambres de combustion à faible turbulence (chambre plate ou sous forme de disque et orifice d'admission symétrique aligné axialement) peuvent être utilisées. Elles sont bénéfiques pour le rendement du moteur [8, 11, 38]. Elles pourraient même être nécessaires pour éviter une combustion anormale sous les conditions stœchiométriques [11].
- Le papillon électronique: comme indiqué ci-dessus, les moteurs à hydrogène doivent fonctionner dans la mesure du possible**,** avec papillon complètement ouvert, mais la limitation est nécessaire à de très faibles charges afin de maintenir la stabilité de la combustion et pour limiter les émissions d'hydrogène non brûlé. Aux charges moyennes et élevées, l'étranglement

peut être nécessaire pour limiter les émissions de NO_x. Ceci ne peut être réalisé qu'avec un système d'entraînement à commande électronique.

3.1.5 Revue des modèles analytiques

La littérature sur la simulation des moteurs à hydrogène est assez rare. Fagelson et al. [43] utilisent un modèle à deux zones quasi dimensionnel pour calculer la puissance et les émissions de NO_x d'un moteur à combustion interne à hydrogène. Ils utilisent un modèle semi-empirique de la combustion turbulente de la forme $u_t = A \cdot B \cdot R_e \cdot u_l$, où A et B sont des constantes, R_e est le nombre de Reynolds basé sur le diamètre du piston, la vitesse moyenne du piston et les propriétés des gaz brûlés; u_t et u_l sont respectivement les vitesses de combustion turbulente et laminaire. La propagation de la flamme sphérique est prise en charge, le transfert de chaleur est négligé et la formation de NO_x est calculée en utilisant 10 zones à masse constante dans le mécanisme des gaz brûlés et le mécanisme élargi de Zeldovitch. La vitesse de combustion stratifiée est calculée à partir d'une réaction globale du second ordre avec une énergie d'activation estimée.

Le modèle est validé par rapport aux mesures en faisant varier le rapport d'équivalence et le calage de l'allumage seulement. Prabhu-Kumar et al. [44] utilisent ce modèle pour prédire la performance d'un moteur à hydrogène suralimenté, mais aucune modification n'est apportée au modèle d'origine. Ils rapportent une surestimation de la vitesse d'augmentation de pression (et donc de la vitesse de combustion).

Keck [45] a réalisé des mesures optiques sur un moteur, fonctionnant au propane ainsi qu'à l'hydrogène. Il a utilisé un modèle d'entraînement turbulent pour comparer les tendances prédites avec les tendances observées expérimentalement.

Johnson [46] a utilisé le code de simulation du moteur Kiva-3V développé au Laboratoire Nationale de Los Alamos selon la norme du modèle standard «eddy-turnover» pour simuler un moteur à hydrogène avec rapport équivalence et efficacité volumétrique fixes. Le modèle standard contient un paramètre libre qui est adapté pour l'hydrogène maintenu constant pour faire varier la vitesse et la séquence d'allumage du moteur. Le modèle est validé par rapport aux tests rapportés dans la référence [38].

Fontana G. et al. [47] ont modifié le code Kiva-3V, afin de simuler un moteur alimenté par un mélange hydrogène/essence. Ils ont utilisé un modèle hybride où le taux de réaction globale est donné soit par le modèle standard «eddy-turnover » ou par un taux de réaction pondéré basé sur deux expressions de taux de réaction global, l'un pour la combustion

d'hydrogène et l'autre pour l'essence. Ils ont validé le modèle de fonctionnement à l'essence et calculé les effets de l'addition de diverses concentrations d'hydrogène à l'essence.

Les modèles zéro-dimensionnels et multidimentionnels ont été utilisés pour la simulation d'un moteur à hydrogène à l'Université Technique Tchèque [48, 49]. Un modèle zéro-dimensionnel sur la base du code «GT-Power» est utilisé avec la loi de Wiebe monté sur les taux mesurés de dégagement de la chaleur. Le mécanisme élargi de Zeldovitch est utilisé pour calculer les émissions de NO_x. Le «modèle Eulérien avancé multizone» a été développé pour la simulation multi-dimensionnelle. Ce modèle est un mélange d'éléments zéro-dimensionnels et multi-dimensionnels: la chambre de combustion semble être limitée à des géométries simples en raison des limitations de la génération de la grille, et le transfert de chaleur est modélisé pour le contenu du cylindre comme un volume en vrac. Le modèle de combustion est un modèle semi-empirique « PDF-like», qui s'appuie sur un taux mesuré de dégagement de chaleur et l'hypothèse d'un front de flamme hémisphérique pour suivre la propagation des flammes. Une deuxième option pour le modèle de combustion est basée sur un mécanisme de réaction détaillée, mais n'est apparemment pas intégrée dans le code complet du moteur encore en raison de «difficultés numériques». Les auteurs utilisent le premier modèle de combustion pour les optimisations, car il permet des temps de calcul limités, mais leur but final est l'intégration de la cinétique chimique dans le code.

Enfin, Ma et al. [50] utilisent un modèle zéro-dimentionnel en utilisant la loi de Wiebe. Le modèle est utilisé pour calculer les effets de la variation du taux de compression et du calage de l'allumage et de déterminer un diamètre optimal du cylindre, pour un rapport d'équivalence fixe. Aucune validation des données expérimentales n’a été réalisée et toute autre justification de l'extrapolation en dehors des conditions pour lesquelles l'ajustement est valable n’est donnée.

3.2 Moteur alimenté avec du gaz naturel pur

Les études sur l’utilisation du gaz naturel comme carburant de substitution se sont développées ces dernières années. En effet le gaz naturel est un mélange gazeux qui possède un fort potentiel de dépollution, mais aussi dans l’aspect performance quant à son utilisation comme carburant. Il a été nécessaire d’en étudier les aspects les plus prometteurs dus à ses propriétés gazeuses.

Goto [51] a analysé le processus de la formation du mélange à proximité de la bougie d’allumage dans un moteur à injection directe, alors que Rubas et al [52] ont étudié dans un moteur au gaz naturel à injection directe, la pénétration du gaz dans la chambre de

combustion. Hiltner et al [53] ont montré que l'injection séquentielle dans un moteur fonctionnant au gaz naturel a une influence sur la distribution du carburant dans la chambre de combustion. Aesoy et al [54] et Naber et al [55] ont cherché à connaître l'influence de la composition du gaz naturel sur le délai d'allumage.

Quatre mélanges énumérés dans le tableau 3.1 ont été choisis pour représenter la variabilité observée dans la composition du gaz naturel.

Tableau 3.1 Mélanges de gaz naturel sélectionnés pour la combustion à injection directe (Naber et al [55]).

Constituant du mélange	Méthane (% en vol.)	Moyenne (% en vol.)	Superethanol (% en vol.)	Écrêtement des pointes (% en vol.)
N_2	0	1.37	7.76	4.34
CO_2	0	1.21	1.43	1.13
CH_4	100.00	93.12	80.56	87.15
C_2H_6	0	3.20	8.99	3.00
C_3H_8	0	0.70	1.00	1.00
C_4H_{10}	0	0.40	0.26	0.26
Mole, poids	16.04	17.36	19.02	18.58
Méthane N°	100	91	75	94

L'appareil expérimental utilisé est constitué de deux composants principaux: une cuve de combustion à volume constant et un système d'injection de carburant. La température minimale nécessaire au retard d'allumage raisonnable du moteur diesel (<2 ms) pour tous les rapports examinés du gaz naturel ajouté est d'environ 1150K, Il correspond étroitement aux conditions au PMH obtenues dans un moteur diesel à injection directe à gaz naturel à allumage par compression. Aux hautes températures, les délais d'allumage mesurés sont limités par le taux d'injection de carburant. L'augmentation élevée de la concentration des hydrocarbures dans le gaz naturel diminue le délai à l'allumage d'environ 0.8 ms comparativement à celui du méthane pur sous les conditions de moteurs diesel. Cependant, d'autres augmentations de concentrations de propane et de butane pourraient conduire à leur condensation dans le système d'injection, ce qui entraîne des problèmes de contrôle de carburant. Une bonne convergence entre les tendances dans les effets mesurés expérimentalement de la composition du gaz naturel sur le délai d'allumage et ceux prédits par un modèle cinétique, indique que les variations du délai d'allumage produites par des différences de composition sont principalement dues à des effets cinétiques. Enfin, l'indice de

méthane ne corrèle pas bien avec le délai d'allumage mesuré et prédit dans des conditions du moteur diesel.

Patrik Einewall et al. [56] à LIT en Suède ont effectué des tests où ils ont comparé le fonctionnement moteur avec mélange pauvre avec le fonctionnement aux conditions stoechiométriques avec RGE et un catalyseur à trois voies pour un moteur alimenté au gaz naturel. Le moteur (TG103/G10A) a été développé à l'origine pour fonctionner avec du carburant diesel et remanié par Volvo pour le fonctionnement avec du gaz naturel (voir le tableau 3.2). Dans ces tests, le carburant est injecté dans l'orifice d'admission (voir figure 3.1) et le moteur est équipé d'un système RGE refroidi (voir figure 3.2).

Tableau 3.2 Spécifications du moteur (Patrik Einewall et al. [56]).

Cylindrée	1600cc
Taux de compression	11.8:1
Puissance nominale	184 kW (at 2000 rpm)
Couple maximal	1150 Nm (at 1150 rpm)
Alésage	120.65 mm
Course	140 mm
Ordre d'allumage	1-5-3-6-2-4

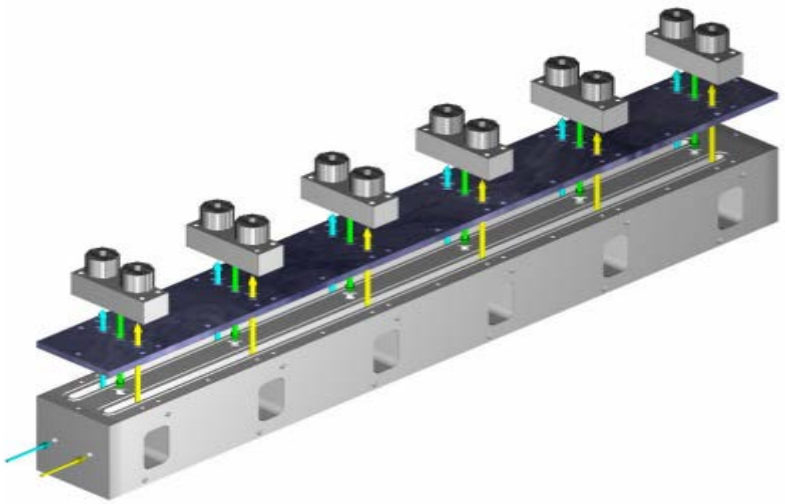


Fig. 3.1 Systéme d'injection à orifice (Patrik Einewall et al. [56]).

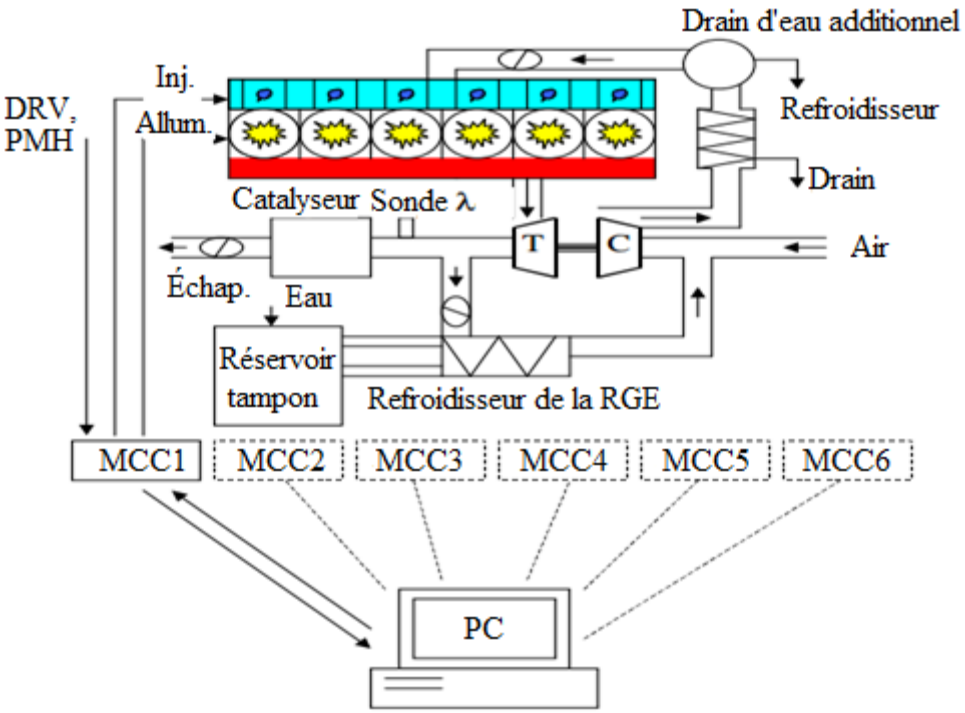


Fig. 3.2 Gestion du moteur (Patrik Einewall et al. [56]).

Ils ont constaté que le fonctionnement aux conditions stoechiométriques avec RGE et catalyseur (voir figure 3.3 et figure 3.4) a donné beaucoup moins de NO_x et des HC (respectivement 10-30 et 360-700 fois plus faible) avec seulement une légère diminution du rendement par rapport au fonctionnement avec mélange pauvre. Les émissions du CO, toutefois, ont été trouvées à environ 10 fois plus élevées que pour la solution RGE, mais il convient de noter que le contrôle de λ n'a pas été optimisé pour l'utilisation d'un catalyseur à trois voies.

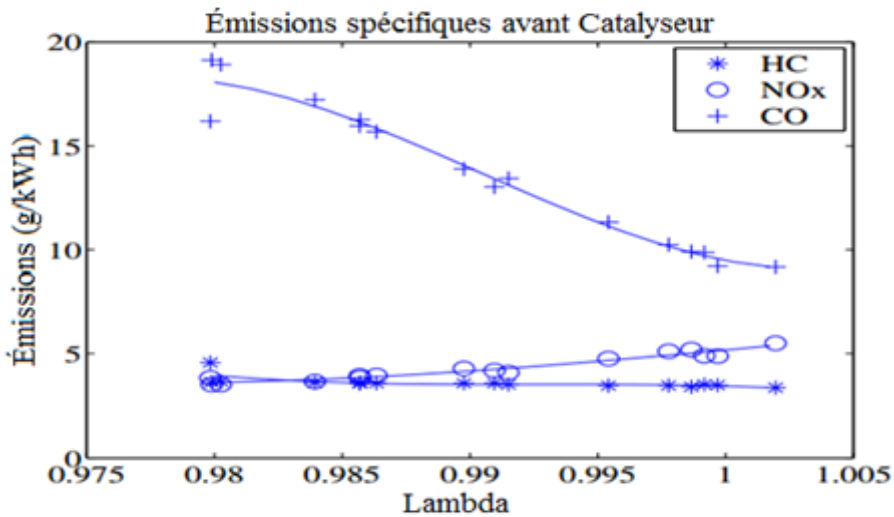


Fig. 3.3 Les émissions spécifiques des HC, NO_x et du CO avant le catalyseur, 30% RGE (PME = 14 bars) (Patrik Einewall et al. [56]).

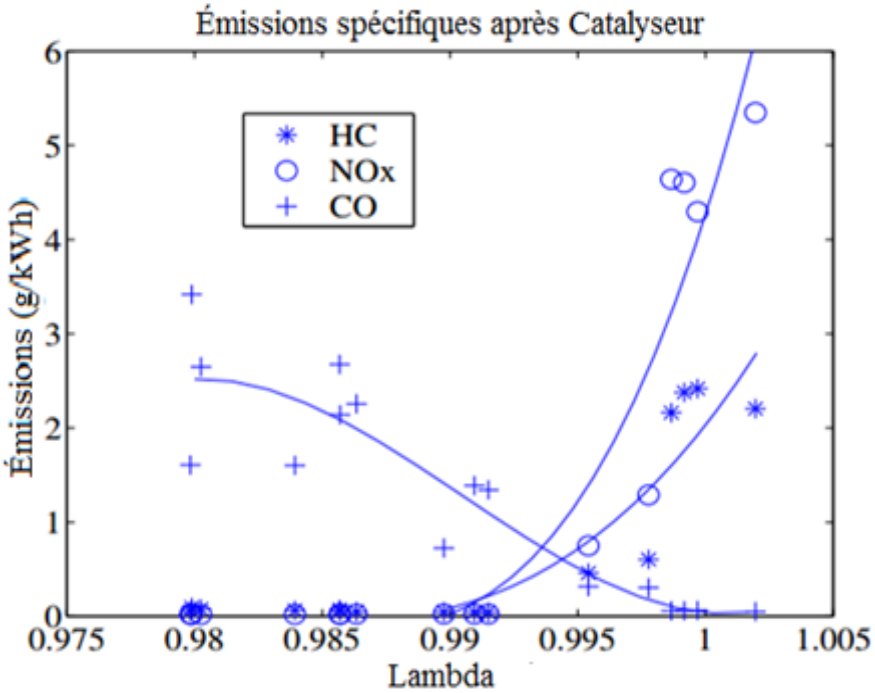


Fig. 3.4 Les émissions spécifiques des HC, de NO_x et du CO après le catalyseur, 30% RGE (PME = 14 bars) (Patrik Einewall et al. [56]).

Nellen et al. [57] ont développé un concept de moteur à gaz naturel pour les applications de cogénération stationnaire. Le moteur fonctionne aux conditions stoechiométriques et muni d'un système de RGE refroidi et d'un catalyseur à trois voies. Ils ont réalisé une pression moyenne effective maximale (PMEM) égale à 23 bars avec la charge thermique du moteur et le niveau du stress mécanique similaires à celles du même moteur diesel à injection directe. Sur toute la plage des charges du moteur étudié (PMEM = 12 à 23 bars), les niveaux des émissions des NO_X sont inférieurs à 2 mg/Nm^3 avec 5% de O_2 et de CO, les niveaux des émissions des hydrocarbures sont inférieurs à 75 mg/Nm^3(mg de contaminant par Nm^3 de gaz sec).

Dans le tableau 3.3, on résume les données des performances du moteur obtenues, en les comparant avec celles du même moteur optimisé fonctionnant avec mélange pauvre, sans et avec catalyseur d'oxydation. L'amélioration de toute évidence est frappante.

Tableau 3.3 Les résultats obtenus avec le nouveau concept du moteur contre ceux du moteur à gaz prototype (Nellen et al. [57]).

NO_X		CO		HC		PMEM	Rendement du moteur	Mode de Fonctionnement
mg/Nm^3 (5% O_2)	g/kwh	mg/Nm^3 (5% O_2)	g/kwh	mg/Nm^3 (5% O_2)	g/kwh	bar	%	
~ 1	~ 0.003	≤ 75	≤ 0.21	≤ 30	≤ 0.08	12/20	~ 40/42	RGE, λ=1 et catalyseur 3-voies
< 250	< 0.79	< 650	< 2.05	~1000	~3.15	12	~36.5	RGE, λ>1 et sans catalyseur
250	0.76	100	0.30	1500	4.54	12	38	λ>1 avec catalyseur d'oxydation

Reppert et al. [58] ont développé un moteur à dosage stoechiométrique à partir du moteur Mack E7G à gaz naturel fonctionnant avec mélange pauvre. Les composants ont été ajoutés et / ou modifier afin d'installer la RGE refroidi et le système de contrôle Woodward OH 2.0. Les caractéristiques du moteur sont énumérées ci-dessous. Notez que le moteur E7GT est la version du moteur Mack E7G à gaz naturel muni d'un catalyseur à trois voies.

Caractéristiques du Moteur :

• Mack E7GT, 6 cylindres en ligne, 12 litres (728ci).
• Alésage x course : 4.875 "x 6.5".
• Puissance maximale : 325 ch à 1950 rpm.
• Couple maximal: 1180 lb-pi à 1250 rpm.
• Turbocompresseur: Holset HY 40V VGT. Logement à roulement refroidi à l'eau.
• RGE à basse pression refroidie avec RASMC (refroidisseur d'air de suralimentation monté sur le châssis).
•Taux de compression = 11.5:1.
• Régime de ralenti = 650 rpm.
• Ralenti accéléré = 2150 rpm.
• Les bougies d'allumage: 6 de marque : Champion RX85PYP.
• Système d'allumage de marque : Woodward "Bobine robuste à puce".
• RGE refroidi: vanne de régulation de marque : Lisk.

• Le contrôle de la RGE en boucle fermée est réalisé au moyen du capteur universel d'oxygène des gaz d'échappement (UEGO) de marque : Bosch.

Les tests selon la procédure d'essai fédérale Américaine, ont révélé les émissions suivantes : 0.049 g / bhp-h (g/kWh) · 0,7457 = g/bhp-h) des NO_x, 4.153 g/bhp-h de CO, de 0.002 g/bhp-h de particules solides, 0.435 g/bhp-h d'hydrocarbures et 0.000 g/bhp-h d'hydrocarbures non-méthaniques. La consommation spécifique du carburant au frein était de 2% au-dessus du moteur à mélange pauvre calibré à 2 g/bhp-h de NO_x.

3.3 *Ajout d'hydrogène au gaz naturel*

Vu la législation stricte concernant les émissions, le développement des véhicules moins polluants fonctionnant au gaz naturel prend de l'ampleur. Dans le but de réduire les polluants, l'ajout d'hydrogène au gaz naturel a été examiné. Jusqu'à présent, les véhicules fonctionnant avec de l'Hythane (mélange de 20 % d'hydrogène et de 80 % de GNV) ont été testés en route en Californie, au Colorado et en Pennsylvanie, annonçant des réductions des émissions par rapport au gaz naturel [59].

On a commencé à s'intéresser à la combustion des mélanges gaz naturel/hydrogène que depuis peu de temps. Quelques articles seulement ont été publiés sur ce sujet.

Il est intéressant de noter les résultats obtenus par Dimotoulos et al. [60] sur l'effet de l'ajout d'hydrogène sur la combustion du gaz naturel (0%, 5% 10% et 15% en Volume) dans un moteur 4 cylindres à allumage commandé. Pour une quantité d'hydrogène de 15% en volume, une diminution du rendement a été observée comme l'illustre la figure 3.5 pour une charge de 4 bars, contrairement aux études précédentes. Les auteurs ont effectué une analyse des pertes pour justifier ces résultats. En effet, les pertes associées à la « combustion réelle », dues à la combustion non instantanée au point mort haut, diminuent de 3.74% à 3.12% quand la quantité d'hydrogène passe de 0% à 10% en volume. Mais l'effet positif de l'hydrogène pour des quantités au-delà de 10% en volume devient négligeable, car la durée de combustion ne diminue plus. En outre, les pertes aux parois augmentent avec l'ajout d'hydrogène expliquant la diminution du rendement global en passant de 10% à 15% en hydrogène.

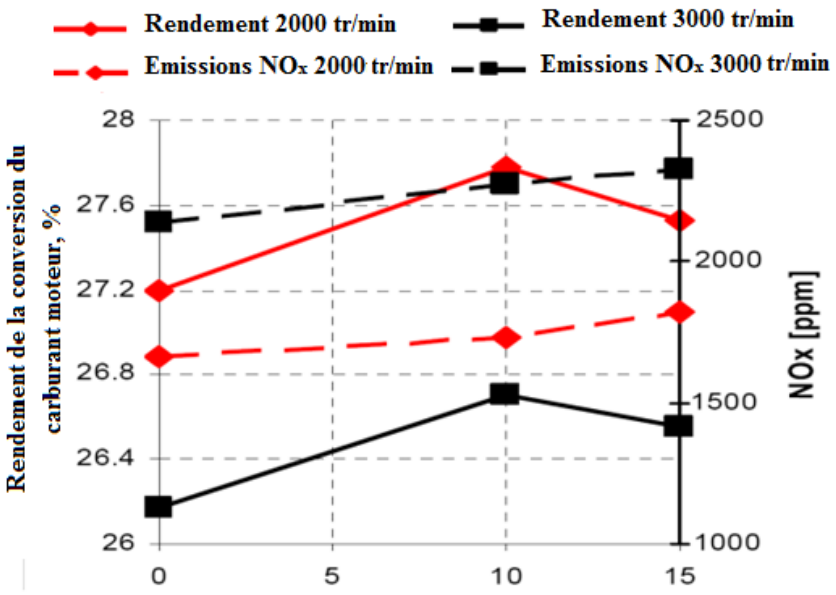


Fig. 3.5 Émissions des NO_x et rendement en fonction du pourcentage d'hydrogène en volume dans le gaz naturel pour deux cas moteurs (Dimotoulos et al. [60]).

Zuohua Huang et al. [61] ont étudié les caractéristiques de la combustion à différents moments d'injection d'un moteur à injection directe fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène avec la durée d'injection et le moment d'allumage fixées. Cette étude a montré que:

- L'injection tardive réduit le taux d'excès d'air et rend le mélange plus pauvre.
- La pression efficace augmente quand on avance le moment d'injection du carburant. Elle atteint la valeur maximale au moment d'injection 190 °CA avant PMH.
- La durée de combustion diminue quand on avance le moment d'injection du combustible.
- Les émissions des NO_x et du CO_2 augmentent quand on avance les moments d'injection du carburant. Toujours selon l'article l'ajout d'hydrogène dans le gaz naturel peut réduire la concentration du CO_2.

I. Saanum et al. [62] ont réalisé des tests sur un moteur Volvo TD100 à allumage commandé, du 9.6 litres, fonctionnant au gaz naturel et avec un mélange d'hydrogène/gaz naturel en proportion 25/75 (en volume). On a testé deux stratégies pour de faibles émissions de gaz toxiques: fonctionnement avec mélange pauvre et fonctionnement selon les conditions stoechiométriques avec RGE et avec un catalyseur à trois voies. Les tests ont été réalisés dans le laboratoire de moteur à combustion de l'Université de Lund en Suède. Le banc d'essai est le même que celui utilisé en [56].

Tableau 3.4 Spécifications du moteur (I. Saanum et al. [62]).

Cylindrée	1600 cc
Taux de compression	11.8:1
Puissance nominale	184 kW (à 2000 rpm)
Couple maximal	1150 Nm (à 1150 rpm)
Alésage	120.65 mm
Course	140 mm
Ordre d'allumage	1-5-3-6-2-4

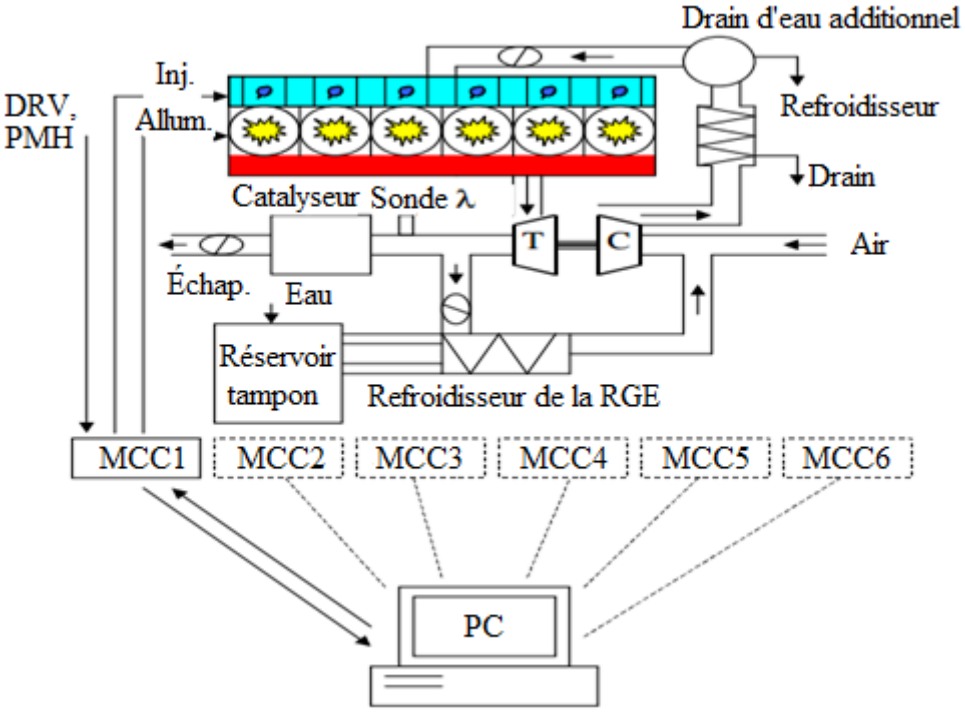


Fig. 3.6 Moteur (I. Saanum et al. [62]).

Avec la régulation lambda (la sonde de régulation située avant le catalyseur mesure l'oxygène se trouvant dans les gaz d'échappement. Elle envoie un signal au calculateur ("ECU" : "Engine Control Unit") pour modifier la composition du mélange via le système d'injection), les émissions du CO dans le cas de la RGE et du catalyseur sont les mêmes ou inférieurs aux émissions des CO lors du fonctionnement en mélange pauvre sans catalyseur à la fois pour le gaz naturel et le mélange avec 25% d'hydrogène. Les émissions du CO et des HC pour le cas de la combustion avec mélange pauvre sont faibles pour le mélange avec 25% d'hydrogène pour la même λ. La possibilité de réduire les NO_x sans augmenter les émissions des HC par l'ajout d'hydrogène pour prolonger la limite du mélange pauvre est confirmée. Le rendement thermique maximal est plus élevé pour le fonctionnement aux mélanges pauvres

que pour le fonctionnement avec la RGE, tant pour le gaz naturel, que pour l'hydrogène enrichi avec du gaz naturel.

P. Tunestål et al. [63] ont effectué des tests sur un moteur alimenté avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène. Ils ont testé deux chambres de combustion avec différents niveaux de turbulence. Ils ont constaté que l'ajout d'hydrogène conduit à une réduction des NO_x et des HC par rapport au gaz naturel pur. L'effet de l'addition d'hydrogène a été plus prononcé pour la turbulence lente de la chambre de combustion que pour la chambre à haute turbulence.

Des tests approfondis des mélanges hydrogène / gaz naturel comme combustible ont été réalisés par Munshi et al. [64]. Les tests sur dynamomètre ont révélé une réduction de 50% des émissions des NO_x pour le fonctionnement stationnaire et la réduction de 56% dans un cycle transitoire lorsque le moteur est alimenté avec un mélange de 20 % (en vol.) d'H_2 par rapport au gaz naturel. L'Agence Transit SunLine a testé deux bus avec ces moteurs fonctionnant avec mélange pauvre.

Raman et al. [65] ont reporté que l'hydrogène est un additif profitable pour le gaz naturel. Il donne la possibilité au moteur de fonctionner avec un mélange pauvre sous des conditions de charge partielle et il améliore la pression moyenne efficace pour un papillon complètement ouvert aux alentours de la limite inférieure de la combustion. De plus, les auteurs ont observé une réduction de NOx avec 15% à 20% d'hydrogène dans le mélange, avec une certaine augmentation des HC à la suite du mélange carburant/air ultra-pauvre.

Choudhuri et al. [66] ont réalisé une étude expérimentale des flammes de diffusion du mélange gaz naturel/hydrogène. L'écoulement des gaz frais est laminaire. Les radicaux libres sont mesurés par Fluorescence induite par Laser (FIL). Les profils radiaux de radicaux et la température sont mesurés à 8 mm au-dessus du brûleur pour des mélanges gaz naturel/(0-100%)hydrogène/air. Les fractions molaires maximales OH, CH, O et H augmentent avec la quantité d'hydrogène et cette évolution converge avec les prédictions du mécanisme de Peters [67].

Dagaut et Nicolle [68] et Dagaut et Dayma [69] ont examiné la combustion de mélanges gaz naturel/(0, 40, 75%)H_2/air en réacteur ouvert parfaitement agité. L'étude [68] est réalisée à pression atmosphérique, pour des températures comprises entre 900 et 1450 K et pour un temps de séjour fixé à 120 ms. Des mélanges pauvres ($\varphi = 0.3$) et stoechiométriques de gaz naturel (89%CH_4/9%C_2H_6 /2%C_3H_8) sont étudiés. Dagaut et al. [69] ont fixé la pression à 10 atm, le domaine de température à 900-1200 K et le temps de séjour à 250 ms. Le gaz naturel est un mélange (90%CH_4/10%C_2H_6) et son oxydation est étudiée aux richesses

0.3, 0.6 et 1. Les profils d'évolution des espèces stables sont établis en fonction de la température du réacteur. Comme on le voit bien sur Figure 3.7, les résultats expérimentaux convergent avec les prédictions du mécanisme de Dagaut décrit dans [70].

La substitution partielle de l'hydrogène au méthane à pression atmosphérique aussi bien qu'à 10 atm, conduit à une plus grande propension du mélange à s'oxyder, particulièrement en mélange pauvre. La température à laquelle la combustion du combustible produit des intermédiaires (CO, éthylène) au même niveau de concentration est réduite de 50 à 100 K en présence d'hydrogène.

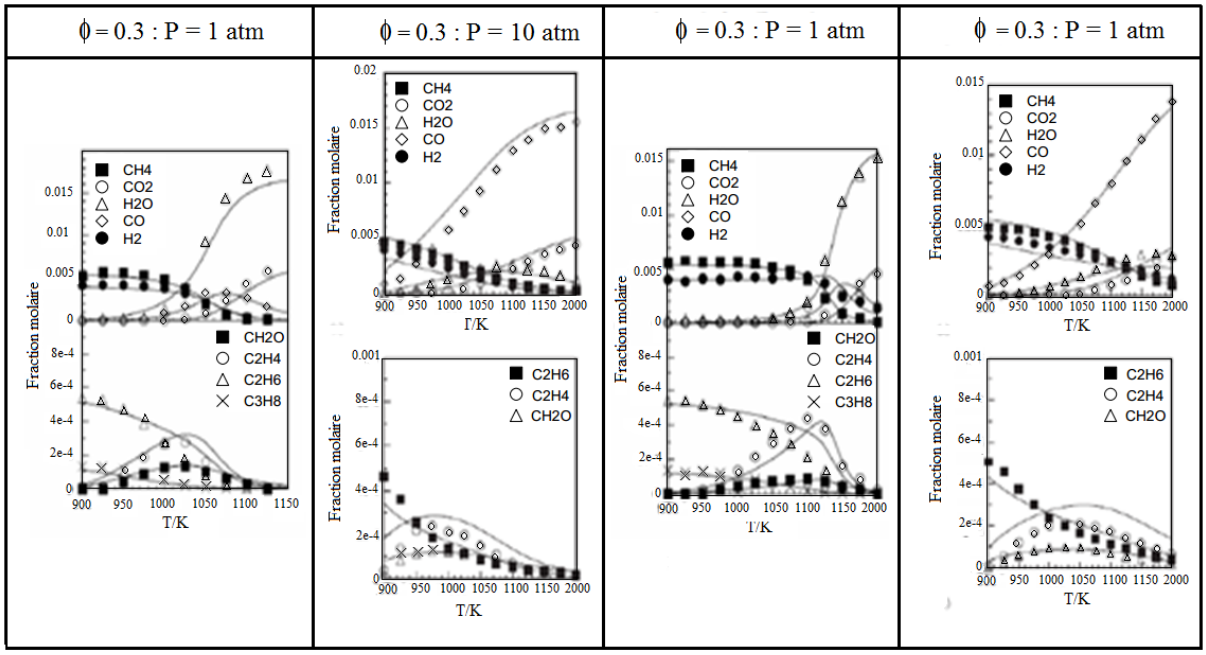


Fig. 3.7 Oxydation de mélanges GN/40%H_2 dans un réacteur parfaitement agité aux richesses 0.3 et 1 à une pression de 1 à 10 atm (Dagaut et Nicolle [68] et Dagaut et Dayma [69]).

Cette substitution mène à une augmentation de la production des radicaux OH via la réaction $H + HO_2 \rightarrow 2\ OH$. L'augmentation de la quantité d'hydrogène initialement présent dans le mélange favorise aussi la production de radicaux HO_2 à basse température via l'augmentation de OH et H_2O_2. L'hydrogène provenant du méthane, de l'éthane et du propane réagit avec OH. La séquence suivante a été proposée pour résumer le mécanisme aboutissant à une réactivité plus élevée dans les mélanges avec de l'hydrogène.

$H + O_2 \rightarrow HO_2$

$HO_2 + H \rightarrow 2\ OH$

$2\ HO_2 \rightarrow H_2O_2$

$H_2O_2 \rightarrow 2\ OH$

et $OH + H_2 \rightarrow H_2O + H$

Huang et al. [71] ont mesuré les vitesses de flamme laminaire gaz naturel/hydrogène/ /air dans une enceinte sphérique (fig. 3.8) à 298 K et à pression atmosphérique.

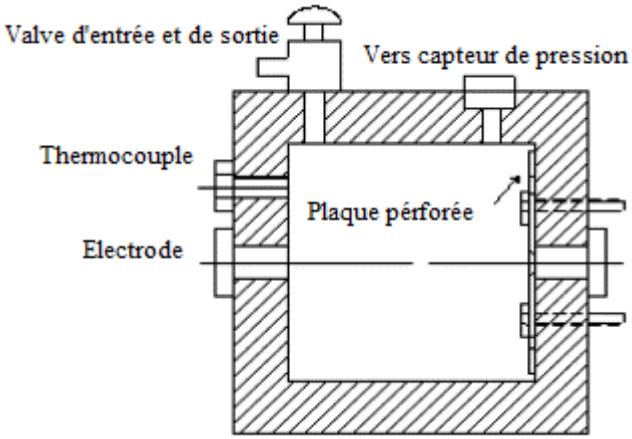


Fig. 3.8 Enceinte de combustion à volume constant (Huang et al. [71]).

La composition du gaz naturel est la suivante : 96.16%CH_4; 1.096%C_2H_6; 0.136%C_3H_8; 0.001%N_2; 2.540%CO_2; autres 0.067%. Les vitesses ont été mesurées en fonction de la quantité d'hydrogène présent dans le gaz naturel (0 à 100%) et de la richesse ($0.6 \leq \varphi \leq 1.4$). Les vitesses de flammes laminaires varient de façon exponentielle avec la fraction d'hydrogène dans le mélange. D'après les valeurs expérimentales, une corrélation est proposée en fonction de la fraction d'hydrogène dans le mélange (x) et de u_0 et u_{100} qui sont respectivement la vitesse de flamme du méthane pur et de l'hydrogène pur.

$$\frac{u_x - u_0}{u_{100} - u_0} = 0.00737 \exp\left(\frac{x}{20.38}\right) + 0.00334 \tag{3.1}$$

$$u_0 = -150.84\varphi^3 + 287.6\varphi^2 - 96.327\varphi - 1.2924 \tag{3.2}$$

$$u_{100} = 51.02\varphi^3 - 394.46\varphi^2 + 835.14\varphi - 267.07 \tag{3.3}$$

En 1993, un test a été réalisé par Swain [72] sur un moteur Toyota, 1.6 l, quatre cylindres, afin de déterminer l'influence de l'utilisation de l'Hythane sur les performances du moteur sus-mentionné. Le test a été exécuté avec une vitesse de rotation constante égale à 1000 tr/min, une avance à l'allumage (AVO) optimal et une charge minimale. L'Hythane comme carburant (pour la même richesse), si on le compare au méthane, augmente le rendement thermique et les émissions des NO_x, cependant il diminue l'AVO, les hydrocarbures imbrulés et les oxydes de carbone. En combinaison avec d'autres carburants,

l'Hythane diminue la limite inférieure de la richesse du mélange de 0.6 jusqu'à 0.54. En revanche, cette étude expérimentale n'a pas analysé les différentes fractions de l'hydrogène dans le méthane, l'effet de la variation de la vitesse de rotation du moteur ou de la charge.

3.4 Mélange hydrogène/ Gaz naturel comprimé

Le gaz naturel comprimé enrichi par hydrogène (GNCH) est une alternative potentielle aux carburants issus des hydrocarbures dans les moteurs à combustion interne. Des recherches expérimentales sur l'utilisation de ce genre de carburant ont été conduites pendant plus de dix années et sont toujours en cours.

M. Bysveen [73] a évalué le rendement et les émissions d'un moteur fonctionnant respectivement au gaz naturel comprimé (GNC) et avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène. Les mélanges de gaz naturel comprimé et d'hydrogène sont appelés mélanges GNCH. Deux différents mélanges ont été étudiés; le GNC pur, et 29% H_2 (en vol.) dans GNC (nommé GNCH). Pour chaque mélange, quatre régimes ont été testés dans des conditions de pleine charge. Pour chaque mélange et pour chaque régime moteur, on a choisi quatre différents coefficients d'excès d'air (λ). La limite de mélange pauvre du GNC pur testé dans ce moteur est d'environ $\lambda = 1.8$ et la limite du GNCH est encore plus basse, c'est à dire d'environ $\lambda = 2.0$. Ceci est accepté et conforme à la littérature. Compte tenu des émissions totales des hydrocarbures imbrûlés et des oxydes d'azote, il est facile de constater que l'effet positif de l'ajout d'hydrogène au GNC augmente en fonction de lambda. En ajoutant de l'hydrogène au GNC, une augmentation de la puissance permet d'atteindre la limite du mélange pauvre étudiée. Le rendement du GNCH est supérieur à celui du GNC pour le même λ et la différence de rendement théorique $\eta_{th,\ frein}$ entre GNCH et GNC pour le même λ, augmentera avec l'augmentation du rapport d'excès d'air.

Nagalingam et al. [74] ont mené des tests sur un moteur AVL monocylindrique à allumage par étincelles, quatre temps, muni de quatre soupapes, d'un alésage de 125 mm, d'une course de 130 mm et d'un taux de compression de 11.73, fonctionnant avec un mélange de GNC/H_2 en proportion (en %) de: 100/0, 80/20, 50/50, 0/100. Ils ont conclu que la perte maximale de puissance pour le moteur fonctionnant à l'hydrogène pur est de l'ordre de 23% et la réduction maximale du rendement thermique indiqué atteint les 12% pour une vitesse de rotation de 1200 t/min. L'augmentation des dimensions des moteurs stationnaires fonctionnant avec de l'hydrogène va compenser les pertes en puissance. La période d'allumage optimale diminue au-dessus des 20° avant le point mort bas (PMB) pour le mélange avec 100% d'hydrogène. Les émissions de NO_x augmentent lors de l'utilisation de

l'hydrogène pur à cause de la température élevée de la combustion. Les émissions en hydrocarbures imbrulés et en monoxyde du carbone diminuent à cause du remplacement des carburants à base de carbone par de l'hydrogène. Lors de ces tests, on n'a pas analysé la vitesse de la rotation et la charge du moteur.

Das [75] a étudié l'utilisation de l'hydrogène et du gaz naturel dans les moteurs à combustion interne. Il a confirmé que l'hydrogène mélangé au GNC permet au moteur de fonctionner avec mélange pauvre et augmente la pression moyenne effective.

Larsen et Wallace [76] ont étudié les émissions et le rendement d'un moteur équipé avec un turbocompresseur et fonctionnant avec mélange pauvre de gaz naturel et d'hydrogène. Les émissions et le rendement du moteur fonctionnant au mélange combustible GNC/H_2 en proportion 85/15, étaient comparées aux émissions et au rendement du moteur quatre temps à allumage par étincelle, 3.1litres, ayant six cylindres, muni d'un turbocompresseur et fonctionnant au gaz naturel pur. À l'aide de différentes vitesses de rotation, différentes charges et différentes richesses, ils ont mesuré les émissions NO_x, la production spécifique des hydrocarbures imbrulés, g/kW·h, CO/CO_2, les températures des gaz d'échappement et les rendements du moteur.

Les résultats obtenus des tests, ont clairement montré que l'ajout d'hydrogène au méthane dans un moteur à allumage par étincelle est capable de réduire les concentrations des polluants et d'augmenter le rendement. Les émissions du moteur fonctionnant avec un mélange pauvre étaient principalement les hydrocarbures et les NO_x. Pour mesurer les émissions, les tests ont été réalisés sur un moteur Chevrolet Lumina, six cylindres, quatre temps, refroidi à eau, 3.1 litres, alésage 89 mm, course 84 mm, un taux de compression de 8.8:1 et fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et de 15% d'hydrogène.

Sierens et Rosseel [77] ont étudié les mélanges GNC/H_2 en proportion (%): 100/0, 90/10 et 80/20. Ils ont examiné un moteur Crusader T7400 V8 à allumage par étincelles pour une vitesse spécifique (3800 tr/min, taux de compression 8.5:1). Ils ont installé un système d'alimentation en carburant et un mécanisme qui alimente le moteur avec du mélange hydrogène/gaz naturel en différentes proportions, ajustés indépendamment des conditions de fonctionnement du moteur. L'influence de la composition du carburant sur les performances du moteur et les émissions a été examinée, pour les mélanges avec 10 et 20% d'hydrogène. Ils ont constaté qu'au plus 10% d'hydrogène est nécessaire pour une amélioration significative du rendement et qu'avec l'ajout d'environ 20% d'hydrogène, on obtient une nette amélioration des émissions. Des émissions extrêmement faibles sont possibles sauf avec un post-traitement des gaz d'échappement. Pour réduire les émissions des hydrocarbures, λ doit être inférieure à

1.3 (φ devrait être supérieure à 0.77), alors que pour avoir des faibles émissions des NO_x, λ devrait être égale au moins à 1.5. Il est constaté que la teneur en hydrogène égale à 80%, garantit un fonctionnement moteur sans anomalies (sans retour des flammes et sans détonation), quel que soit le facteur d'excès d'air. Il est démontré aussi que, pour obtenir un rendement maximal du moteur pour toute la gamme de charges tout en prenant en considération les basses émissions, la composition du mélange doit être modifiée en fonction de la charge du moteur.

Das et al. [78] ont étudié le rendement thermique et la consommation spécifique du carburant d'un moteur à combustion interne fonctionnant au gaz naturel comprimé et avec de l'hydrogène. Ils ont constaté que la consommation est réduite et le rendement thermique est amélioré avec l'hydrogène pur comme carburant par rapport au moteur fonctionnant avec du GNC. Le rendement thermique était de l'ordre de 31.19% pour l'hydrogène et de 27.59% pour le GNC.

Ma F. et al [79] ont réalisé une étude expérimentale se concentrant sur les effets d'ajout d'hydrogène sur les performances et les émissions du moteur. Les données expérimentales ont été compilées sur moteur suralimenté à allumage par étincelle fonctionnant avec un mélange pauvre de gaz naturel dans diverses conditions, y compris le ralenti. Des données ont été prises lors du fonctionnement avec du gaz naturel pur aussi bien qu'avec du gaz naturel comprimé (GNCH) enrichi avec de l'hydrogène, y compris les fractions volumétriques d'hydrogène de 20, 30 et 40%. Pour la comparaison, la capacité calorifique inférieure pour chaque taux hydrogène/ gaz naturel est demeurée identique à chaque condition de fonctionnement du moteur. Les résultats prouvent que, dans des conditions de ralenti, l'ajout d'hydrogène peut réduire le rendement du moteur ainsi que les émissions d'oxyde de carbone et des hydrocarbures. Ce sont les deux principaux grands problèmes liés au régime de ralenti. On constate également que cette réduction est plus évidente aux moments d'allumage relativement retardés. En conditions de fonctionnement normal, l'addition d'hydrogène s'est avérée bénéfique simultanément pour l'économie du combustible et pour les émissions des HC. Bien que l'addition d'hydrogène augmente les émissions de NO_x, ceci peut être compensé en retardant le moment d'allumage et en faisant fonctionner le moteur avec un mélange pauvre, qui est réalisable par la vitesse de combustion plus rapide et la limite plus large d'inflammation d'hydrogène.

Ma F. et al [80] ont réalisé un travail expérimental visant l'étude des effets d'ajout d'hydrogène sur les comportements de la combustion et les variations cycle par cycle dans un moteur 6 cylindres en ligne, 6.2 litres, suralimenté alimenté par gaz naturel et fonctionnant

avec un mélange pauvre. Sur la figure 3.9, on présente le schéma du système d'alimentation en carburant. Les tests ont été effectués avec différents : fractions d'hydrogène, richesses, moments d'allumage, pressions absolues dans la tubulure d'admission et vitesses de rotation du moteur.

On a constaté que l'ajout d'hydrogène contribue beaucoup plus à réduire la durée de formation de la flamme, dont la réduction exerce considérablement des effets positifs sur la réduction des variations cycle par cycle que sur la réduction de la durée de propagation de flamme. Basés sur ces résultats de combustion, les effets d'ajout d'hydrogène sur les variations cycle par cycle pour différents : moments d'allumage, richesses, pressions absolues à la tubulure d'admission et vitesses de rotation du moteur, ont été également examinés et on a conclu que les variations cycle par cycle, qui sont d'une importance élevée dans des moteurs à combustion interne fonctionnant avec mélange pauvre, peuvent en effet être abaissées par l'ajout d'hydrogène. L'efficacité thermique du moteur ainsi que les émissions des gaz d'échappement ont été également examinées lors des tests. On a observé qu'après l'ajout d'hydrogène, le rendement thermique du moteur pourrait être gardé relativement élevé sur un large intervalle de richesse moteur.

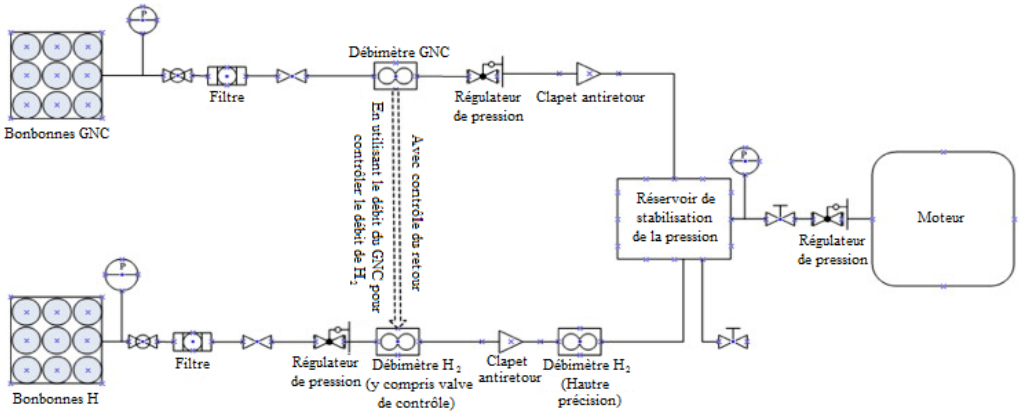


Fig. 3.9 Schéma du système d'alimentation en carburant (Ma F. et al [80]).

Ma F. et al [81] ont réalisé un modèle prédictif pour simuler les performances du moteur sans vraiment faire fonctionner le moteur, ce qui pourrait accélérer le développement de moteurs alimenté par du gaz naturel comprimé enrichi avec de l'hydrogène (GNCH). Il s'agit d'un modèle quasi-dimentionnel. Les équations du modèle thermodynamique à deux zones et le modèle turbulent de combustion sont à la fois mis en place. Les méthodes de calcul des paramètres connexes, tels que la température théorique de la flamme adiabatique, la vitesse de la flamme laminaire du mélange gaz naturel comprimé enrichi avec hydrogène sous divers rapports hydrogène/gaz naturel, sont également donnés. Le modèle de combustion

quasi-dimensionnel est utilisé pour simuler le fonctionnement du moteur pour douze régimes et les résultats de la simulation sont comparés avec ceux obtenus pour le moteur en exploitation. Il y a un très bon accord entre la simulation et l'expérimentation pour tous les rapports du mélange hydrogène/gaz naturel utilisés, ce qui confirme l'efficacité du modèle proposé.

Ma F. et al [82] ont étudié les caractéristiques de la combustion et les émissions d'un moteur à allumage par étincelle à injection dans la tubulure d'admission avec différents rapports de mélange H_2/ GNC (0-50% en volume), pour différents moments d'allumage. On constate alors qu'avec l'augmentation de la fraction d'hydrogène dans le mélange, la valeur du couple maximal délivré par le moteur diminue et le rendement thermique indiqué augmente. Le rendement thermique indiqué à faible charge est élevé. La durée de combustion est réduite en augmentant la fraction d'hydrogène dans le mélange GNCH (gaz naturel carburant enrichi en hydrogène). Les émissions de NO_x, CO et des HC diminuent avec l'augmentation de l'angle d'avance à l'allumage, et augmentent avec l'augmentation de la charge. Avec le même moment d'allumage, les émissions de NO_x et des CO augmentent avec l'augmentation du taux d'enrichissement en hydrogène et les émissions des HC présentent une tendance inverse.

Ma F. et al [83] ont réalisé une étude expérimentale visant l'étude de l'augmentation de la durée de fonctionnement en mélange pauvre d'un moteur à allumage commandé par l'ajout d'hydrogène, sur un moteur six cylindres fonctionnant au gaz naturel. Quatre rapports de mélange H_2/ GNC (0%, 10%, 30% et 50% en volume). Les effets de diverses conditions de fonctionnement du moteur sur l'aptitude au fonctionnement en mélange pauvre ont été également examinés. Des résultats de tests ont été alors analysés d'un point de vue combustion. Les résultats prouvent que la limite du fonctionnement du moteur avec mélange pauvre pourrait être prolongée en ajoutant l'H_2 et en augmentant la charge (pression dans le collecteur d'admission). L'effet de la vitesse de rotation du moteur sur la limite du fonctionnement du moteur avec mélange pauvre est minime. A petite charge, l'augmentation de la vitesse de rotation du moteur est bénéfique pour prolonger la limite de fonctionnement au mélange pauvre, qui n'est pas le cas pour une charge élevée. Les effets de la vitesse de rotation du moteur sont encore plus faibles lors d'enrichissement du moteur avec de l'hydrogène.

Ma F. et al [84] ont réalisé une étude expérimentale examinant les effets d'ajout d'hydrogène sur la variation de cycle par cycle (VCC) d'un moteur à allumage par étincelle, ayant 6 cylindres et fonctionnant au gaz naturel avec injection commandée par papillon. Deux types de carburants ont été testés à titre de comparaison : le GNC et le mélange

hydrogène/GNC en rapport de 80/20 (en volume). L'ajout d'hydrogène s'est avéré efficace pour le contrôle des émissions de NO_x et des HC imbrulés et afin de maintenir des faibles variations cycle par cycle dans les moteurs à allumage par étincelle fonctionnant en mélange pauvre.

Andy Burke et al. [85] ont utilisé un modèle de moteur nouvellement développé muni de réactions chimiques détaillées, pour prédire la formation de NO_x à l'intérieur du cylindre dans des conditions réelles du moteur. Le modèle se compose de quatre parties: (1) un modèle de moteur simplifié permettant de prédire la pression maximale dans le cylindre pour les mélanges CH_4/H_2 ; (2) un modèle semi-empirique permettant de prédire la pression et les courbes de consommation de carburant au cours d'un cycle du moteur, qui est basé sur la réalisation du couple maximal de freinage (CFM); (3) un modèle de la structure de flamme détaillée afin de prédire la formation de NO_x au cours du cycle du moteur avec l'utilisation de mécanisme de réaction chimique GRI, et (4) un modèle chimique détaillé pour prédire l'influence de la compression et la détente à l'intérieur du cylindre sur l'évolution des différentes parcelles de gaz brûlé dans le moteur . Le modèle a été appliqué à l' ensemble du cycle du moteur de l'admission à l'échappement.

Les principales conclusions sont:

1. Un nouveau modèle dynamique de formation de NO_x dans les moteurs alimentés par le mélange CNG/H_2 a été développé et appliqué à un moteur.

2 . Le modèle utilise le mécanisme chimique cinétique GRI 3.0 pour le processus de combustion, et il tient compte de la structure locale détaillée de la flamme, et la variation de NO_x due à la compression et de la détente des produits de combustion.

3. Le modèle néglige l'influence du mélange des produits de combustion après la combustion, ainsi que l'influence de la turbulence sur la structure de la flamme.

4 . Les simulations de CH_4 et CH_4/H_2 mélanges a donné des valeurs de NO_x qui sont typiques dans le domaine. Cela est vrai sur une gamme de rapports d'équivalence qui vont du stoechiométrique au trop pauvre.

5 . Le modèle prédit que des mélanges pauvres de CH_4/H_2 peuvent produire de très faibles émissions de NO_x .

6. Les résultats indiquent qu'il existe une sensibilité élevée de NO_x au rapport d'équivalence. Par exemple, la variation des émissions de NO_x pour les rapports d'équivalence entre 0.7 et 0.6 peut varier d'un ordre de grandeur .

Les moteurs à allumage commandé alimentés avec du gaz naturel comprimé enrichi par l'hydrogène (GNCH), ont de nombreux avantages par rapport à ceux fonctionnant avec de

l'essence, avec du carburant Diesel ou avec du gaz naturel, en particulier du point de vue contrôle des émissions. Ma, F. et al. [86] ont mené des études expérimentales pour améliorer en permanence la configuration du moteur à GNCH et la stratégie de contrôle visant à faire pleinement usage de ce nouveau carburant. Dans le même but, ils ont présenté un modèle pour simuler le cycle de fonctionnement des moteurs à GNCH, qui sera applicable pour différents rapports hydrogène/gaz naturel. Les paramètres fondamentaux du modèle thermodynamique, le modèle de propagation de la flamme turbulente et l'équation connexes ont été mis en place. Si on considère que le facteur qui influe le plus la pertinence du modèle sus-mentionné pour différents rapports hydrogène/gaz naturel, est la vitesse de flamme laminaire, les méthodes de traitement de la vitesse de combustion laminaire dans le modèle ont ensuite été décrites un peu plus en détail. Après avoir déterminé les constantes du modèle par calibration, les résultats des simulations ont été comparés avec les données expérimentales obtenues pour la pression du cylindre pour différents rapports du mélange hydrogène/gaz naturel, différents moments d'allumage et différentes richesses du moteur. Les données ainsi obtenues montrent que les résultats des simulations et des tests convergent assez bien, sauf pour les mélanges trop pauvres où les problèmes d'une combustion incomplète deviennent plus sévères.

Afin d'étudier l'influence d'ajout de 0-50 % (en volume) d'hydrogène sur les performances du moteur au ralenti, Ma, F. et al. [87] ont conduit une étude expérimentale sur un moteur six cylindres alimenté avec du gaz naturel avec injection commandée au moyen d'un papillon. Des tests ont été effectués sous divers rapports d'excès d'air et moments d'allumage. Les résultats prouvent que l'ajout d'hydrogène a diminué d'une façon remarquable l'émission du méthane non brulé (CH_4), tandis qu'elle n'a exercé aucun effet significatif sur la réduction du CO. Les émissions de NO_x sont relativement basses au ralenti comparativement au reste des émissions. L'ajout d'hydrogène combiné avec le retard à l'allumage s'est avéré efficace pour réduire les émissions au ralenti. Le coefficient de variation de pression effective moyenne indiquée et le taux de combustion partielle pourraient être simultanément réduits par l'ajout d'hydrogène, ce qui a mené à l'amélioration de la stabilité du ralenti. En conséquence, l'amélioration de la stabilité du ralenti a diminué la consommation de carburant. On conclut ainsi que l'ajout est une approche efficace et pratique pour améliorer la stabilité du ralenti et pour diminuer les émissions.

Ma F. et al. [88] dans leur étude ont employé des méthodes d'analyse statistique pour optimiser un moteur à allumage par étincelle alimenté par des mélanges de gaz naturel et d'hydrogène. Les paramètres de contrôle optimaux sont déterminés pour être la fraction

d'hydrogène de 30-40%, le rapport d'excès d'air 1.45-1.6 et le moment d'allumage 20-22° APMH à 1200 tr/min, 0.4 MPA. La comparaison des résultats optimisés et les performances originales du moteur fonctionnant au gaz naturel comprimé a montrée que la diminution du CH_4, du CO, de NO_x, et de la consommation spécifique du carburant est respectivement de 70%, 83.57%, 93%, et de 5%.

En examinant les recherches déjà réalisées à ce sujet, on s'aperçoit que le plus grand obstacle pour mener à bout ces tests du point de vue rendement et économie de carburant, est comment mélanger la quantité désirée d'hydrogène au gaz naturel. Dans la majeure partie des études expérimentales réalisées précédemment, on a utilisé le mélange gaz naturel/hydrogène mis en bouteille au préalable (en mélangeant et en stockant la quantité désirée d'hydrogène et du gaz naturel dans le gaz naturel dans des bonbonnes en acier à haute pression avant les essais). Cette procédure est coûteuse et peu sûre, en raison de la haute pression. Plus important, on ne peut pas faire varier le rapport hydrogène/gaz naturel par cette approche. Par comparaison, Ma, F. et al [89] ont présenté un mélangeur en ligne d'hydrogène et de gaz naturel, dans lequel, on peut facilement faire varier le rapport du mélange GN/hydrogène lors des tests. Cet avantage le rend tout à fait approprié aux tests effectués pour étudier les effets des différents rapports hydrogène/gaz naturel, sur les performances de moteur. En outre, puisque le procédé d'enrichissement du gaz naturel par l'hydrogène a eu lieu après avoir fait passer ces deux carburants par le régulateur à haute pression, les gaz sont actuellement mélangés à basse pression, qui est profitable pour la réalisation des tests en toute sécurité. Les effets réels du système sont alors examinés en mesurant la fraction d'hydrogène dans la chambre de mixage par spectroanalyse et en comparant les performances de moteur, la combustion et les émissions en utilisant le GNCH qui provient à la fois du mélangeur en ligne et des bonbonnes, qui est censé d'avoir un rapport d'enrichissement d'une grande exactitude.

3.5 Mélange du méthane avec l'hydrogène

Puisque le méthane est le principal constituant du gaz naturel, nous élargirons notre étude bibliographique aux mélanges méthane/hydrogène.

Kahraman et al. [90] lors de leur étude expérimentale d'un moteur à allumage commandé (4 cylindres) alimenté par des différents rapports CH_4-H_2 (0% H_2, 10% H_2, 20% H_2 et 30% H_2) ont relevé qu'en augmentant la fraction d'hydrogène dans le carburant, le peak de la pression du cylindre se rapproche de la position du point mort haut et que les émissions HC, CO et CO_2 sont réduites avec l'augmentation de la fraction d'hydrogène dans le mélange.

F.H.V. Coppens et al. [91] ont effectué des mesures de formation des oxydes d'azote dans les flammes du mélange hydrogène + méthane + air sous pression atmosphérique et température ambiante de 298 K. La concentration de NO_x dans ces flammes a été mesurée dans les gaz brûlés en utilisant un échantillonnage de la sonde. Dans les mélanges méthane + hydrogène + air, les concentrations de NO_x ont été mesurées à partir d'une distance fixe du brûleur en fonction de la richesse. Deux maxima en concentration ont été observés: en mélange stoechiométrique, dû au mécanisme thermique de formation de NO_x de Zeldovich et en mélange riche, avec richesse autour au 1.3, dû au mécanisme de formation de NO_x de Fenimore. En mélange pauvre, l'ajout d'hydrogène possède un effet mineur sur les émissions de NO_x; cependant, en mélange riche, ces émissions diminuent d'une manière significative. Les calculs numériques concordent bien avec les tests.

Akansu et al. [92] ont aussi testé un moteur 4 cylindres à allumage commandé fonctionnant avec un mélange méthane/hydrogène en proportion : 0, 10%, 20% et 30% d'H_2 en volume, en faisant varier la richesse globale de 0.6 à 1.2. Ils ont conclu que :

- Les émissions des NO_x augmentent avec l'ajout d'hydrogène. Les émissions des CO et des CO_2 diminuent avec l'augmentation de la fraction d'hydrogène dans le mélange carburant.
- Le rendement thermique, dans le cas des mélanges pauvres, augmente avec l'ajout d'hydrogène.

Fairweather et al. [93] ont étudié l'effet de l'ajout d'hydrogène sur la vitesse de flamme turbulente dans une enceinte. Ils ont observé que dans les conditions stoechiométriques, le rapport entre la vitesse turbulente et la vitesse laminaire de combustion ne varie pas avec l'ajout d'hydrogène pour une intensité turbulente fixée.

Yusuf dans sa thèse de Maitrise a utilisé un rapport de 99% de méthane (CH_4) et 80.08/19.92 du mélange CH_4/ H_2 [94]. Il a testé un moteur Nissan quatre cylindres de type 510, ayant : la vitesse de rotation maximale de 5200 tr/min, l'alésage 85 mm, la course 86 mm, le taux de compression de 8.5:1, 1952 cm^3 et la puissance maximale de 92 ch. Il a analysé le taux de croissance du front de la flamme (TCFF) et le moment d'allumage pour différentes richesses. La richesse de 0.535 était choisie à cause de la combustion du méthane avec mélange pauvre. L'analyse des résultats montre que l'ajout d'une quantité d'hydrogène au méthane compris entre 0.4 et 0.6, avec un rapport d'équivalence proche du stoechiométrique et une vitesse de rotation du moteur située entre 2000 et 3000 tr/min, produit des améliorations importantes des performances du moteur et des émissions.

Yusuf [95] a testé un autre moteur Toyota quatre cylindres de type 2TC, ayant comme: alésage de 85 mm, course de 70 mm, taux de compression de 9.0:1, 1.6 litres, 1588 cm^3, puissance maximale de 88 hp et vitesse de rotation maximale de 6000 tr/min. Le moteur fonctionnant avec un mélange CH_4/ H_2 a été testé pour une vitesse de rotation de 1000 tr/min, avec le meilleur rendement d'avance à l'allumage et avec la charge minimale. Quand le mélange méthane/hydrogène est comparé avec du méthane pur pour les mêmes richesses, on remarque une augmentation du rendement thermique et des émissions des NO_x . Alors que le rendement dimunue au détriment des concentrations des hydrocarbures imbrulés et du CO. De plus, la limite inférieure de la combustion du gaz naturel était réduite de 0.61 jusqu'a 0.54. Cette limite de combustion était définie comme étant opérationnelle au moins aux environs de 38% des cycles de la combustion non complétée. En ajoutant de l'hydrogène, les richesses devraient être réduites de 15 % sans réduction de la durée de la combustion et de l'allumage.

Hoekstra et al. [96,97] ont testés un moteur à allumage par étincelle, 17CV, 1700 tr/min avec des rapports de mélanges CH_4/ H_2: 100/0, 89/11, 80/20, 72/28 et 64/36 en faisant varier les richesses. Ils ont constaté que l'ajout de 20% (en volume) d'hydrogène dans le carburant permet l'extension de la limite de stabilité de la richesse de 0.75 (sans hydrogène) à 0.67. En outre, les émissions des NO_x augmentent et celles des hydrocarbures diminuent avec l'augmentation da la richesse. Néanmoins, l'ajout de 28% ou de 36% (en volume) d'hydrogène à des mélanges pauvres ($\varphi<0.8$), permet d'obtenir des valeurs d'émissions NO_X assez basses (<250ppm) avec des émissions HC modérées.

Liu et al. [98] ont étudié les caractéristiques de la détonation dans le mélange CH_4/ H_2 avec des proportions en % : 100/0, 90/10, 70/30, 50/50, 30/70 et 0/100. Ils ont simulé des modèles mathématiques et comparé les données reçues avec l'étude ultérieure sur les caractéristiques de la détonation. Ils ont constaté que si l'hydrogène et le méthane possèdent une température d'admission élevée, les régions de la détonation correspondent aux valeurs expérimentales. Cependant, l'hydrogène manifeste une grande déviation dans les données expérimentales pour des températures d'admission basses, à cause de la haute énergie issue de la propagation rapide de la flamme au cours de la combustion de l'hydrogène.

Karim [99] a étudié les limites de la détonation associées avec des mélanges contenant différents pourcentages de H_2 et de CH_4, différentes richesses et différentes températures. Il a constaté que lorsque l'hydrogène et le méthane sont mélangés relativement en petites quantités, l'excellente résistance à la détonation du méthane n'est pas amoindrie.

Karim et al. [100] ont fait une étude expérimentale sur un moteur CFR avec un mélange méthane/hydrogène (CH_4/H_2) en proportion (en %): 100/0, 90/10, 80/20, 70/30,

60/40, 50/50, 40/60, 30/70 et 20/80, en faisant varier les richesses et l'avance à l'allumage. Pour 10°APMH et 20°APMH, avec l'augmentation de la concentration d'hydrogène dans le moteur, la puissance augmente; mais pour 30°APMH, avec l'augmentation de la concentration d'hydrogène dans le moteur, la puissance diminue. La puissance est maximale aux environs de 20°APMH. Le moment d'allumage possède une influence défavorable sur le rendement thermique. La région de détonation a été définie pour différents taux de compression et différents rapports méthane-hydrogène. Si une certaine quantité d'hydrogène est ajoutée au méthane comme carburant du moteur à allumage par étincelle, les performances de ce moteur chutent d'une manière drastique.

Blarigan et Keller [101] ont étudié le mélange CH_4/H_2 en proportion (%): 100/0, 70/30 et 0/100. Ils ont réalisé des tests et des simulations avec un code trois-dimentionnel CFD. Ils ont reporté qu'il fût possible de concevoir une unité de puissance auxiliaire à haut rendement avec émissions équivalentes à zéro, pour un véhicule hybride, avec de l'hydrogène ou avec un mélange de 30% d'hydrogène et 70% de gaz naturel.

Wong et al. [102] ont étudié les effets cinétiques de la présence de certains carburants gazeux et des produits de la réaction du préallumage avec l'hydrogène dans les moteurs. Il ont démontré que la présence de ces combustibles avec l'hydrogène peut influencer de manière significative les vitesses des réactions responsables de l'auto-allumage, qui contrôlent la tendance des moteurs à allumage commandé à s'auto-allumer. Il ont également montré que la recirculation des gaz d'échappement peut modifier de manière significative le comportement d'auto-inflammation de l'hydrogène et de ses mélanges avec du méthane ou du propane dans les moteurs.

Shrestha et al. [103] ont étudié de leur coté le mélange CH_4/H_2 en proportions (en %): 100/0, 90/10, 80/20, 70/30, 20/80 et 10/90 avec différents taux de compression, en faisant varier les richesses. Ils ont remarqué que l'ajout d'une certaine quantité d'hydrogène au méthane dans le moteur à allumage commandé améliore les performances du moteur, particulièrement lors du fonctionnement avec des mélanges à richesse relativement faible. La concentration optimale d'hydrogène dans le mélange combustible qui peut mener à un gain en puissance et éviter la détonation, est de l'ordre de 20–25% en volume, sur la plage des conditions considérées.

Shudo et al. [104] ont analysé la combustion et les émissions dans un moteur alimenté par un mélange pauvre de méthane et d'hydrogène dans un moteur à injection directe à charge stratifiée prémélangée. Les tests ont été exécutés sur un moteur à allumage par étincelle monocylindrique à quatre temps, avec D × L: 85 × 88mm et ε=13. Les résultats ont montré

que le système de combustion atteint un rendement thermique élevé en raison de l'augmentation de la vitesse de propagation de la flamme et la diminution des émissions. Une augmentation de la quantité d'hydrogène prémélangé stabilise la combustion pour réduire les émissions des HC et du CO, et augmente le degré de combustion à volume constant et les émissions de NO_x. En retardant l'allumage, les émissions de NO_x peuvent être maintenues à un bas niveau sans détériorer l'amélioration du rendement thermique. Le fonctionnement du moteur avec mélange pauvre contribue à l'amélioration du rendement thermique et à la réduction simultanément des émissions des HC et des NO_x.

Bauer et al. [105] ont étudié l'effet d'ajout d'hydrogène sur les performances des véhicules fonctionnant avec du méthane en proportions suivantes du mélange CH_4/H_2 (en %): 100/0, 80/20, 60/40, 40/60, en faisant varier la richesse, la charge et la vitesse de rotation (700 et 900 tr/min). Ils ont utilisé un moteur monocylindrique ayant un taux de compression 8.5:1. L'ajout de 60% (en volume) d'hydrogène dans le méthane permet une extension de la limite de la combustion partielle de 0.58 (cas méthane pur) à 0.34 (cas 40% méthane). Il y'avait une augmentation correspondante dans la puissance au frein jusqu'à 8% (pour φ =1.0) et une diminution dans la consommation spécifique du carburant jusqu'à 14% (avec valeur de φ allant de 0.58 jusqu'a 1.0). L'ajout d'hydrogène jusqu'à 60% en volume contribue à la diminution des émissions de CO_2 jusqu'à 26% (avec valeur de φ allant de 0.58 jusqu'à 1.0), de CO jusqu'à 40% (pour φ = 0.95), des HC jusqu'a 60% (avec valeur de φ allant de 0.58 jusqu'à 1.0) et à l'augmentation des émissions de NO de presque 30% (pour une fraction volumique égale à 40%), pour φ = 0.83. Bauer et Forest ont présenté les résultats en utilisant les données de la référence [34] pour exécuter les simulations du cycle [106].

Y.K. Wong et al. [107] ont mené une étude analytique pour modéliser intégralement le développement du taux de réaction lors d'ajout d'hydrogène au méthane ou au propane dans un moteur à allumage par compression de la charge homogène (ACCH) à aspiration naturelle. Les conditions d'exploitation à laquelle ces effets sont étudiés sont celles qui sont propices à l'apparition de variations cycliques, telles que les conditions de mélange pauvre et de faibles rendements volumétriques. Ils ont montré que l'ajout d'hydrogène peut réduire les variations cycliques, tout en étendant la zone de fonctionnement du moteur et les limites d'auto-inflammation du moteur à ACCH fonctionnant avec du méthane ou du propane, peuvent être plus larges, ce qui permet au moteur de fonctionner avec des basses richesses et des bas rendements avec moins de variabilité cycle à cycle.

En outre, plusieurs études expérimentales ont été réalisées sur des moteurs. Une des premières études a été effectuée sur un moteur monocylindrique en Allemagne par

Nagalingam et al. en 1983 [108]. Ils ont étudié l'ajout d'hydrogène au méthane dans les proportions suivantes: 0, 20, 50 et 100%, pour une seule vitesse de rotation du moteur. Ils ont conclu que l'enrichissement du méthane par l'hydrogène contribue à la prolongation de la limite de la combustion du mélange pauvre due à sa nature même, mais il diminue la puissance à cause du bas pouvoir calorifique volumétrique global. Le rendement thermique indiqué a diminué avec l'ajout d'hydrogène, probablement dû à un rapport décroissant de la puissance au frein, à la puissance de frottement et à la valeur croissante du pouvoir calorifique du carburant. Le point d'allumage optimal a baissé jusqu'à 20° avant le point mort haut pour des mélanges d'hydrogène pur indiquant une vitesse de la flamme élevée. Les émissions des NO_x ont augmenté pour l'hydrogène pur dû à la température élevée de combustion, avec des valeurs maximales se produisant pour une richesse plus faible. Les émissions des HC imbrûlés et de CO ont diminué. Toutes les tendances se sont comportées comme prévu, avec une puissance maximale au alentour de la richesse stoechiométrique, un rendement et des émissions de NO_x maximaux pour des richesses de 0.8-0.9, et avec des émissions des HC qui atteignent une valeur minimale pour des richesses allant de de 0.8 jusqu'à 0.9. Le CO a été seulement produit par des mélanges ayant la richesse au-dessus de 0.95.

En 1992, une étude a été réalisée à l'université de Melbourne sur un moteur monocylindrique pour une vitesse de rotation fixe de 1200 tr/mn [109]. Le but de l'étude était de réduire la variabilité cycle à cycle et l'enrichissement du gaz naturel à l'allumage par de l'hydrogène. Le processus se réfère à un système d'allumage à jet assisté d'hydrogène (AJAH) et à l'emploi d'une préchambre pour contrôler ce jet. La quantité d'hydrogène utilisée varie de 2 à 10% en masse du méthane. L'ajout d'hydrogène augmente le rendement thermique, la puissance et les émissions des NO_x, tout en diminuant le point d'avance à l'allumage optimal et les émissions des hydrocarbures imbrûlés. Cependant, il est difficile de dire si c'est dû uniquement aux propriétés de l'hydrogène, ou à la variation dans la stoechiométrie de la combustion.

En 1995 Cattelan et al. [110] ont réalisé une étude sur un moteur 3.1 litres, six cylindres avec un mélange de 15% d'hydrogène et 85% de méthane, en faisant varier la vitesse de rotation, la charge et le moment d'allumage, pour des richesses allant de 1 jusqu'à 1.03. Les résultats ont prouvé que l'ajout de 15% d'hydrogène contribue généralement à l'amélioration du rendement, à la diminution des émissions des hydrocarbures, de CO et de CO_2 et à l'augmentation des émissions de NO_x.

En 1996, une étude complète a été exécutée par Collier et al. [111] sur un moteur 8 cylindres, 4.6 litres. On a étudié l'ajout d'hydrogène dans le méthane en proportion de (en %):

0, de 10, de 20, de 30, de 40, et de 50. L'enrichissement du méthane avec de l'hydrogène contribue à l'augmentation des émissions de NO_x et la diminution des émissions des HC imbrulés dans la région du mélange pauvre à 1700 tr/min. Pour le cas particulier d'un mélange contenant 30% d'hydrogène avec une richesse de 0.65, le moteur a été testé pour diverses vitesses de rotation (1700, 2350 et 3000 tr/min) et diverses charges (pressions effectives moyennes au frein varie de 100 à 500 kPa). Les émissions de NO_x augmentent avec l'augmentation de la charge et sont dépendantes de la vitesse de rotation. Les émissions des HC diminuent avec l'augmentation de la charge indépendante de la vitesse. Le rendement thermique au frein s'est amélioré avec l'augmentation de la charge jusqu'à 2350 tr/min.

Dans une étude ultérieure réalisée par Hoekstra et al. [112], le test a été élargi, de façon à ce que 0.30 et 100% d'hydrogène dans les mélanges au méthane aient été examinés dans un moteur monocylindrique. Ce test a été réalisé avec une charge maximale et une vitesse de rotation de 1800 tr/min. L'objectif était de trouver des conditions de fonctionnement, qui auraient comme conséquence: les émissions de NO_x soient au-dessous des limites du véhicule à émission équivalente égale à zéro (VEZE), qui nécessite pas l'utilisation d'un convertisseur catalytique. On a constaté qu'en faisant fonctionner le moteur avec un mélange de 30% d'H_2, une valeur de la richesse de 0.53 et avec un moment optimal d'allumage, le moteur serait capable d'atteindre les limites de VEZE pour des émissions des NO_x de 8.9 ppm.

N.B. Anikin et al [113] ont étudié l'auto-inflammation du mélange méthane/hydrogène dans des oxydants O_2-N_2-Ar, dans une machine à compression rapide (MCR). Les délais d'allumage ont été mesurés pour φ = 1.0 et 0.5, des pressions de 15-70 bars et des températures de 950-1060 K, après compression et avec fraction d'hydrogène dans le mélange entre 0 et 1. Les délais d'allumage dans les mélanges méthane/hydrogène sont montrés pour être bien présentés par une relation simple de carburation citée dans la littérature [114]. Les résultats obtenus pour une fraction d'hydrogène de 50% dans le mélange pour φ = 0.5, sont essentiellement identiques à ceux pour φ = 1.0 (fig.3.10). Une très bonne convergence entre les mesures et les calculs en utilisant le mécanisme proposé par Petersen et al. Décrit dans [115], est observée pour tous les mélanges étudiés. Sur toute la gamme des températures et des pressions utilisées dans cette étude, les différences entre les valeurs mesurées et celles calculées du délai d'allumage sont meilleurs de 25% pour les mélanges hydrogène / méthane.

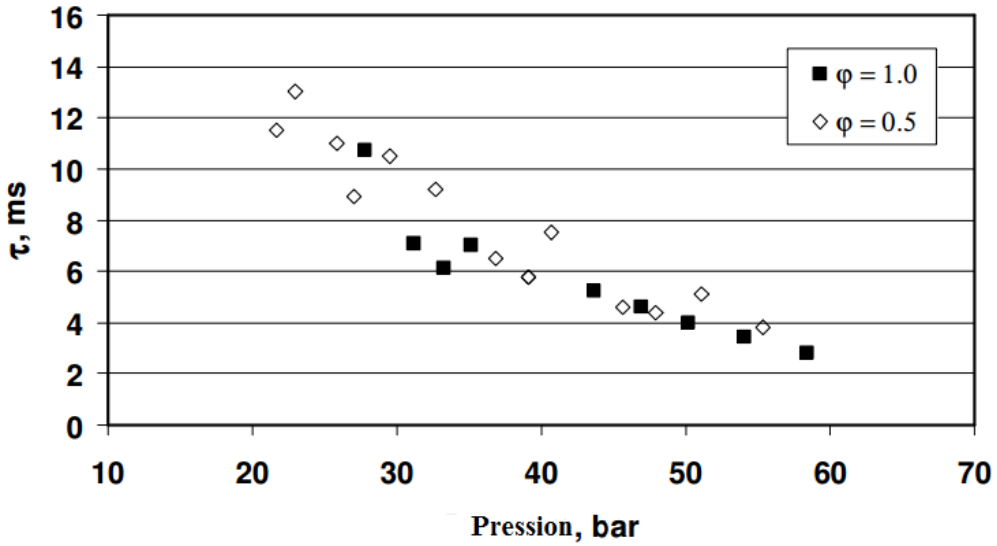


Fig. 3.10 Délais d'allumage mesurés pour mélange avec 50% d'H_2 en fonction de la pression avec température constante T_c = 995 ± 4 K et φ = 1.0, φ = 0.5 (N.B. Anikin et al [113]).

Park et al. [116] ont réalisé une étude numérique sur les effets d'ajout d'hydrogène et de la vapeur sur une flamme de diffusion à contre-courant méthane-air (fig. 3.11) avec le mécanisme GRI-Mech 3.0 (Smith et al., [117]).

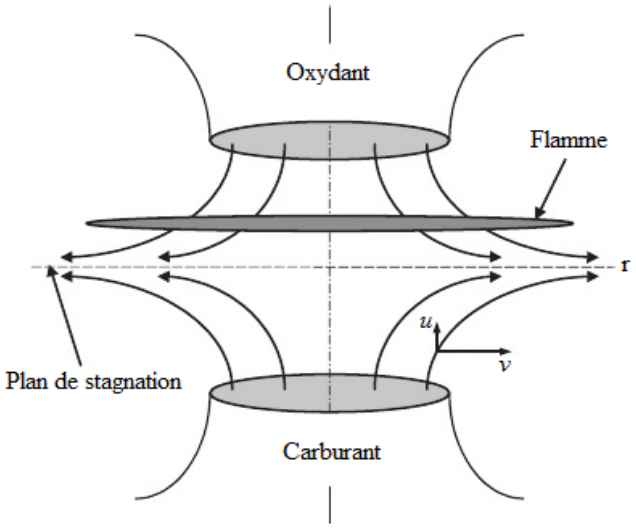


Fig. 3.11 Schema de la configuration de la flamme de diffusion à contre-courant (Park et al. [116]).

Les auteurs ont constaté que l'ajout d'hydrogène conduisait à une augmentation de la température de la flamme. Ils ont adopté les indices des émissions du CO, CO_2 et de NO_x proposés par Takeno et Nishioka[118].

$$EI_i = \frac{\int_0^L W_i \dot{\omega}_i dx}{\int_0^L W_{carb} \dot{\omega}_{carb} dx} \tag{3.4}$$

Où i = CO, CO_2, and NO.

W_i et $\dot{\omega}_i$ sont respectivement la masse molaire et la vitesse de production de l'espèce chimique i. Dans les flammes CH_4-H_2 de Park et al. [116], l'indice des émissions du CO augmente jusqu'à atteindre un maximum pour une fraction d'hydrogène égale à 30%, puis diminue alors que l'indice des émissions du CO_2 diminue avec l'ajout d'hydrogène, ce qu'ils expliquent par une concurrence entre la production du CO à travers la réaction HCO + H_2O = =H + CO + H_2O et la destruction du CO à travers la réaction d'oxydation du CO: CO + OH = =CO_2 + H. Pour la flamme CH_4 - H_2 et la flamme CH_4 - H_2 - H_2O, l'NO rapide (Fenimore) est plus grand que le NO thermique, et le total NO est principalement issu de l'NO Fenimore pour des grandes fractions molaires du méthane. La principale source de NO thermique est la réaction N + OH = NO + H. La réaction N + NO = N_2 + O contribue à la consommation de NO pour la flamme du méthane pur, mais la production de NO pour grandes fractions molaires d'hydrogène de la flamme CH_4 - H_2 et la flamme CH_4 -H_2 - H_2O.

3.5.1 Vitesses de propagation de la flamme

Scholte et Vaags en 1959 [119] et Miller et al. en 1963 [120] étaient les premiers chercheurs qui ont réalisé des travaux sur les vitesses de propagation de la flamme méthane/hydrogène. Scholte et Vaags [119] ont mesuré les vitesses de flammes laminaires méthane/hydrogène/air stabilisées sur un brûleur. Les auteurs ont constaté que les vitesses de flamme augmentent considérablement avec l'ajout d'hydrogène. Miller et al. [120] ont étudié l'influence d'ajout de 0.5% par volume de méthane sur la vitesse de flamme hydrogène/air par imagerie de particules d'oxyde de magnésium ensemencées. L'effet d'ajout d'hydrogène devient significatif seulement quand la fraction d'hydrogène dans le mélange atteint les 30%. Liu et al. [121] ont mesuré les vitesses de flamme méthane (0-100%)/ hydrogène par la méthode du tube pour une gamme de richesse allant de 0.6 jusqu'à 1.3. Tanoue et al. [122] ont mesuré les vitesses de flamme laminaire étirée d'un mélange méthane /(0-40%) hydrogène dans une bonbonne sphérique. Toutefois, ces auteurs n'ont pas pris en compte l'étirement du front de flamme et leurs mesures ne peuvent pas donc être directement comparées aux autres valeurs de la littérature.

Yu et al. [123] ont réalisé une étude expérimentale des vitesses des flammes laminaires du mélange méthane/air et propane/air avec et sans addition de petites quantités

d'hydrogène dans les conditions adiabatiques (pas d'échange de chaleur avec l'environnement). Un dispositif expérimental original a été utilisé; il consiste en un brûleur à contre-courant. La technique d'anémométrie Laser Dopler a été utilisée pour mesurer les vitesses de la flamme. Les valeurs ont été linéairement extrapolées afin de pouvoir considérer un étirement nul. Les vitesses de la flamme ont été mesurées pour des richesses comprises entre 0.4 et 1.4 et des fractions d'hydrogène variant de 0, 10, 20, 30, 40 et 50% (Figure 3.12). Ils ont constaté que les vitesses de la flamme augmentent de façon significative dès qu'on ajoute de l'hydrogène au mélange. La vitesse de flamme maximale d'un mélange 50%CH_4/50%H_2 (81 cm.s^{-1} à φ = 1.1) est deux fois plus élevée que la vitesse de la flamme du méthane (40.7 cm.s^{-1}) à pression atmosphérique. La vitesse de flamme maximale est obtenue à la même richesse (environ 1.1) pour tous les mélanges. À une richesse donnée, la vitesse de flamme varie linéairement avec la fraction d'hydrogène (en %). Dans des études plus récentes (Law et Kwon, [124], Huang et al. [71]), la dépendance de la vitesse de flamme et du pourcentage d'hydrogène n'est plus linéaire, mais exponentielle.

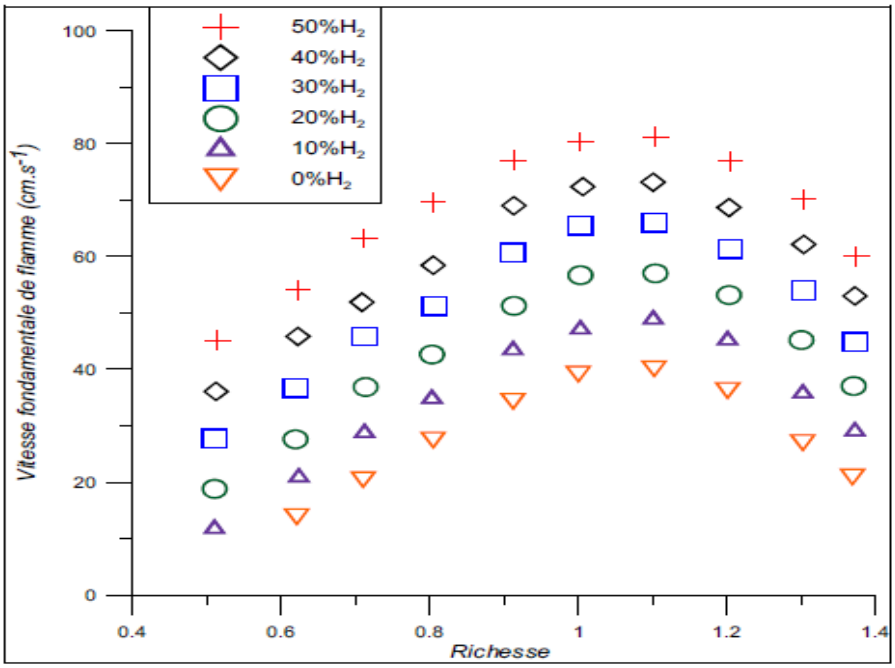


Fig. 3.12 Évolution des vitesses de propagation de flamme des différents mélanges méthane/hydrogène/air en fonction de la richesse (Yu et al. [123]).

Une corrélation a été proposée pour décrire l'évolution des vitesses de propagation de la flamme des mélanges méthane/hydrogène/air en fonction de la quantité d'hydrogène substituée au méthane:

$$S_L^0(\varphi_F, R_H) = S_L^0(\varphi = \varphi_F) + 83 \cdot R_H (\mathrm{cm.s^{-1}}) \tag{3.5}$$

Dans cette équation, $S_L^0(\varphi = \varphi_F)$ et $S_L^0(\varphi_F, R_H)$ sont respectivement les vitesses de flamme sans et avec hydrogène, R_H représente la fraction molaire d'hydrogène présent dans le combustible.

Ren et al. [125] ont mesuré les vitesses de flamme de mélanges méthane/hydrogène à pression atmosphérique dans les conditions de combustion en mélange pauvre (φ = 0.73, 0.68 et 0.63) pour une fraction molaire d'hydrogène limitée (0 à 8%) dans le combustible. Une augmentation de 20% est obtenue entre une flamme méthane (22 $cm.s^{-1}$) et une flamme mélange méthane/hydrogène CH_4/8%H_2 (27 $cm.s^{-1}$) à une richesse de 0.73. Ces valeurs expérimentales convergent avec les prédictions du mécanisme GRI 3.0 (Smith et al.[117]).

Law et Kwon [124] ont réalisé une étude expérimentale de la propagation des flammes sphériques prémélangées allumées par étincelle d'un mélange méthane/hydrogène/air dans une chambre de combustion à pression constante dans les conditions TPN (température et pression normales). Ce travail a été réalisé afin d'évaluer l'eficacité de la substitution partielle d'une partie de l'hydrogène au méthane (5, 10 et 15%), d'améliorer la sécurité d'utilisation d'hydrogène en général et les performances du moteur à combustion interne en particulier ainsi que la stabilité et la propagation d'une flamme hydrogène/air. L'étude expérimentale a été réalisée à l'aide de la chambre de combustion à pression constante décrite dans [126]. Trois différentes richesses ont été étudiées (φ = 0.6; 1 et 1.67). La séquence de propagation de la flamme a été visionnée par strioscopie et enregistrée à l'aide d'une caméra numérique à grande vitesse de mouvement, jusqu'à 8000 images/s. Les mesures ont été limitées aux flammes ayant des rayons plus grands que 5mm pour contre le mauvais allumage et plus petits que 20mm pour éviter les interférences du mur. La propagation de la flamme plane, non étirée, stable et adiabatique dans le domaine infini a été simulée en utilisant le code PREMIX de la flamme premélangée, laminaire, unidimensionnelle et stable (Kee et al. [127]). Tous les calculs ont été effectués avec le mécanisme d'oxydation des hydrocarbures détaillée du Qin et al. [128], ce qui permet la diffusion à plusieurs composants, la diffusion thermique et les propriétés de transport variables [129]. Les auteurs ont constaté que les vitesses de propagation de flamme diminuent respectivement de 17, 30 et 40% lorsqu'on remplace 5, 10 et 15% d'hydrogène par du méthane dans le cas des flammes pauvres et stoechiométriques. L'effet du méthane est beaucoup plus important dans les conditions riches en combustible. Par exemple, la vitesse de flamme est réduite de 66% lorsqu'on remplace 15% d'hydrogène par du méthane. Les prédictions du mécanisme de Qin et al. [128] sont satisfaisantes pour les mélanges stoechiométriques et riches, mais surestiment les valeurs expérimentales des mélanges pauvres.

Halter et al. [130] ont réalisé une étude expérimentale sur les effets de la pression (1, 3 et 5 atm) et de la substitution de 10 et 20% d'hydrogène sur les vitesses de propagation de la flamme méthane/air. Le dispositif expérimental est constitué d'une chambre de combustion sphérique. La visualisation de la flamme est obtenue par la méthode d'ombroscopie classique. La lumière parallèle a été créée par trois lentilles planes convexes (ayant des distances focales : 104 mm (L1), 300 mm (L2) et 22 mm (L3)) et de deux miroirs sphériques (SM1 et SM2,
f = 500 mm), comme indiqué sur la Fig. 3.13. Les images ont été enregistrées à l'aide d'une caméra vidéo à grande vitesse (Phantom V5) fonctionnant à 11.200 images /sec avec un temps d'exposition de 50 ms.

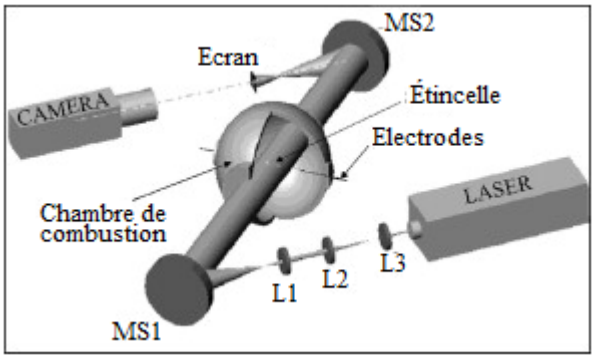


Fig. 3.13 Représentation schématique du dispositif expérimental (Halter et al. [130]).

Les résultats expérimentaux ont été comparés aux calculs en utilisant un schéma cinétique chimique détaillé (GRIMECH 3.0). Les profils d'évolution des vitesses expérimentales de flammes prémélangées CH_4/H_2/air présentent un maximum obtenu au voisinage d'une richesse égale à 1.1. Une vitesse maximale de 37.9 cm.s^{-1} est obtenue pour un mélange CH_4/air à pression atmosphérique; de 39.3 cm.s^{-1} pour un mélange CH_4/10%H_2/air et de 42.4 cm.s^{-1} pour un mélange CH_4/20%H_2/air. À la stoechiométrie, la vitesse d'une flamme CH_4/10%H_2 à 1 atm est de 40.81 cm.s^{-1}, de 23.8 cm.s^{-1} à 3 atm et de 21.1 cm.s^{-1} à 5 atm. Enfin, lorsque la pression augmente, la vitesse de combustion laminaire diminue pour tous les mélanges. Le domaine de pression est limité à 0.5 MPa en raison de l'apparition des instabilités à des pressions supérieures à cette valeur. . L'augmentation est prédite par le mécanisme GRI 3.0 (Smith et al. [117]), mais les valeurs modélisées sont surestimées.

Coppens et al. [91] ont réalisé des mesures de la vitesse de flamme adiabatique dans des mélanges (CH_4 + H_2)/O_2/N_2. On a fait varier la fraction d'hydrogène dans le combustible de 0 à 35%. Des flammes non étirées ont été stabilisées sur un brûleur à plaque perforée à pression atmosphérique (fig. 3.14).

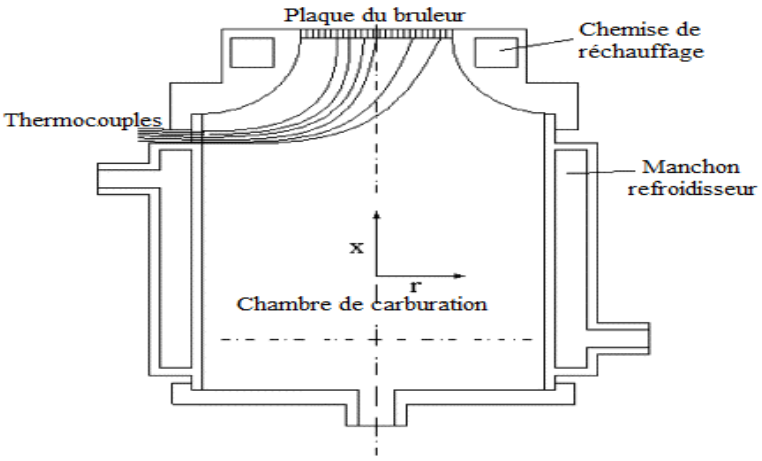


Fig. 3.14 Le brûleur utilisé dans le procédé de flux thermique (Coppens et al. [91]).

L'incertitude globale de la vitesse de flamme a été estimée à ± 0,8 cm.s^{-1}. La méthode du flux de chaleur a été utilisée pour déterminer les vitesses de flamme dans des conditions où la perte nette de chaleur de la flamme est égale à zéro. Une nouvelle corrélation pour la vitesse de flamme laminaire adiabatique des mélanges méthane + hydrogène + air dans des conditions normales a été obtenue. Les vitesses de flamme des mélanges de CH_4/H_2 sont globalement en accord satisfaisant avec les résultats de la littérature et avec les prédictions du mécanisme de Konnov, en particulier pour les mélanges pauvres, et en accord satisfaisant pour les mélanges riches (Figure 3.15).

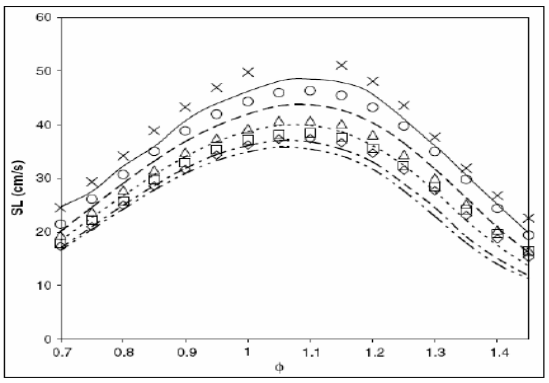


Fig. 3.15 Évolution des vitesses en fonction de la richesse pour des mélanges CH_4/H_2 dans l'air. Croix : 35% H_2, cercles : 25% H_2, triangles : 15% H_2, carrés : 5% H_2, diamants : 0% H_2; traits : modélisation (Coppens et al. [91])

Mandilas et al. [131] ont réalisé une étude expérimentale afin d'étudier l'influence de l'ajout de 30% d'hydrogène au méthane sur la vitesse laminaire de flamme. Les mesures ont été effectuées à une pression de 5 bars et la richesse a été variée de la limite d'allumage dans le mélange pauvre (φ = 0.6) à la limite d'allumage dans le mélange riche (φ = 1.4). La vitesse

de flamme de CH_4/H_2 est supérieure à celle du méthane pur dans les conditions de mélange pauvre et stoechiométrique allant même jusqu'à doubler pour un mélange très pauvre. Par exemple, la vitesse maximale du méthane est de 28 $cm.s^{-1}$ et celle du mélange CH_4/H_2 est de 38 $cm.s^{-1}$. Par contre, la vitesse de flamme de méthane/hydrogène est proche de celle du méthane pour des richesses supérieures à 2 d'après les auteurs.

L'augmentation de la vitesse de flamme laminaire est principalement responsable de l'augmentation de vitesse de flamme turbulente lors d'ajout d'hydrogène. Pour les mélanges pauvres iso-octane/air, l'addition d'hydrogène entraîne le rehaussement de la vitesse de flamme turbulente au-delà de celle prévue sur la base de la vitesse de flamme stratifiée.

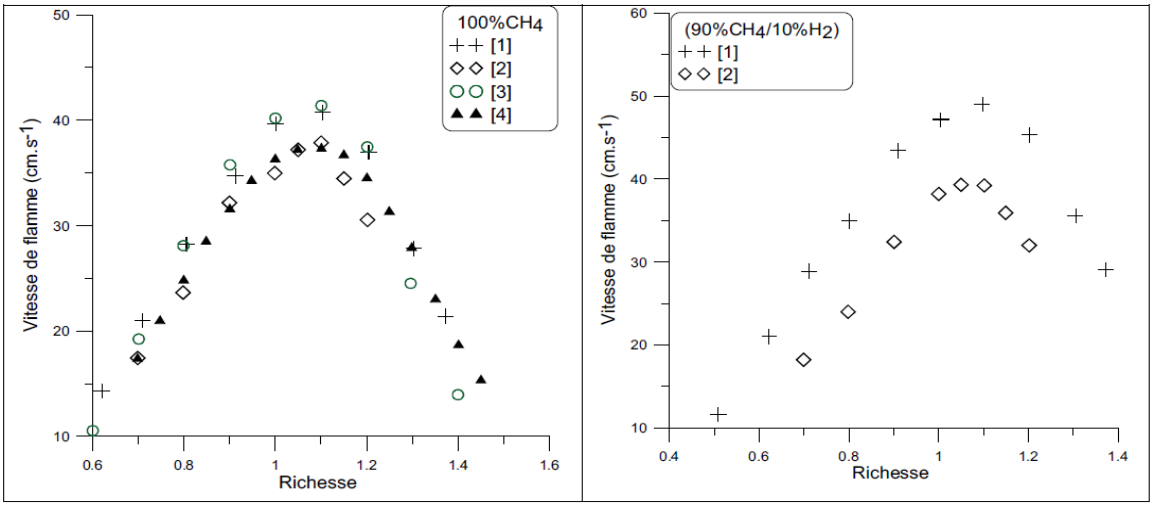
Dans le Tableau 3.5, on présente une synthèse des conditions expérimentales des différentes études réalisées sur les vitesses de flammes de propagation de méthane en présence d'hydrogène.

Tableau 3.5. Récapitulatif des conditions expérimentales des travaux relatifs aux vitesses de flammes méthane/hydrogène

Auteurs	Méthode expérimentale	% d'H_2	Domaine de richesse	T° (K)	Pression (atm)
Scholte et Vaags, [119]	Brûleur	44, 64, 80, 88, 100	$0.6 \leq \varphi \leq 1.7$	298	1
Miller et al., [120]	Brûleur	93	$\varphi = 1.75$	298	1
Milton et Keck, 1984	Enceinte sphérique	50	$\varphi = 1$	$300 \leq T \leq 500$	1
Yu et al., [123]	Brûleur à contre-courant	10, 20, 30, 40, 50	$0.5 \leq \varphi \leq 1.4$	298	1
Haniff, 1989	Brûleur	0 à 37.2	$0.8 \leq \varphi \leq 1.2$	298	1

Liu et al., 1991 [121]	Tube	0 à 100	$0.6 \leq \varphi \leq 1.3$	298	1
Ren et al., [125]	Brûleur	0 à 8	$0,63 \leq \varphi \leq 0,73$	298	1
Law et Kwon, [124]	Enceinte sphérique	85, 90, 95 substitué	$\varphi = 0.6; 1.0; 1.67$	298	1
Tanoue et al., [122]	Enceinte sphérique	0, 20, 40	$0.6 \leq \varphi \leq 1.4$	300	1
Halter et al.[130]	Enceinte sphérique	0, 10, 20	$0.7 \leq \varphi \leq 1.2$	298	1
Coppens et al., [91]	Brûleur	5, 15, 25, 35	$0.7 \leq \varphi \leq 1.5$	298	1
Mandilas et al., [131]	Enceinte sphérique	30	$0.6 \leq \varphi \leq 1.4$	600	5

Les vitesses de propagation de flamme des mélanges CH_4, $CH_4/10\%H_2$, $CH_4/20\%H_2$, $CH_4/40\%H_2$, sont tracées sur la figure 3.16.



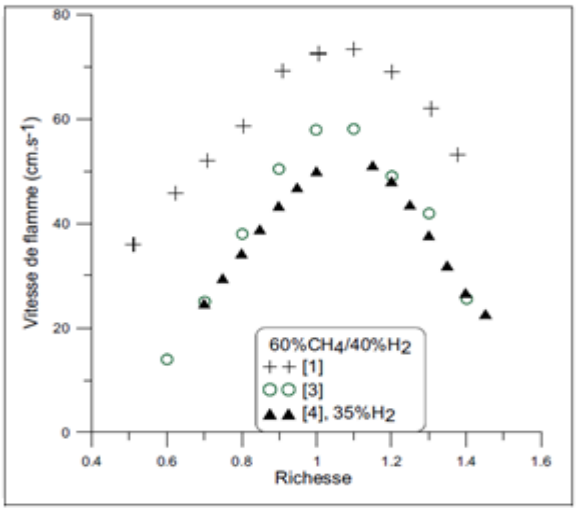


Fig. 3.16 Comparaison des vitesses de flammes expérimentales des mélanges CH_4, CH_4/10%H_2, CH_4/20%H_2, CH_4/40%H_2, T_{ini} = 298 K, P = 1 atm, (1 : Yu et al. [123], 2 : Halter et al. [130], 3 : Coppens et al. [91]).

3.5.2 Délais d'auto-inflammation

Le délai d'auto-infammation correspond au temps séparant la levée de l'aiguille de l'injecteur (c'est-à-dire de l'injection des premières gouttelettes de gazole) et le début de la combustion, il s'exprime en millisecondes ou en degrés de rotation vilebrequin. Le délai d'auto-inflammation est le temps nécessaire pour un mélange hydrocarbure/oxygène porté à certaines température et pression, de s'enflammer d'une manière indépendante sans apport extérieur d'une étincelle. Le délai d'auto-inflammation d'un carburant est influencé à la fois par les conditions de fonctionnement et d'injection et par les caractéristiques du carburant. Les dispositifs expérimentaux utilisés pour étudier les effets de ces différents paramètres sont variés. Des travaux ont en effet été réalisés sur des tubes à choc ou dans des machines à compression rapide.

Lifshitz et al. [132] ont réalisé une quarantaine de chocs dans un tube à choc à impulsion unique afin de tester l'influence de l'addition d'hydrogène en faibles quantités (2 à 15%) aux mélanges dilués méthane/air à des températures élevées (1500 à 2150 K), pour des pressions voisines de 10 atm et une large plage de richesse ($0.5 \leq \varphi \leq 2$). Ils ont constaté que la diminution des délais d'auto-inflammation pourrait être mise en corrélation avec la concentration de l'hydrogène. Elle est également directement lié à la chaleur dégagée par la combustion de l'hydrogène, qui agit comme un propulseur. Lifshitz et al. proposent une théorie basée sur les effets thermiques pour expliquer cet effet de l'hydrogène qui sera réfutée par la suite.

Cheng et al. [114] ont réalisé une étude expérimentale sur les délais d'auto-inflammation de onze mélanges méthane/hydrogène/oxygène dilués dans de l'argon en utilisant la technique de choc réfléchi (tube à choc). Les conditions expérimentales couvrent des températures de 800 à 2400 K, des pressions de 1 à 3 atm et des richesses de 0.5 à 1.5. Une corrélation de type Arrhenius généralisée est obtenue par l'ajustement des données expérimentales avec une méthode de régression non linéaire pour le méthane et pour l'hydrogène pur. On a observé que l'énergie d'activation globale du mélange est proportionnelle au rapport entre la concentration du CH_4 et du H_2. Ils ont proposé une expression pour le délai d'auto-inflammation du mélange méthane-hydrogène:

$$\tau = \tau_{CH_4}^{1-\xi} \cdot \tau_{H_2}^{\xi} \,, \tag{3.6}$$

ou le délai d'auto-inflammation du mélange CH_4/H_2 dépend des délais d'auto-inflammation du méthane et de l'hydrogène à la puissance (1- ξ) et ξ, où ξ est la fraction molaire de l'hydrogène dans le combustible. Cette corrélation contient le délai d'auto-inflammation pour le méthane τ_{CH_4}, comme pour l'hydrogène τ_{H_2}, issus des relations empiriques suivantes:

$$\tau_{CH_4} = 1.19 \cdot 10^{-12} \cdot [CH_4]^{0,48} \cdot [O_2]^{-1,94} \cdot exp(46.4/RT) \text{ en } \mu s \tag{3.7}$$

$$\tau_{H_2} = 1.54 \cdot 10^{-4} \cdot [H_2]^{0,14} \cdot [O_2]^{-0,56} \cdot exp(17.2/RT) \text{ en } \mu s \tag{3.8}$$

Les concentrations sont en mol.cm^{-3}, l'énergie d'activation en kcal.mol^{-1}. Le délai d'auto-inflammation calculé selon les équations ci-dessus pour un système de réaction prémélangé méthane-hydrogène-air est représenté sur la figure 3.17.

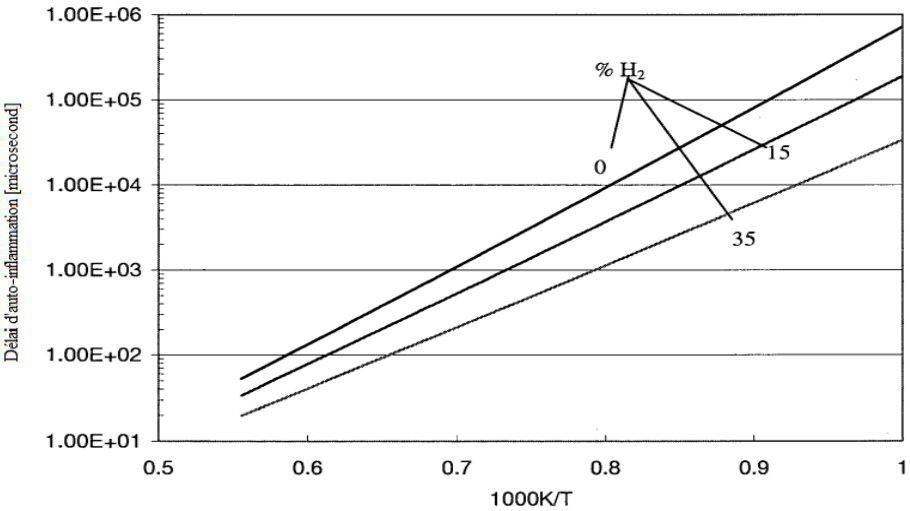


Fig. 3.17 Comparaison des délais d'allumage pour le mélange stoechiométrique méthane-air en utilisant l'équation d'Oppenheim avec différentes concentrations d'hydrogène à 1 atm (Cheng et al. [114])

Comme on peut le remarquer sur la figure 3.17, à pression atmosphérique, à 1000 K et avec 15% du méthane remplacé par de l'hydrogène, le délai d'auto-inflammation prédit par l'équation 1, est 4 fois plus court que le mélange promoteur libre, tandis qu'il est deux fois moins court quand la température dépasse les 1500 K. Une réduction supplémentaire peut être réalisée avec des grandes concentrations d'hydrogène. Avec 35% d'hydrogène ajouté au mélange et à une température de 1000 K, le délai d'auto-inflammation prédit est de près d'un ordre de grandeur plus court par rapport à celui du méthane pur.

Huang et al. [133] ont mesuré en tube à choc les délais d'auto-inflammation de deux mélanges stoechiométriques méthane/(15 ou 35%) hydrogène/air à des pressions élevées allant de 16 jusqu'à 40 atm, et des températures intermédiaires, plus proches des conditions du moteur situées dans l'intervalle de 1000-1300K. Il a été observé que l'effet promoteur de l'hydrogène croît avec la diminution de la température (figure 3.18). La différence entre le méthane pur et les mélanges de méthane/hydrogène est plus importante à 16 atm qu'à 40 atm. Par exemple, les délais d'auto-inflammation du mélange CH_4/35%H_2 à 1300K et 40 atm sont réduits d'un facteur 1.5 par rapport aux délais d'auto-inflammation du méthane pur. La même tendance est observée à 16 atm avec un effet plus important de l'hydrogène. Au contraire, l'effet de l'hydrogène semble inhibé à des températures inférieures à 1200 K. L'effet promoteur de l'hydrogène semble donc diminuer quand la pression augmente ou que la température diminue ($T \leq 1200K$). Cet effet est très léger sur l'inflammation du mélange CH_4/15%H_2 à16 atm et inexistant à 40 atm. Les énergies d'activation globale pour le méthane et le mélange CH_4/H_2 sont similaires dans ces conditions. L'effet de l'hydrogène serait, à la différence de ce que postulaient Lifshitz et al. [132], basé sur la cinétique. Fotache et al. [134] avait déjà fait cette hypothèse en analysant les températures d'inflammation d'un mélange méthane/hydrogène. Huang et al. ont réalisé aussi une étude numérique d'inflammation du mélange méthane / hydrogène / air sous les conditions expérimentales actuelles, en utilisant un mécanisme cinétique chimique détaillé. Le mécanisme a été modifié pour obtenir une meilleure convergence entre le modèle et les résultats expérimentaux. L'effet de l'hydrogène sur l'inflammation du méthane est principalement lié à la production et la consommation des radicaux H (hydrogène). Les résultats expérimentaux convergent avec les prédictions du mécanisme GRI 2.11 (Bowman et al. [136]) modifié par l'ajout de la chimie de CH_3O_2 et de $C_2H_5O_2$.

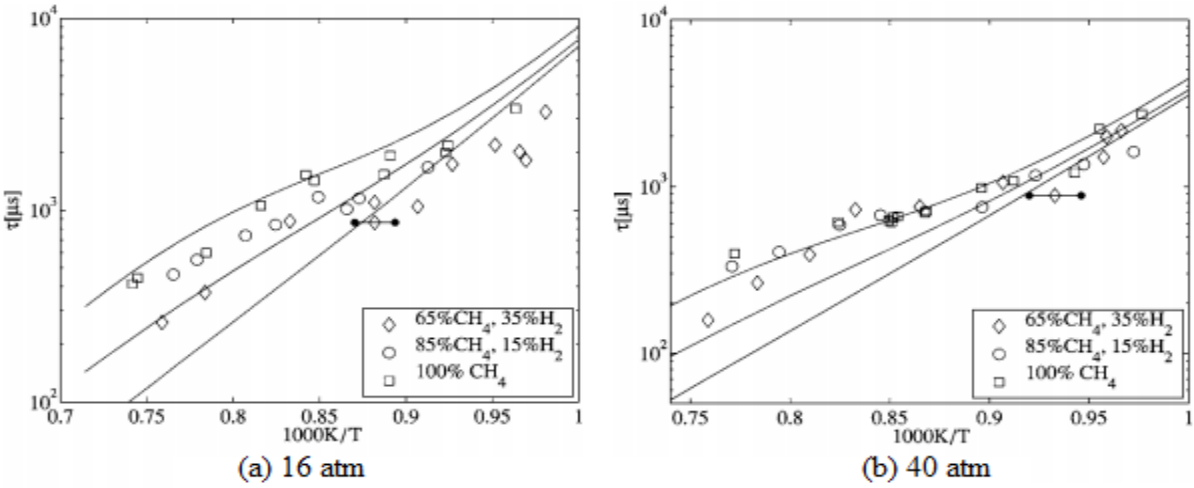


Fig. 3.18 Délais d'auto-inflammation mesurés et calculés du mélange testé. Symboles qui désignent les résultats expérimentaux: (□), méthane pur (φ =1), (○ mélange #1 (85%CH_4/15%H_2), ◇), mélange #2 (65%CH_4/35%H_2). Les lignes représentent le délai d'auto-inflammation du modèle actuel. Une erreur horizontale (−) représente l'incertitude typique dans la température expérimentale. (Huang et al. [133]).

Hadj Ali [136] a mesuré en tube à choc (fig. 3.19) les délais d'auto-inflammation du mélange CH_4/10%H_2 pour différentes richesses (φ = 0.5, 1 et 2) et pour une pression $p = 10\ atm$ et du mélange CH_4/40%H_2 pour des richesses (φ = 0.2, 0.5 et 1) et une pression $p = 14\ atm$ pour des températures comprises entre 1250 et 2000 K. Les résultats expérimentaux obtenus avec les deux mélanges méthane / hydrogène (10 et 40% H_2) ont servi à l'établissement d'une corrélation exprimant le délai d'auto-inflammation en fonction de la concentration de chaque composant du mélange (exprimée en mol/m^3) et de l'énergie d'activation (exprimée en J/mol). R étant la constante des gaz parfaits (8.314 J/mol.K) et T la température en Kelvin.

$$\tau_{CH_4/H_2} = 0.007 \cdot [CH_4]^{1.11} \cdot [H_2]^{-0.49} \cdot [O_2]^{-0.26} \cdot exp(146370/RT) \tag{3.9}$$

Cette corrélation est valable dans l'intervalle de température [1340-2040 K], dans la gamme de pression [8.7-15.1 bar] et la gamme de richesse [0.2-1]. Le coefficient de corrélation, R^2, est de 0.938. Hadj Ali a constaté que les délais mesurés à 1625 K augmentent considérablement lorsque la richesse augmente, mais l'effet est moins marqué à 1777 K.

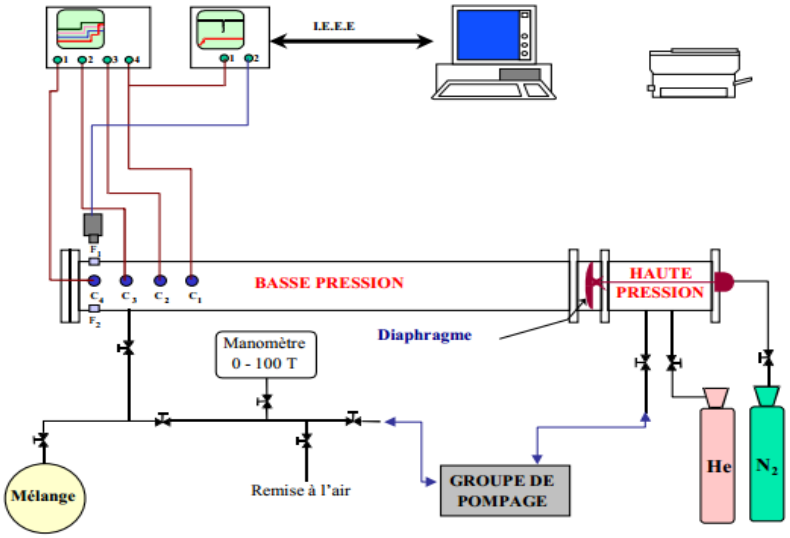


Fig. 3.19 Dispositif expérimental du tube à choc en acier inoxydable (Hadj Ali [136]).

Chaumeix et al. [137]) ont réalisé une série de mesures en tube à choc couplé à la spectrométrie d'émission, sur les délais d'auto-inflammation de mélanges CH_4/(0, 20% et 60%)H_2/O_2, pauvres (φ = 0.4 ÷ 0.75) et stoechiométriques (φ = 1) fortement dilués dans l'argon. La température varie de 1250 à 2000 K et la pression derrière les ondes de choc réfléchies se situait entre 0.15 et 1.6 MPa. Les délais d'auto-inflammation varient de façon exponentielle avec la température. Les longs délais d'auto-inflammation sont obtenus pour des mélanges pauvres: le délai d'auto-inflammation d'un mélange CH_4/60%H_2 est de 300 µs à 1650 K et à une richesse du mélange de 0.4, de 610 µs à une richesse de 0.7 et à la stoechiométrie du mélange, il est égal à 900 µs . Une corrélation de régression multiple est appliquée sur les valeurs expérimentales pour obtenir une expression d'Arrehenius modifiée du délai d'auto-inflammation τ_i, en fonction des conditions initiales de température, pression et concentrations.

$$\tau_{CH_4/H_2}\ (\mu s) = 5.96\cdot[CH_4]^{1.351}\cdot[H_2]^{0.124}\cdot[O_2]^{-0.103}\cdot exp(12177/T), \qquad (3.10)$$

où, les concentrations sont en mol.m^{-3} et la température en K.

L'erreur moyenne entre les valeurs calculées et expérimentales est égale à 14%.

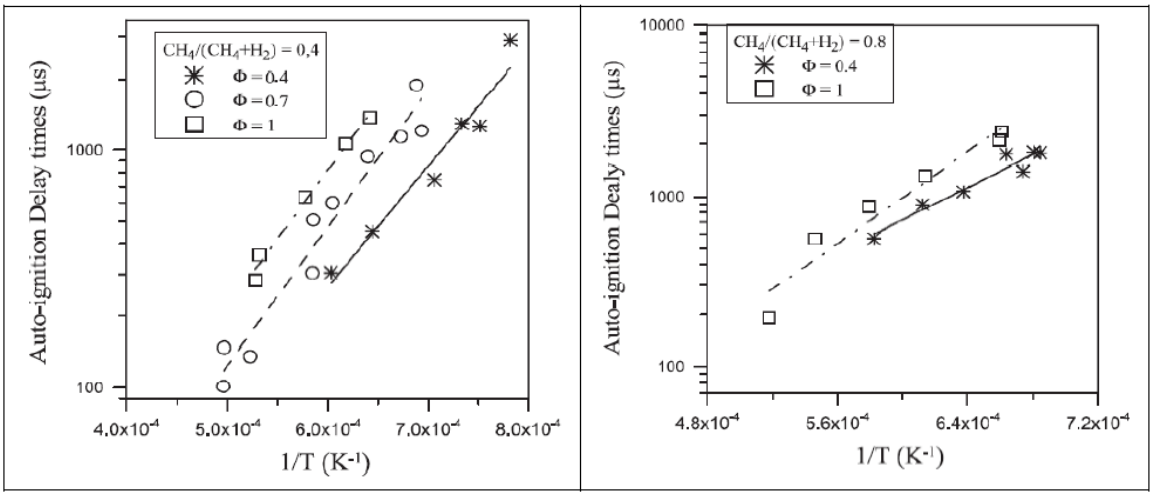


Fig. 3.20 Variation des délais d'auto-inflammation expérimentaux en fonction de l'inverse de la température à une pression de 1.9 atm derrière l'onde de choc réfléchie (Chaumeix et al. [137]).

Les délais d'auto-inflammation expérimentaux ont été comparés à ceux modélisés en utilisant quatre mécanismes différents de la littérature: Smith P et al. [117], Marinov et al. [138], Hughes et al. [139], Konnov [140]. Un important écart a été généralement constaté entre les différents modèles. Les prédictions du mécanisme de Konnov étant les plus proches des résultats expérimentaux.

Gersen et al. [141] ont mesuré dans une machine à compression rapide les délais d'auto-inflammation de mélanges méthane/hydrogène, pour une richesse de 1.0 et de 0.5, à 10 et à des pressions élevées (10-70 bars), pour des températures modérées allant de 950 jusqu'à 1060 K et des fractions d'hydrogène de 0, 10, 20, 50 et 100% dans le mélange combustible. Les délais d'auto-inflammation mesurés et calculés dans les mélanges de combustible sont représentés comme étant liés quantitativement à la fraction molaire d'hydrogène dans le combustible en fonction de la relation de mélange proposé dans la littérature [114]. À des faibles fractions molaires d'hydrogène (< à 20%), l'effet de l'ajout de l'hydrogène sur les délais d'auto-inflammation est modeste, mais il augmente quand la fraction d'hydrogène est supérieure à 50%. Par exemple, à des conditions fixées à 995 K et à 40 atm, les délais d'auto-inflammation des mélanges CH_4/50%H_2 et H_2 sont respectivement de 6 et 3 µs. De plus, à haute température, l'effet de l'hydrogène est plus prononcé qu'à basse température et haute pression. Il est intéressant de noter que les résultats pour les mélanges avec 50% d'hydrogène à $\varphi = 0.5$ sont essentiellement identiques à ceux de $\varphi = 1.0$. En utilisant le mécanisme de Peterson et al. [142], un très bon accord entre les valeurs obtenues par mesures et celles calculées est observé pour tous les mélanges de carburant étudiés. Sur l'ensemble de la plage

de fonctionnement des températures et des pressions utilisées dans cette étude, les différences entre les valeurs mesurées et calculées du délai d'auto-inflammation sont inférieures à 10% pour les combustibles purs et supérieures à 25% pour les mélanges hydrogène / méthane.

3.5.3 Espèces chimiques produites et flammes prémélangées

Très peu d'études expérimentales ont été publiées sur la structure de flammes prémélangées méthane/hydrogène. Néanmoins, on peut citer les travaux de Ren et al. [125], qui ont étudié la dynamique et la structure de mélanges pauvres CH_4/air. Le dispositif expérimental est une configuration d'écoulement à un seul jet dans un plan de stagnation, variante d'une configuration à jets opposés. La figure 3.21 illustre le schéma de la configuration, qui a également été utilisé dans des études précédentes [147]. Les flammes sont pratiquement en conditions adiabatiques et la température est maintenue aux environs de 900 K. Les auteurs présentent une structure de flamme CH_4/8%H_2 de richesse ϕ = 0.64 peu détaillée. Les profils de fraction molaire de H_2O, O_2, CH_4, CO_2, H_2 sont présentés (Figure 3.22, référence [125]). En général, un bon accord entre les données expérimentales et les simulations numériques a été trouvé, renforçant ainsi la validité du mécanisme GRI 3.0 décrit dans [117] pour ce mélange combustible. (GRI-Mech 3.0 est un mécanisme optimisé conçu pour modéliser la combustion du gaz naturel, y compris la formation de NO_x et de la chimie de rebrûlage).

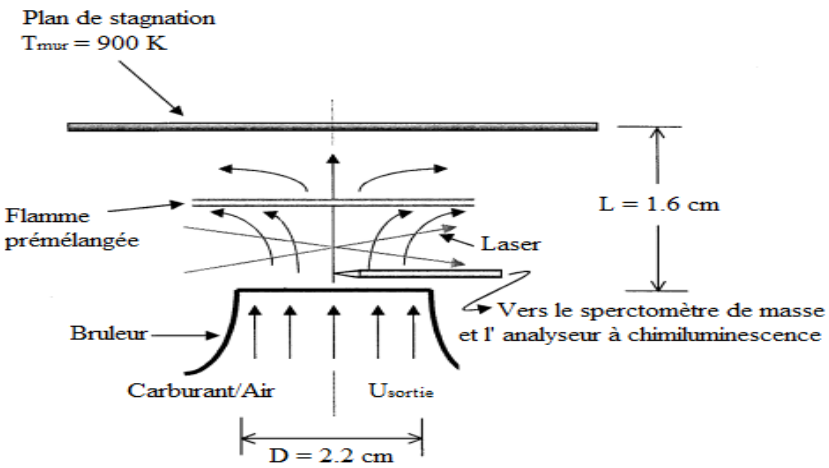


Fig. 3.21 Schéma de l'écoulement à un seul jet dans un plan de stagnation (Ren et al. [125]).

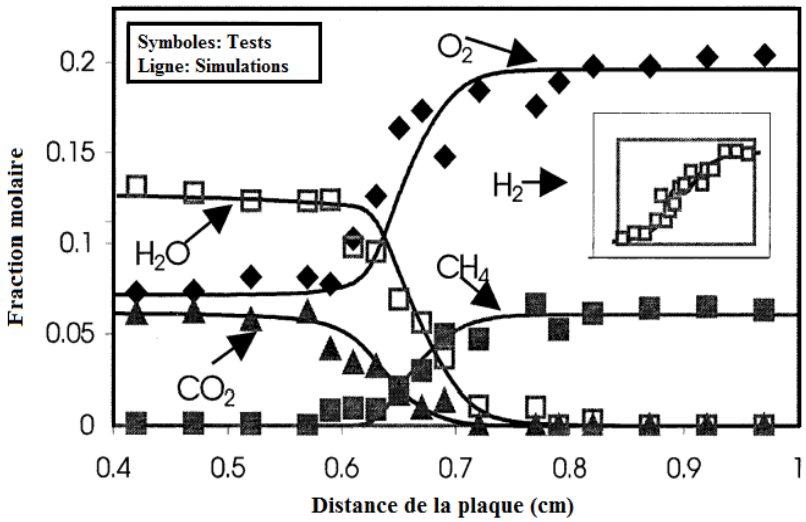


Fig. 3.22 Profils de fractions molaires expérimentales (symboles) et modélisées (traits) des espèces H_2O, O_2, CH_4, CO_2, H_2 dans une flamme $CH_4/8\%H_2$, φ= 0.65, (Ren et al., [125]).

Bagdanavicius A. et al. [143] ont réalisé une étude sur l'effet d'ajout d'hydrogène dans un moteur fonctionnant au méthane sur la flamme turbulente prémélangée. Les flammes pauvres, stoechiométriques et riches ont été testées à l'aide d'un brûleur Bunsen à pressions absolues de 3 et 7 bars, et des températures de 473, 573 et 673 K. Les mesures d'épaisseur de la queue de la flamme ont montré que la pression, la température et l'ajout d'hydrogène ont peu d'effet sur la structure du méthane et du mélange méthane/d'hydrogène pour le brûleur Bunsen testé. Deux importantes caractéristiques de la structure de flamme turbulente, à savoir l'épaisseur de flamme δ_T et la densité de surface de flamme Σ (air de flamme par unité de volume), ont été quantifiées et analysées. La densité de surface de flamme et le coefficient du modèle Bray-Moss-Libby $g/(\sigma_y L_y)$ pour le mélange étudié, ont été déduites. On n'a pas observé un effet significatif de la température, la pression et de la richesse.

Gauducheau et al. [144] ont mené une étude numérique des structures de flammes libres de prémélange méthane/hydrogène/air. Les profils des espèces ont été calculés pour les flammes $(90\%CH_4/10\%H_2)/O_2/N_2$ et $(80\%CH_4/20\%H_2)/O_2/N_2$ pour une richesse de 0.6 et à une pression de 30 atm et une température initiale de 700 K. Le mécanisme GRI 2.11 (Bowman et al., [135]) a été utilisé. Les profils des espèces et de la température sont restés presque identiques à ceux de la flamme méthane/air. Par contre, les concentrations des radicaux H, OH et O sont légèrement plus élevées (10%) dans le cas d'un mélange contenant de l'hydrogène. Pour ce qui est des produits de combustion, on constate une diminution de 12% de CO_2, de 15% de CO et une augmentation de 4% de H_2O. Cependant, les auteurs n'ont pas discuté ces résultats.

Tseng [145] a réalisé une étude numérique, en utilisant le mécanisme GRI 2.11 (Bowman et al., [135]), de l'effet de l'hydrogène sur la température maximale de flamme dans le cas de mélanges CH_4/H_2/air pauvres (φ = 0.8) contenant 60% d'hydrogène, dans les bruleurs à milieu poreux. Toutefois, l'ajout d'hydrogène au méthane ne semble pas avoir d'importants effets sur la température maximale de la flamme. L'énergie libérée dans la zone de flamme par la réaction chimique est équilibrée par la convection et la conduction. Bien que l'hydrogène a des températures de flamme adiabatique supérieures au méthane, il a aussi une conductivité plus élevée. De plus, la convection augmente également dans le cas de l'hydrogène en raison de la vitesse de flamme plus élevée. Par conséquent, la température maximale de la flamme varie peu quand on ajoute de l'hydrogène au méthane dans les brûleurs à milieu poreux. Les profils de fraction molaire des radicaux H et OH sont aussi présentés pour les flammes CH_4/air et CH_4/60%H_2/air. Les concentrations des radicaux dans la flamme du brûleur en milieu poreux sont plusieurs fois plus élevées que celles de la flamme libre. Ces fortes concentrations de radicaux peuvent conduire à l'accélération de la vitesse de réaction et à l'amincissement de la zone de réaction, et donc à l'augmentation de la vitesse de flamme. Tseng n'a pas présenté que les profils de fraction molaire de H et de OH (Tableau 3.6).

Tableau 3.6 Compositions initiales des structures de flammes CH_4/H_2 et espèces analysées (Tseng [145])

Auteurs	Flamme	φ	CH_4	H_2	O_2	N_2	Profils de fraction molaire
Gauducheau et al., [144]	CH_4/air	0.6	0.0591	0	0.1971	0.7437	15 espèces (à 30 atm)
Gauducheau et al., [144]	CH_4/20%H_2/air	0.6	0.0551	0.0138	0.1951	0.7361	15 espèces (à 30 atm)
Tseng, [145]	CH_4/air	0.8	0.0773	0	0.1933	0.7294	H, OH
Tseng, [145]	CH_4/60%H_2/air	0.8	0.0349	0.0523	0.1918	0.7211	H, OH
Ren et al., [125]	CH_4/8%H_2/air	0.62	0.0596	0.0052	0.1965	0.7387	O_2, CH_4, H_2, H_2O, CO_2

Uykur et al. [146] ont étudié les profils de température adiabatique de flammes laminaires prémélangées méthane/air stoechiométriques et pauvres (φ = 0.6) avec 20% d'hydrogène en utilisant les méthodes de simulation cinétique et chimique. Le logiciel de simulation cinétique CHEMKIN a été utilisé avec le mécanisme cinétique GRI 3.0 (Smith et al., [117]) à pression atmosphérique. Bien que tous les mélanges semblent avoir des profils de température similaires, les températures finales (températures, à la fin du domaine de calcul) varient pour les différents mélanges comme on le voit sur la Fig. 3.23. Bien que l'hydrogène ait une température de flamme plus élevée par rapport au méthane, la température de flamme du mélange a été augmentée de moins de 1%, même avec l'ajout de 20% de H_2. L'évolution de la fraction molaire finale de CO et de NO_x a été calculée pour les valeurs suivantes de la richesse: $0.6 \leq \phi \leq 1.4$. L'ajout de 10 à 20% d'hydrogène dans le mélange n'a qu'un simple effet sur l'amélioration de la vitesse de la flamme. Cependant, l'ajout d'oxygène et d'hydrogène dans le même rapport que l'on trouve dans l'eau s'est avéré bénéfique. L'amélioration de la vitesse de flamme du mélange méthane / air par l'addition de 10% d'hydrogène et de l'oxygène était équivalente aux améliorations obtenues par l'ajout de 20% d'hydrogène seulement. Dans les mélanges proches de stoechiométriques, l'ajout d'oxygène augmente sensiblement les concentrations de NO_x, mais pour les mélanges pauvres, on ne prédit pas d'augmentation de NO_x.

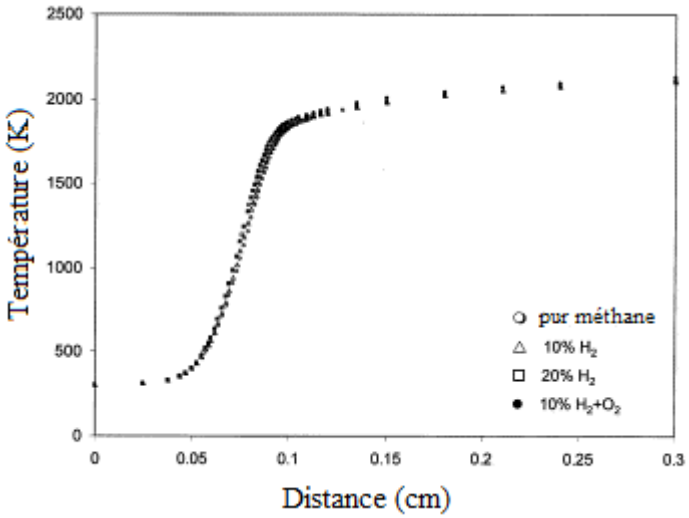


Fig. 3.23 Profil de température de propagation libre de flammes laminaires prémélangées des différents mélanges de carburant stoechiométriques (Uykur et al. [146]).

3.6 Mélange de l'hydrogène avec le gaz de pétrole liquifié

On peut citer le travail expérimental effectué par İsmet Çelikten, Can Çinar et E. İshak Yildiz [148] sur l'effet d'ajout d'hydrogène au gaz de pétrole liquéfié (GPL) (0%, 5% 10% et 15% en Volume), du point de vue performances et émissions dans un moteur quatre cylindres à allumage par étincelles (voir fig.3.24). L'essence a été utilisée comme carburant de base pour la comparaison. Les tests ont été réalisés pour une plage de vitesse de rotation allant de 1800 t/min jusqu'à 3200 t/min, avec papillon complètement ouvert.

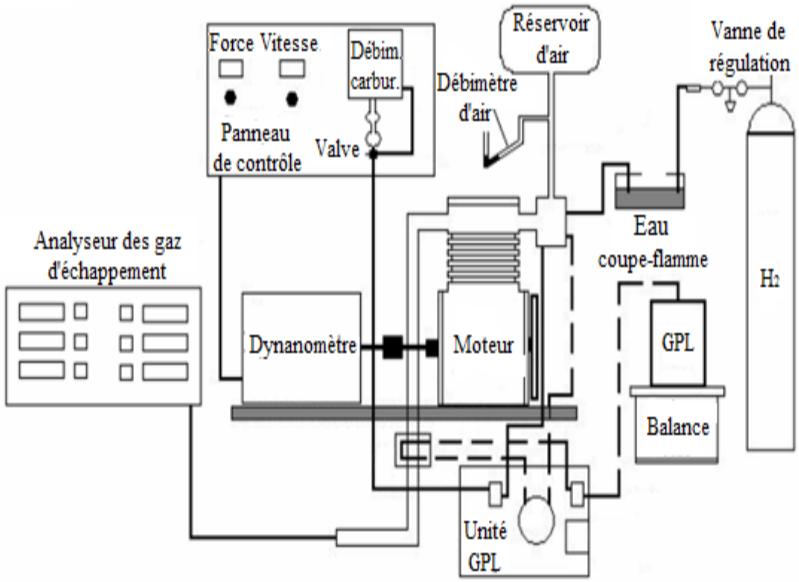


Fig. 3.24 Schéma des équipements expérimentaux (İsmet Çelikten et al. [148])

Les résultats obtenus sont:

- L'ajout de 15% d'hydrogène fait chuter la puissance de 15% par rapport au GPL. La puissance avec le GPL qui a chutée déjà de 4% par rapport à l'essence.
- La consommation spécifique diminue quand on augmente la quantité d'hydrogène ajouté (voir fig. 3.25).
- Le rendement énergétique diminue avec l'augmentation de la quantité d'hydrogène (voir fig. 3.26).
- Les émissions du CO et des HC diminuent avec l'ajout d'hydrogène par rapport à l'essence (voir fig. 3.27 et 3.28).

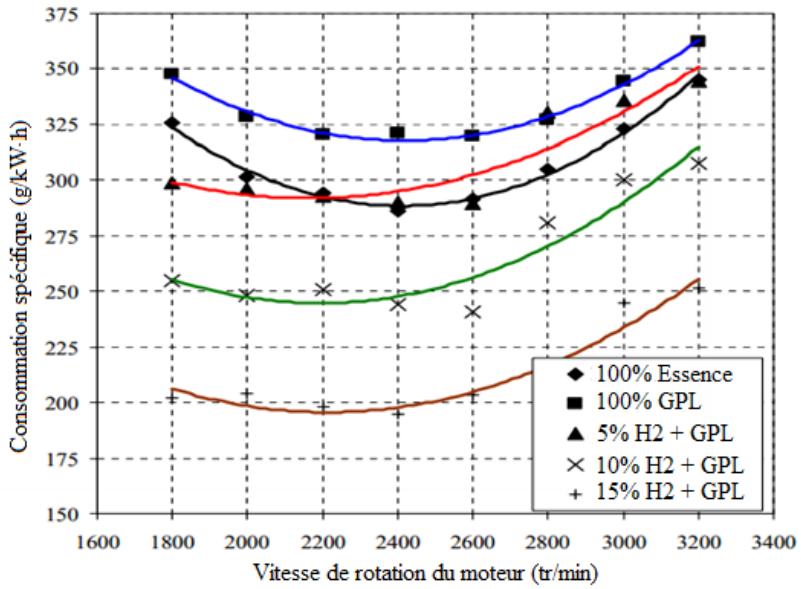


Fig. 3.25 Variation de la consommation spécifique en fonction de la vitesse du moteur (İsmet Çelikten et al. [148]).

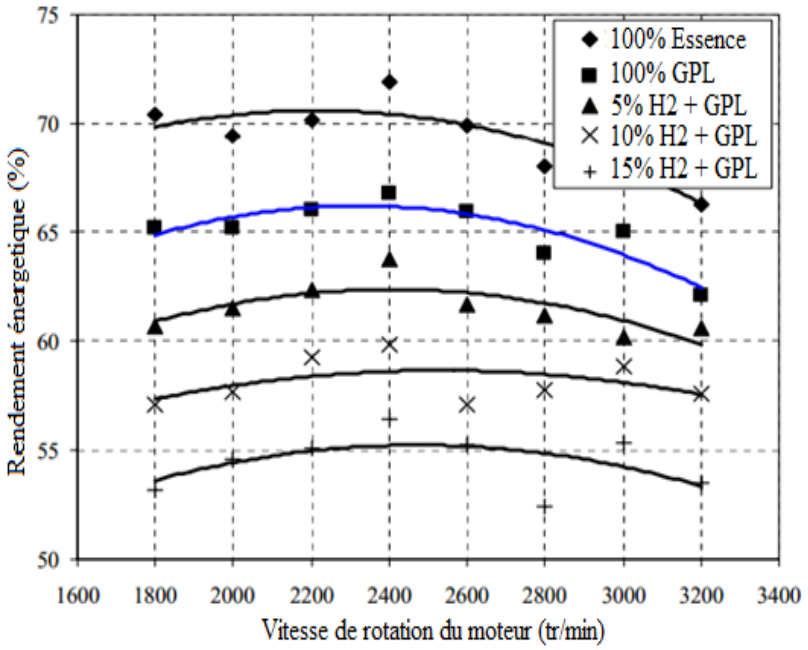


Fig. 3.26 Variation du rendement énergétique en fonction de la vitesse du moteur (İsmet Çelikten et al. [148]).

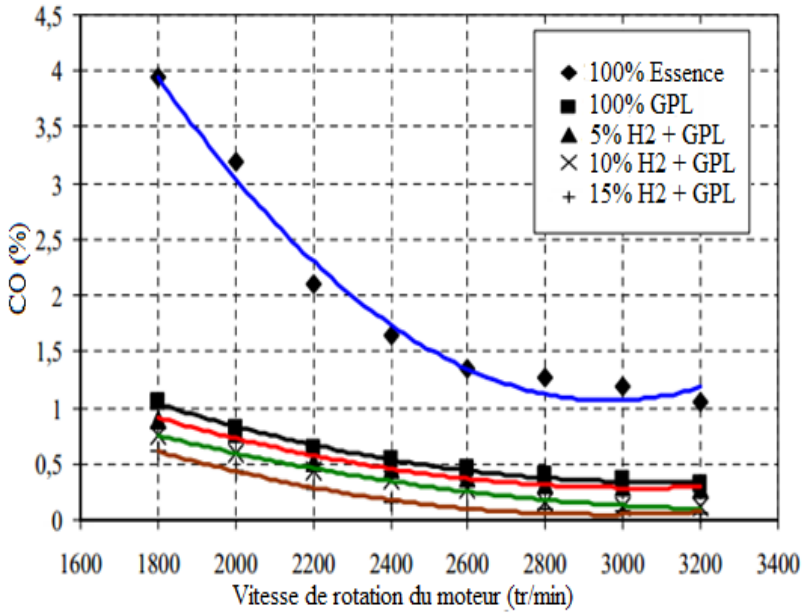


Fig. 3.27 Variation des émissions du CO en fonction de la vitesse du moteur (İsmet Çelikten et al. [148]).

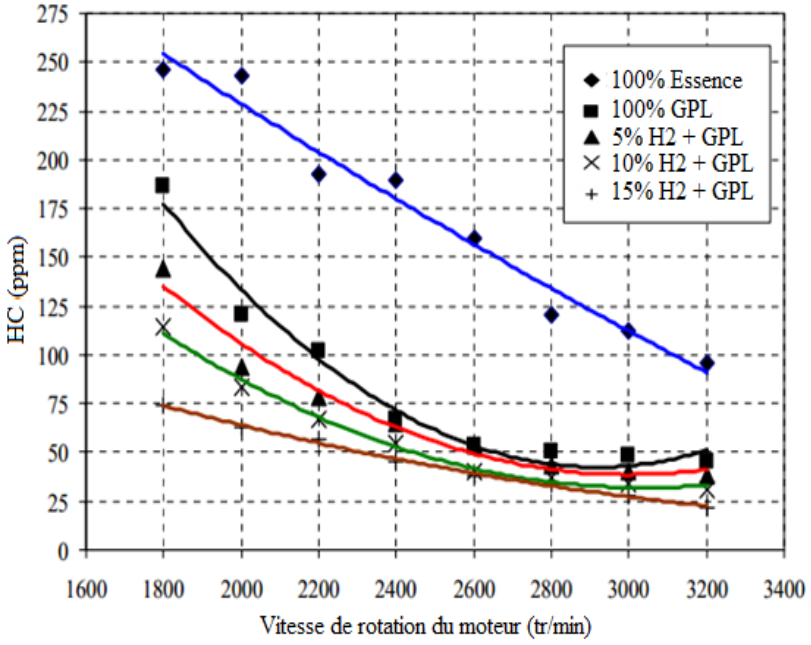


Fig. 3.28 Variation des émissions des HC en fonction de la vitesse du moteur (İsmet Çelikten et al. [148]).

Choi et al. [149] ont étudié les effets d'ajout d'hydrogène dans un moteur fonctionnant au gaz de pétrole liquéfié (GPL), sur les émissions des gaz d'échappement, sur l'efficacité thermique et sur les performances. L'augmentation du taux d'hydrogène diminue la pression effective moyenne (PEM), l'efficacité thermique ainsi que les émissions des hydrocarbures.

L'ajout de 20% d'hydrogène favorisera la diminution des émissions des NO_x de 20% en comparaison avec la combustion avec pur GPL.

3.7 Moteurs à combustion externe

La combustion externe est un concept nouvellement appliqué et inhabituel dans le domaine des moteurs à piston, qui est destiné à améliorer les performances et les émissions de moteurs à pistons alternatifs conventionnels, que nécessite l'industrie automobile.

Très peu sont les chercheurs qui osent s'aventurer dans ce domaine si complexe, mais néanmoins, certains tentent quand même d'étudier ce type de moteur.

Robert Bourque [150] a conçu un moteur à combustion externe utilisant de la vapeur selon le cycle Bourque décrit à la figure 3.30, ayant un bon rendement à pleine puissance et un rendement encore meilleur à faible puissance. Le moteur est compact avec un faible poids par unité de puissance. Les gains nets en efficacité calculée, en tenant compte de toutes les pertes et en fonction de la taille du moteur, varient de 28-32% à pleine puissance à 33-36% à des réglages de puissance normaux en route. Un brûleur à deux étages, 100% excès d'air, et une température de combustion au-dessous de 1500 °C, assurent la combustion complète de combustible et des émissions de NO_x négligeables. Le moteur peut brûler divers carburants et mélanges de carburant, ce qui devrait favoriser le développement de nouveaux carburants. On a conçu un logiciel qui calcule la puissance maximale, la charge partielle, l'analyse structurelle, le transfert de chaleur ainsi que les performances dans les véhicules spécifiés, en utilisant les normes SAE dans les conditions de conduite. La puissance des moteurs varie de 30 à 3200 ch. En général, la consommation de carburant doit être inférieure d'au moins 1.5 fois à celle des moteurs à essence et environ la même que les diesels fonctionnant à faible charge et à charge modérée.

Les avantages de ce type de moteurs sont:

- Haut rendement à charge partielle; économie de carburant élevée et faibles émissions de dioxyde de carbone.
- Capacité élevée de fonctionnement avec divers carburants.
- Émissions des NO_x négligeables et faibles émissions des autres polluants.
- Poids raisonnable et peu encombrant/aspect compact.
- Peu bruyant.
- Temps de réponse rapide et départ rapide.

- Des températures suffisamment basses qui ne nécessitent pas l'utilisation des alliages couteux.

Description du cycle Bourque :

La figure 3.29 montre le cycle Bourque sous forme de diagramme. L'écoulement d'air est montré en vert et celui de la vapeur est en bleu. La figure 3.30, extraite du brevet original, montre le cycle dans le plan température-entropie. Le côté gauche de la figure 3.30 montre le cycle de la vapeur à pleine puissance. Le côté droit de la figure 3.30 montre le cycle de la vapeur avec une vanne d'étranglement entre le générateur de vapeur et le détendeur (chemin G-G ').

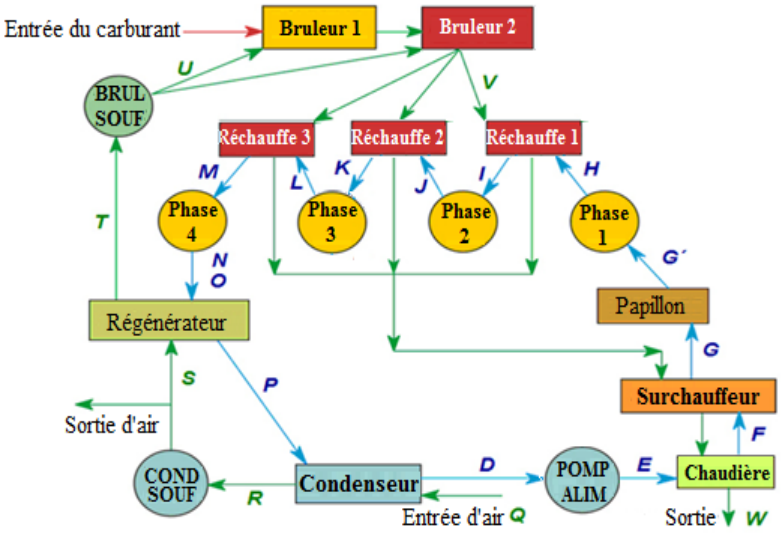


Fig. 3.29 Schéma-bloc du Cycle de Bourque (Robert Bourque [150]).

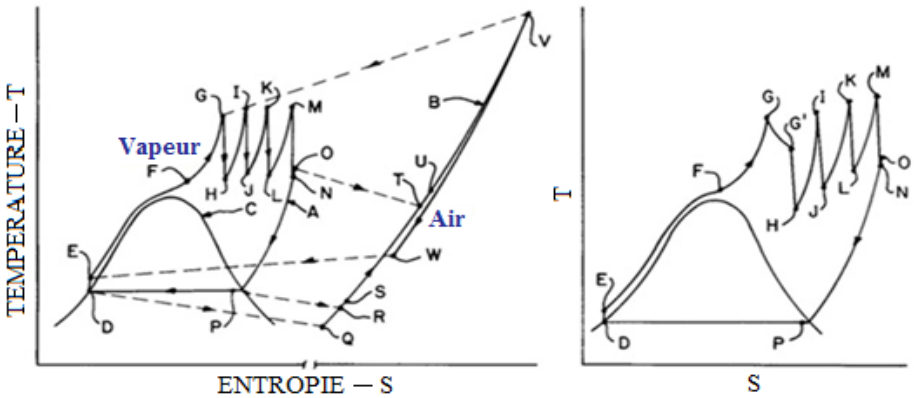


Fig. 3.30 Cycle de Bourque dans le plan température-entropie (Robert Bourque [150]).

Kang Ma et al. [151], ont étudié les effets des lois de transfert de chaleur sur l'optimisation du moteur pour un travail maximal. La loi généralisée de transfert radiatif de

chaleur $[q \propto \Delta(T^n)]$ est introduit dans un modèle de moteur à combustion externe ayant un piston mobile. Des exemples numériques d'optimisation avec les lois de transfert de chaleur linéaires phénoménologiques (n = -1), de Newton (n = 1), en carré (n = 2), cubiques (n = 3) et radiatives (n = 4) sont présentés et les résultats obtenus sont comparés. Ces résultats montrent que le travail et le rendement du moteur en mode de fonctionnement optimal cyclique et en mode de fonctionnement optimal semi-cyclique diminuent avec l'augmentation de la conductivité thermique, le travail, le taux de compression et le rendement en mode d'opération semi-cyclique sont plus grandes que ceux en mode d'opération cyclique. Bien que toutes les courbes de volume en fonction du temps du mode de fonctionnement optimal cyclique et des arcs d'Euler-Lagrange (EL) en mode de fonctionnement optimal semi-cyclique sont à peu près sinusoïdales et se composent de trois étapes avec les cinq lois de transfert de chaleur, les courbes avec diverses lois de transfert de chaleur sont différentes.

La modélisation d'un moteur Stirling est un problème complexe auquel de nombreux chercheurs se sont attelés. Elle met en jeu la modélisation des flux massiques, du flux thermique et des évolutions thermodynamiques.

La complexité de l'écoulement du fluide de travail et des échanges de chaleur associés dans l'absorbeur et le régénérateur rend la modélisation et la prédiction des performances de ce type de moteur, difficiles à réaliser. Dans le régénérateur, l'écoulement est turbulent, tridimensionnel et surtout oscillant et dans le réchauffeur (l'absorbeur); il est équivalent à un écoulement instationnaire dans une conduite cylindrique de petites dimensions soumise à un flux thermique non uniforme [152].

A cet effet, il existe trois niveaux d'analyse thermodynamique des moteurs Stirling: les analyses du premier ordre (dites approximatives), du deuxième ordre (découplées), et du troisième ordre (couplée) [153]. Celles du premier ordre permettent une évaluation approximative des performances du moteur. Les analyses du deuxième ordre permettent une première optimisation. Les méthodes de troisième ordre servent à réaliser des simulations fines de la distribution de masse, de pression et de température dans le moteur [154]. A ce niveau, l'utilisation des codes de calcul est indispensable.

G. Schmidt [155] en 1871, a développé la première modélisation zéro-dimensionnelle d'un moteur Stirling. Il a proposé une analyse, connue sous le nom d'analyse idéale, en se basant sur les modèles développés ultérieurement. L'analyse idéale repose sur la division du moteur en ses cinq régions élémentaires. On suppose qu'on peut définir une température caractéristique de chacun des cinq espaces élémentaires.

Les principales hypothèses du cycle Schmidt sont:

- Le gaz de travail obéit à la loi du gaz parfait
- La pression, variable au cours du cycle, est uniforme dans tout le moteur.
- Les échanges thermiques entre les zones chaudes et froides permettent d'obtenir une température constante.
- La température dans le régénérateur évolue de façon linéaire suivant l'écoulement entre la température froide et la température chaude.
- Les pistons respectent une cinématique sinusoïdale.
- Les variations de volumes dans les cylindres sont considérées sinusoïdales.
- La masse de gaz dans le moteur est constante au cours du cycle.
- Le régénération thermique est parfaite.

Cependant, la surface d'échange dans les moteurs réels aura tendance à être plutôt adiabatique. La première analyse de la non-isothermie a été proposée par Finkelstein [156]. Il a développé une analyse dans laquelle il a supposé que les deux espaces de travail sont parfaitement isolés. Il a introduit dans ce modèle le concept de température conditionnelle qui dépend du sens du flux. Le moteur Stirling est considéré comme un ensemble de cinq compartiments et les pertes thermiques et mécaniques sont négligées. Martini [157] a effectué une simulation numérique sur un moteur Stirling, divisé en cinq espaces de travail en supposant que les températures du fluide de travail dans l'espace de compression et celui de détente sont uniformes et les températures du réchauffeur et du refroidisseur sont constantes, tandis que la température du régénérateur a un profil linéaire.

Les moteurs Stirling réels sont confrontés aux différents types de déperditions, telles que les pertes thermiques et mécaniques. Les études menées par Ureili et Berchowitz [158] montrent nettement que le modèle adiabatique à transfert de chaleur imparfait ou modèle dit 'à écoulement quasi permanent' est plus performant que le modèle dit 'à écoulement permanent'.

Le prolongement de ce travail de modélisation adiabatique idéale consistera à développer des modèles instationnaires. Parlak et al. [159] développent un modèle adiabatique qui diffère des modèles idéaux présentés précédemment. Cette modélisation, en se basant sur celle de Urieli et Berchowitz [158], considère les volumes de compression et de détente adiabatique et les échangeurs imparfaits. De ce fait, si la température de chaque zone est uniforme, chacune évolue au cours du cycle.

M. Abbas et al. [160] ont présenté une modélisation dynamique d'un moteur Stirling de type gamma, basée une approche quasistationnaire. Le programme de calcul élaboré en

utilisant Matlab a permis d'optimiser la géométrie du réchauffeur, du refroidisseur et de la matrice solide du régénérateur, la température de la source chaude (réchauffeur) et de la source froide (refroidisseur), ainsi que la vitesse de rotation, et enfin le volume mort de l'espace de compression.

Cette étude a permis de faire les conclusions suivantes:

- Le choix des diamètres de l'échangeur n'est pas arbitraire, il devrait être aussi petit que possible.
- Afin d'obtenir des meilleurs rendements du moteur Stirling (rendement du régénérateur), la vitesse de rotation doit être réduite.
- Les volumes morts, pour une puissance élevée, doivent être égales à 10 cc pour ce cas.
- Le maillage de la matrice solide plus fin améliore le rendement du régénérateur.

H. Bardaweel et al. [161] ont caractérisé le cycle thermodynamique d'un micro-moteur thermique à résonance, à base de MEMS (voir nomenclature). Le moteur thermique est un micro moteur à combustion externe (voir fig. 3.31) en forme de cavité encapsulée entre deux membranes. La cavité est remplie de mélange saturé liquide-vapeur. Pour caractériser le cycle de résonance du moteur, la pression et le volume à l'intérieur de la cavité du moteur sont mesurées tout en supposant que le milieu est saturé et en utilisant des mesures de pression, de température et d'entropie à l'intérieur de la cavité du moteur. La chaleur est ajoutée au moteur et rejetée du moteur à une fréquence correspondant à la fréquence de résonnance du moteur. Les deux diagrammes pression-volume (fig. 3.32) et température-entropie (fig. 3.33) sont utilisés pour étudier le cycle thermodynamique du micro-moteur thermique résonant.

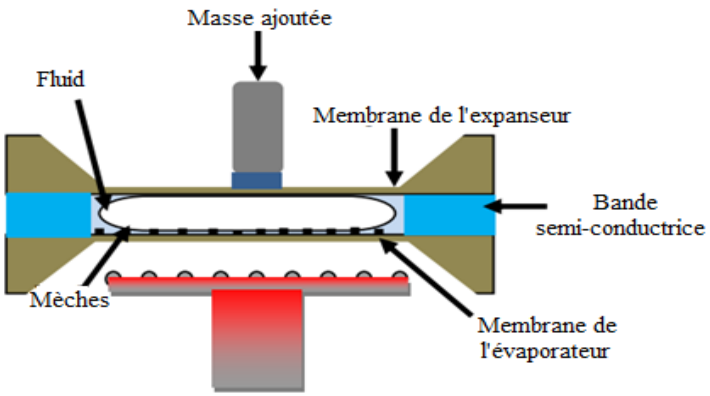


Fig. 3.31 Schema du micro moteur thermique (H. Bardaweel et al. [161]).

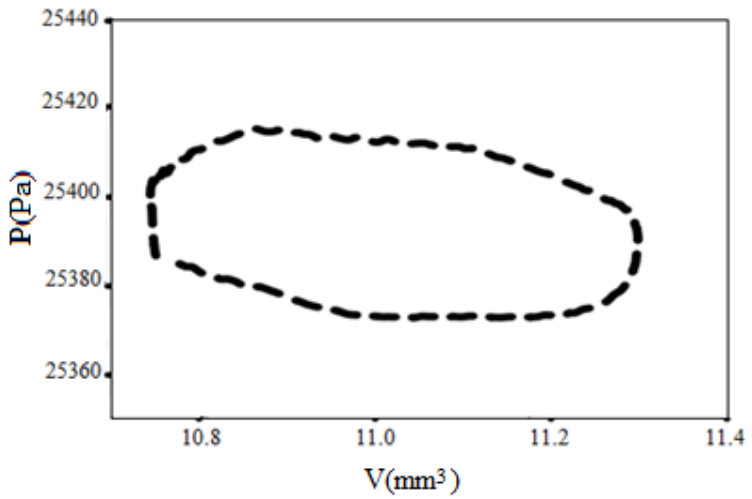


Fig. 3.32 Diagramme pression-volume (H. Bardaweel et al. [161])

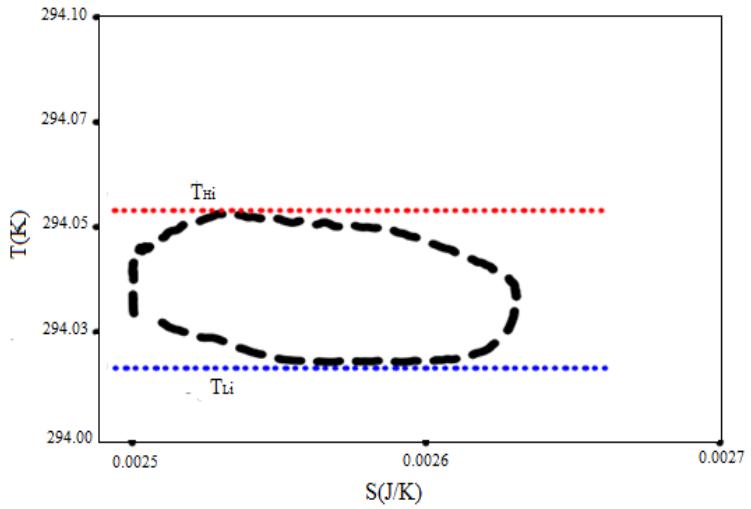


Fig. 3.33 Diagramme entropie-température (H. Bardaweel et al. [161]).

Les résultats montrent que le cycle de travail est à peu près de forme rectangulaire et se compose de deux processus de température constante et deux processus de volume constant. Les variations maximales de pression et de volume mesurées à l'intérieur de la cavité du moteur sont respectivement 45 Pa et 0.55 mm^3. Les résultats montrent que pour un apport de chaleur de 1 mJ, le moteur fonctionne sur une différence de température très faible. Cette faible différence de température est principalement attribuable au stockage thermique important de la structure du moteur, des membranes et des mèches. Le rendement exergétique (appelé aussi rendement selon la seconde loi ou rendement rationnel) mesuré du micromoteur thermique est de 16%.

3.8 Synthèse de la revue de littérature

Pour ce qui est des moteurs fonctionnant à l'hydrogène pur, le retour des flammes a été un obstacle particulièrement tenace au développement de ce type de moteurs. La plupart, sinon la totalité, de la littérature mentionne que le retour des flammes se produit seulement quand le mélange combustible est présent dans la tubulure d'admission (formation externe du mélange gazeux), c'est à dire dans les moteurs à injection indirecte du mélange combustible.

Plusieurs méthodes de formation du mélange dans les moteurs à hydrogène ont été testées, afin d'éviter le phénomène du retour des flammes. Dans ce contexte, on peut citer l'injection d'eau, l'introduction tardive de l'hydrogène et l'injection directe, qui sont toutes principalement destinées à retarder ou à empêcher le retour des flammes.

Quant au phénomène du cliquetis dans les moteurs alimentés par hydrogène, il a été mal expliqué. Il y'avait des revendications totalement contradictoires dans la littérature. Néanmoins, on peut mentionner que la réduction de la vitesse de montée en pression peut être plus efficace pour contrôler les cliquetis que la limitation de la durée de combustion

L'examen de la littérature lié aux études expérimentales sur ce type de moteurs montre que le pré-allumage est un facteur limitant pour les taux de compression, le moment d'allumage et les richesses du mélange.

La littérature sur la simulation des moteurs à hydrogène est assez rare. Néanmoins, certains auteurs ont utilisé le modèle à deux zones quasi-dimensionnel, les modèles zero-et multi-dimensionnels et le code de simulation du moteur Kiva-3V, afin de simuler de tels moteurs. La caractéristique importante de Kiva-3V est que c'est un code source ouverte, qui peut être modifié selon les demandes de l'utilisateur. L'approche zéro-dimensionnelle ne permet pas d'atteindre les résultats obtenus par des modèles dimensionnels ou par l'expérimentation, mais présente un intérêt majeur pour les études paramétriques. La turbulence est un phénomène tridimensionnel qui est bien simulé par les simulations multidimensionnelles, qui permettent de déterminer les coefficients de transfert de chaleur sans faire appel à des expérimentations en laboratoire.

Les études sur l'utilisation du gaz naturel à l'état pur comme carburant de substitution en remplacement des énergies fossiles, se sont beaucoup développées ces dernières années. le gaz naturel est un mélange gazeux qui possède un fort potentiel dans l'aspect dépollution, mais aussi dans l'aspect performance quant à son utilisation comme carburant.

Par contre, le mélange du gaz naturel avec l'hydrogène reste un domaine très peu étudié. On a commencé à s'intéresser à la combustion de ce genre de mélange que depuis peu de temps. Quelques articles seulement ont été publiés sur ce sujet.

L'ajout d'hydrogène au gaz naturel donne la possibilité au moteur de fonctionner avec un mélange pauvre sous des conditions de charge partielle.

L'ajout de l'hydrogène au gaz naturel améliore: le rendement du moteur et sa pression moyenne efficace. Il réduit les durées de combustion, l'émission de CO_2 (en raison de la diminution du taux de C/H) et la consommation de carburant. Les émissions de NO_x sont, au contraire, plus élevées que celles du gaz naturel pur en raison de l'augmentation de la température à l'intérieur du cylindre, pour un rapport d'équivalence donnée. Quoi qu'il en soit, l'utilisation des mélanges pauvres ou l'EGR réduit vraiment les émissions de NO_x et entraîne une augmentation supplémentaire du rendement du moteur. Néanmoins, la possibilité de réduire le NO_x sans augmenter les émissions des HC par l'ajout d'hydrogène pour prolonger la limite du mélange pauvre est confirmée. Une bonne combustion du mélange Hydrogene /Gaz naturel contribue à maintenir les émissions des HC faibles. En plus, la vitesse de flamme laminaire du gaz naturel est inférieure à celui de l'essence et l'addition de l'hydrogène, qui présente une vitesse de flamme laminaire environ huit fois supérieure à celle du gaz naturel, améliore de manière significative cette propriété principale de combustion.

Le gaz naturel comprimé enrichi par hydrogène (GNCH) est vraisemblablement une alternative potentielle aux carburants issus des hydrocarbures dans les moteurs à combustion interne. Des recherches expérimentales sur l'utilisation de ce genre de carburant ont été conduites pendant plus de dix années et sont toujours en cours.

Bien que l'addition d'hydrogène augmente les émissions des NO_x, elle s'est avérée bénéfique simultanément pour l'économie du combustible, la pression moyenne effective, le rendement thermique indiqué et pour les émissions des HC.

Plusieurs nouveaux moteurs dont le moteur de Strinling peuvent permettre de réduire les problèmes associés à la combustion classique. Cependant, ils restent sujettes à la variabilité cycle à cycle ou variabilité cyclique de combustion (VCC) qui limite leurs performances. Ces variabilités, qui sont d'une grande importance dans les moteurs fonctionnant avec un mélange pauvre, peuvent en effet être abaissées par l'ajout d'hydrogène. L'ajout d'hydrogène peut aussi faire diminuer le couple maximal et le coefficient de variation (CoV) de la pression maximale (P_{max}) et de la pression effective moyenne indiquée (PEMI).

Peu d'études ont été réalisées sur l'effet d'ajout d'hydrogène au méthane. Cette addition conduit à une augmentation des vitesses de propagation de flammes et une

diminution des délais d'auto-inflammation. L'hydrogène réagit avec le combustible ou les radicaux pour former des radicaux OH et donc augmenter la réactivité. Autrement dit, l'état de rotation le plus énergétique de la molécule d'hydrogène est caractérisé par un haut potentiel électrique (appelé réactivité), qui attire les atomes d'oxygène supplémentaires. Cette « amélioration » de l'oxydation (on parle alors de mélange plus rapide & plus homogène) accroît sensiblement l'efficacité de combustion.

D'après la littérature, malgré que l'ajout d'hydrogène au GPL favorisera la diminution des émissions des NO_x, du CO, des HC et la consommation spécifique du carburant, il fait chuter la puissance du moteur et diminuer le rendement énergétique.

Peu d'études concernant les moteurs à combustion externe à l'échelle du laboratoire ont été réalisées en mettant en oeuvre différents types de conceptions et de modèles. Une description plus au moins détaillée de ces conceptions a été présentée dans cette partie afin de les caractériser tant au niveau de leur géométrie qu'en termes de paramètres de fonctionnement, ainsi que des modèles, pour éclaircir l'approche et la méthodologie suivies.

Concernant ces études, j'ai fait un bilan des principales réalisations dans ce domaine de point de vue conception et modélisation. Les principales conclusions obtenues sont les suivantes:

- Le concept de moteurs à combustion externe pourrait apporter une solution au problème de la pollution de l'air avec des faibles émissions de NO_x et des autres polluants.
- Le MCE peut être considérablement plus silencieux que le moteur diesel, tel que perçu à l'extérieur du véhicule.
- La consommation de carburant d'un véhicule automobile équipé avec un moteur à combustion externe était considérablement plus élevée que celle d'un véhicule propulsé par un moteur diesel.
- Le moteur sus-mentionné peut fonctionner avec divers carburants et mélanges.
- Ce type de moteurs possède un haut rendement à charge partielle.

3.9 Références

[1] Bardon M.F. and Haycock R.G. The hydrogen research of R.O. King. 14th World Hydrogen Energy Conference, invited paper, Montreal, Canada, 2002.

[2] MacCarley C.A. A study of factors influencing thermally induced backfiring in hydrogen fuelled engines, and methods for backfire control. 16th IECEC conference, Atlanta, USA, 1981.

[3] Das L.M. Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application. International Journal Hydrogen Energy, 27:479–487, 2002.

[4] Lucas G.G. and Morris L.E. The backfire problem of the hydrogen engine. Symposium organized by the university's internal combustion engine group, King's College, London, UK, 1980.

[5] Das L.M. Hydrogen-oxygen reaction mechanism and its implication to hydrogen engine combustion. Int. J. Hydrogen Energy, 21:703–715, 1996.

[6] Berckmuller M. et al. Potentials of a charged SI-hydrogen engine. SAE, paper N°2003-01-3210, 2003.

[7] Stockhausen W.F. et al. Ford P2000 hydrogen engine design and vehicle development program. SAE, paper N°2002-01-0240, 2002.

[8] R.K. Rajput. Internal Combustion Engines. Laxmi Publications (P) LTD, 2005, 1027 pages, p. 59.

[9] Project Coordinator Motor Vehicles and Road Transport, TUV Rheinland e.V. for the Federal Ministry for Research and Technology. Alternative energy sources for road transport - hydrogen drive test. Technical report, TUV Rheinland, 1990.

[10] Kondo T., Iio S., and Hiruma M. A study on the mechanism of backfire in external mixture formation hydrogen engines –about backfire occurred by the cause of the spark plug - SAE, paper N°971704, 1997.

[11] Swain M.R., Schade G.J., and Swain M.N. Design and testing of dedicated hydrogen fueled engine. SAE, paper N°961077, 1996.

[12] Koyanagi K., Hiruma M. and Furuhama S. Study on mechanism of backfire in hydrogen engines. SAE, paper N°942035, 1994.

[13] Lee J.T., Kim Y.Y., Lee C.W., and Caton J.A. An investigation of a cause of backfire and its control due to crevice volumes in a hydrogen fueled engine. ASME Spring Technical Conference, paper N°2000-ICE-284, San Antonio, USA, 2000.

[14] Tang X. et al. Ford P2000 hydrogen engine dynamometer development. SAE, paper N°2002-01-0242, 2002.

[15] Akagawa H. et al. Development of hydrogen injection clean engine. 15th World Hydrogen Energy Conference, paper nr 28J-05, Yokohama, Japan, July 2004.

[16] Lee S.J., Yi H.S., and Kim E.S. Combustion characteristics of intake port injection type hydrogen fueled engine. International Journal Hydrogen Energy, 20:317–322, 1995.

[17] Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill, 1988.

[18] Jorach R.W. Low nitrogen oxide emission combined with high power density by using the hydrogen combustion method with advanced internal mixture formation. MTZ Worldwide, 58-4:5–8, 1997.

[19] Jing-Ding L., Ying-Qing L., and Tian-Shen D. Improvement on the combustion of a hydrogen fueled engine. Int. J. Hydrogen Energy, 11:661–668, 1986.

[20] Natkin R.J. et al. Hydrogen IC engine boosting performance and NO_x study. SAE, paper N°2003-01-0631, 2003.

[21] Binder K. and Withalm G. Mixture formation and combustion in hydrogen engine using hydrogen storage technology. Int. J. Hydrogen Energy, 7:651–659, 1982.

[22] Li H. and Karim G.A. Knock in spark ignition hydrogen engines. International Journal Hydrogen Energy, 29:859–865, 2004.

[23] Karim G.A. Hydrogen as a spark ignition engine fuel. Int. J. Hydrogen Energy, 28:569–577, 2003.

[24] Heffel J.W., Johnson D.C., and Shelby C. Hydrogen powered Shelby Cobra: vehicle conversion. SAE, paper N°2001-01-2530, 2001.

[25] Smith J.R., Aceves S., and Van Blarigan P. Series hybrid vehicle and optimized hydrogen engine design. SAE, paper N°951955, 1995.

[26] Li H. and Karim G.A. Hydrogen fuelled spark ignition engines: predictive and experimental performance. ASME Spring Technical Conference, paper nr ICES2003-548, Salzburg, Austria, 2003.

[27] Olavson L.G., Baker N.R., Lynch F.E., and Meija L.C. Hydrogen fuel for underground mining machinery. SAE, paper N°840233, 1984.

[28] Davidson D., Fairlie M., and Stuart A.E. Development of a hydrogen-fuelled farm tractor. Int. J. Hydrogen Energy, 11:39–42, 1986.

[29] Heffel J.W., McClanahan M.N., and Norbeck J.M. Electronic fuel injection for hydrogen fueled internal combustion engines. SAE, paper N°981924, 1998.

[30] Meier F. et al. Cycle-resolved hydrogen flame speed measurement with high-speed Schlieren technique in a hydrogen direct injection SI engine. SAE, paper N°942036, 1994.

[31] Furuhama S. Problems of forecasting the future of advanced engines and engine characteristics of the hydrogen injection with LH2 tank and pump. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 119:227–242, 1997.

[32] Guo L.S., Lu H.B., and Li J.D. A hydrogen injection system with solenoid valves for a four-cylinder hydrogen-fuelled engine. Int. J. Hydrogen Energy, 24:377–382, 1999.

[33] Kim J.M., Kim Y.T., Lee J.T., and Lee S.Y. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system. SAE, paper N°952498, 1995.

[34] Yi H.S., Min K., and Kim E.S. The optimised mixture formation for hydrogen fuelled engines. International Journal Hydrogen Energy, 25:685–690, 2000.

[35] Peschka W. and Escher W.J.D. Germany's contribution to the demonstrated technical feasibility of the liquid-hydrogen fueled passenger automobile. SAE, paper N°931812, 1993.

[36] Rottengruber H. et al. A high-efficient combustion concept for direct injection hydrogen internal combustion engine. 15th World Hydrogen Energy Conference, paper N°28J-01, Yokohama, Japan, 2004.

[37] Heffel J.W. NO_x emission reduction in a hydrogen fuelled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation. International Journal Hydrogen Energy, 28:1285 - 1292, 2003.

[38] Van Blarigan P. Development of a hydrogen fueled internal combustion engine designed for single speed/power operation. SAE, paper N°961690, 1996.

[39] Aceves S.M. and Smith J.R. Hybrid and conventional hydrogen engine vehicles that meet EZEV emissions. SAE, paper N° 970290, 1997.

[40] Gerbig F. et al. Potentials of the hydrogen combustion engine with innovative hydrogen-specific combustion process. Fisita World Automotive Congress, paper N° F2004V113, Barcelona, Spain, 2004.

[41] DeLuchi M.A. Hydrogen vehicles: an evaluation of fuel storage, performance, safety, environmental impacts, and cost. Int. J. Hydrogen Energy, 14:81–130, 1989.

[42] Strebig K.C. and Waytulonis R.W. The bureau of mines hydrogen powered mine vehicle. SAE, paper N°871678, 1987.

[43] Fagelson J.J., McLean W.J., and de Boer P.C.T. Performance and NO_x emissions of spark-ignited combustion engines using alternative fuels - quasi one-dimensional modeling. I. hydrogen fueled engines. Combustion Science and Technology, 18:47–57, 1978.

[44] Prabhu-Kumar G.P., Nagalingam B., and Gopalakrishnan K.V. Theoretical studies of a spark-ignited supercharged hydrogen engine. Int. J. Hydrogen Energy, 10:389–397, 1985.

[45] Keck J.C. Turbulent flame structure and speed in spark-ignition engines. 19th Symp. (Int.) on Combustion, pages 1451–1466, 1982.

[46] Johnson N.L. Hydrogen as a zero-emission, high-efficiency fuel: uniqueness, experiments and simulation. 3rd Int. Conf. ICE97, Internal combustion engines: experiments and modeling, Naples, Italy, 1997.

[47] Fontana G., Galloni E., Jannelli E., and Minutillo M. Numerical modeling of a spark ignition engine using premixed lean gasoline-hydrogen-air mixtures. 14th World Hydrogen Energy Conference, Montreal, Canada, 2002.

[48] Takats M. and al. Hydrogen fueled reciprocating engine as an automotive prime mover, Fisita World Automotive Congress, paper nr F98T/P693, Paris, France, 1998.

[49] Polasek M., Macek J., Takats M., and Vıtek O. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials. SAE, paper N°2002-01-0373, 2002.

[50] Ma J., Su Y., Zhou Y., and Zhang Z. Simulation and prediction on the performance of a vehicles hydrogen engine. Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003.

[51] Goto, Y. “Mixture Formation and Ignition in a Direct Injection Natural Gas Engine”, JSME International Journal, Series B Vol. 42, N° 2, 1999.

[52] Rubas, P.J., Raul, M.A., Martin, G.C., Coverdill, R.E., Lucht, R.P., Peters, J.E., DelVecchio, K.A. “Methane Jet Penetration in a Direct-Injection Natural Gas Engine” SAE, paper N° 980143, 1998.

[53] Hiltner, J., Samimy, M. “The Impact of Injection Timing on In-Cylinder Fuel Distribution in a Natural Gas Powered Engine”, SAE, paper N° 971708, 1997.

[54] Aesoy, V., Valland, H. “The Influence of Natural Gas Composition on Ignition in a Direct Injection Gas Engine Using Hot Surface Assisted Compression Ignition”, SAE, paper N°961934, 1996.

[55] Naber, J. D., Siebers, D. L., Di Julio, S. S., Westbrook, C. K. “Effects of Natural Gas Composition on Ignition Delay under Diesel Conditions”, Combustion and Flame, Vol. 99 pp 192-200, 1994.

[56] P. Einewall, P. Tunestål, B. Johansson, “Lean Burn Natural Gas vs. Stoichiometric Operation with EGR and a Three Way Catalyst”, SAE 2005-01-0250

[57] C. Nellen, K. Boulouchos, “Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-ZeroEmissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter”, SAE paper N°2000-01-2825.

[58] T. Reppert, J. Chiu, “Heavy-Duty Waste Hauler with Chemically Correct Natural Gas Engine Diluted with EGR and Using a Three-Way Catalyst”, Subcontract report NREL/SR-540-38222, September 2005.

[59] Raman VJ, Hansel J, Fulton J, Lynch F, Bruderly D. Hythane- an ultraclean transportation fuel. Hydrogen Fuel for Surface Transportation. SAE Publication, 1996. p. 47-56.

[60] P. Dimopoulos, K. Boulouchos, C. Rechsteiner, R. H. P. Soltic, Combustion Characteristics of Hydrogen-Natural Gas Mixtures in Passenger Car Engines, SAE paper, 2007-24-0065 (2007).

[61] Zuohua Huang, Jinhua Wang, Bing Liu, Ke Zeng, Jinrong Yu, and Deming Jiang, Combustion Characteristics of a Direct-Injection Engine Fueled with Natural Gas-Hydrogen Blends under Various Injection Timings, Energy & Fuels 2006, 20, 1498-1504.

[62] I. Saanum, M. Bysveen, P. Tunestål, B. Johansson, Lean Burn Versus Stoichiometric Operation with EGR and 3-Way Catalyst of an Engine Fueled with Natural Gas and Hydrogen Enriched Natural Gas, SAE paper N°2007-01-0015 (2007).

[63] P. Tunestål, M. Christensen, P. Einewall, T. Andersson, B. Johansson, O. Jønsson, “Hydrogen Addition For Improved Lean Burn Capability of Slow and Fast Burning Natural Gas Combustion Chambers”, SAE 2002-01-2686.

[64] S.R. Munshi, C. Nedelcu, J. Harris, T. Edwards, J. Williams, F. Lynch, M. Frailey, G. Dixon, S. Wayne, R. Nine, “Hydrogen Blended Natural Gas Operation of a Heavy Duty Turbocharged Lean Burn Spark Ignition Engine” SAE 2004-01-2956.

[65] Raman V, Hansel J, Fulton J, Brudery D. Hythane - an ultraclean transport fuel. Proceedings, 10th World hydrogen Energy Conference, Cocoa Beach, USA, June 20–24, 1994. p. 1797–806.

[66] Choudhuri A.R. and Gollahalli S.R., ``Intermediate radical concentrations in hydrogen-natural gas blended fuel jet flames``, International Journal of Hydrogen Energy, 29, 12, 1293-1302, 2004.

[67] Peters, N. & Rogg, B. (Eds.). Reduced Kinetic Mechanisms for Application in Combustion Systems, Lecture Notes in Physics, New Series, M 15, Springer Verlag. 1993.

[68] Dagaut P. et Nicolle A., ``Experimental and detailed kinetic modeling study of hydrogen-enriched natural gas blend oxidation over extended temperature and equivalence ratio ranges``, Proceedings of the Combustion Institute, 30, 2, 2631-2638, 2005.

[69] Dagaut P. and Dayma G., ``Hydrogen-enriched natural gas blend oxidation under high-pressure conditions: Experimental and detailed chemical kinetic modeling``, International Journal of Hydrogen Energy, 31, 4, 505-515, 2006.

[70] Dagaut P., ``On the kinetics of hydrocarbons oxidation from natural gas to kerosene and diesel fuel``, Physical Chemistry Physics, 4, 11, 2079-2094, 2002.

[71] Huang Z., Zhang Y., Zeng K., Liu B., Wang Q. Et Jaing D., ’’Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixtures’’, Combustion and Flame, 146, 1-2, 302-311, 2006b.

[72] Swain M.R., Yusuf M.J., Dulger Z., Swain M.N. The effects of hydrogen addition on natural gas engine operation. SAE, paper N°932775, 1993.

[73] M. Bysveen, Engine characteristics of emissions and performance using mixtures of natural gas and hydrogen, Energy, 32 (2007), pp. 482-489.

[74] Nagalim B., Duebel F., Schmillen K., Performance study using natural gas, hydrogen-supplemented natural gas and hydrogen in AVL research engine. International Journal Hydrogen Energy 1983; 9(8): 715–20.

[75] Das LM. Utilization of hydrogen-CNG blend in internal combustion engine, 11th World Hydrogen Energy Conference, Stuttgart, Germany, June 23–28, 1996. p. 1513–35.

[76] Larsen J.F., Wallace J.S., Comparison of emissions and efficiency of a turbocharged lean-burn natural gas and hythane-fueled engine. J Eng Gas Turbines Power 1997; 119:218–26.

[77] Sierens R, Rosseel E. Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions. Journal Eng Gas Turbines Power 2000; 122:135–40.

[78] Das L.M., Gulati R., Gupta P.K. A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels. International Journal Hydrogen Energy 2000; 25:783–93.

[79] Ma F., Ding S., Wang Y., Wang M., Jiang L., Naeve N., Zhao S. (2009a). Performance and Emission Characteristics of a Spark-Ignition (SI) Hydrogen-Enriched Compressed Natural Gas (HCNG) Engine Under Various Operating Conditions Including Idle Conditions. Energy & Fuels, 23, 2113-3118.

[80] Ma, F., Ding, S., Wang, Y., Wang, Y., Wang, J., Zhao, S. (2008a). Study on combustion behaviors and cycle-by-cycle variations in a turbocharged lean burn natural gas S.I. engine with hydrogen enrichment. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 7245-7255.

[81] Ma, F., Liu, H., Wang, Y., Wang, J., Ding, S., Zhao, S. (2008b). A Quasi-Dimensional Combustion Model for SI Engines Fuelled by Hydrogen Enriched Compressed Natural Gas. SAE Paper 2008-01-1633.

[82] Ma, F., Liu, H., Wang, Y., Li, Y., Wang, J., Zhao, S. (2008c). Combustion and emission characteristics of a port-injection HCNG engine under various ignition timings. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 816-822.

[83] Ma, F., Wang, Y. (2008d). Study on the extension of lean operation limit through hydrogen enrichment in a natural gas spark-ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 1416-1424.

[84] Ma, F., Wang, Y., Liu, H., Li, Y., Wang, J., Ding, S. (2008e). Effects of hydrogen addition on cycle-by-cycle variations in a lean burn natural gas spark-ignition engine. International Journal of Hydrogen Energy, 33, 823-831.

[85] Burke, Andy; McCaffrey, Zach; Miller, Marshall; Collier, Kirk; Mulliga, Neal:
Hydrogen Bus Technology Validation Program, Institute of Transportation Studies 2005.

[86] Ma, F., Wang, Y., Wang, J., Zhao, S., Yin, Y., Cheng, W., Zhou, M. (2008g). Development and validation of a quasi-dimensional combustion model for SI engine fuelled by HCNG with variable hydrogen fractions. SAE, paper N°2008-01-1580.

[87] Ma, F., Wang, J., Wang, Y., Wang, Y., Li, Y., Liu, H., Ding, S. (2008h). Influence of different volume percent hydrogen/natural gas mixtures on idle performance of a CNG engine. Energy & Fuels, 22, 1880-1887.

[88] Ma, F., Wang, J., Wang, Y., Wang, Y., Zhong, Z., Ding, S., Zhao, S. (2008i). An investigation of optimum control of a spark ignition engine fueled by NG and hydrogen mixtures, International Journal of Hydrogen Energy, 33, 7592-7606.

[89] Ma, F., Wang, Y., Wang, J., Zhao, S., Yin, Y., Cheng, W., Zhou, M. (2008j). Development and Validation of an On-line Hydrogen-Natural Gas Mixing System for Internal Combustion Engine Testing. SAE, paper N°2008-02-1508.

[90] N. Kahraman, B. Çeper, S. O. Akansu, K. Aydin, Investigation of combustion characteristics and emissions in a spark-ignition engine fuelled with natural gas-hydrogen blends, International Journal of Hydrogen Energy, 34 (2009), pp. 1026-1034.

[91] F.H.V. Coppens, J. De Ruyck, A.A. Konnov, Effects of hydrogen enrichment on adiabatic burning velocity and NO formation in methane + air flames, Experimental Thermal and Fluid Science 31 (2007) 437–444.

[92] S. O. Akansu, N. Kahraman, B. Çeper, Experimental study on a spark ignition engine fuelled by methane-hydrogen mixtures, International Journal of Hydrogen Energy, 32 (2007), pp. 4279-4284.

[93] M. Fairweather, M. P. Ormsby, C. G. W. Sheppard, R. Woolley, Turbulent burning rates of methane and methane-hydrogen mixtures, Combustion and Flame, 156 (2009), pp. 780-790.

[94] Yusuf MJ. In cylinder flame front growth rate measurement of methane and hydrogen enriched methane fuel in a spark ignited internal combustion engine. Master thesis, University of Miami, 1990.

[95] Yusuf MJ. Lean Burn natural gas fueled engines: engine modification versus hydrogen blending. PhD thesis, University of Miami, 1993.

[96] Hoekstra RL, Collier K, Mulligan N, Demonstration of hydrogen mixed gas vehicles, 10th World hydrogen Energy Conference, Cocoa Beach, USA, June 20–24, 1994.

[97] Hoekstra RL, Collier K, Mulligan N, Chew L. Experimental study of clean burning vehicle fuel. International Journal Hydrogen Energy 1995; 20:737–45.

[98] Liu Z, Karim GA. Knock characteristics of dual-fuel engines fueled with hydrogen fuel. International Journal Hydrogen Energy 1995; 20: 919–24.

[99] Karim GA. Hydrogen as an additive to methane for engine applications. 11th World Hydrogen Energy Conference, Stuttgart, Germany, June 23–28, 1996. p. 1921–526.

[100] Karim GA, Wierzba I, Al-Lousi Y. Methane–hydrogen mixtures as fuels. International Journal Hydrogen Energy 1996; 20:625–31.

[101] Blarigan PV, Keller JO. A hydrogen fueled internal combustion engine designed for single speed/power operation. International Journal Hydrogen Energy 1998; 23: 603–9.

[102] Wong YK, Karim GA. A kinetic examination of the effects of the presence of some gaseous fuels and preignition reaction products with hydrogen in engines. International Journal Hydrogen Energy 1999; 24:473–8.

[103] Shrestha SO, Karim GA. hydrogen as an additive to methane for spark ignition engine applications. International Journal Hydrogen Energy 1999; 24:577–86.

[104] Shudo T, Shimamura K, Nakajima Y. Combustion and emissions in a methane DI strati1ed charge engine with hydrogen pre-mixing. Journal SAE Rev2000; 21:3 –7.

[105] Bauer CG, Forest TW. Effect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. Part I: effect on S.I. engine performance. International Journal Hydrogen Energy 2001; 26:55–70.

[106] Bauer CG, Forest TW. Effect of hydrogen addition on performance of methane-fueled vehicles. Part II: driving cycle simulation. International Journal Hydrogen Energy 2001; 26:71–90.

[107] Y.K. Wong, G.A. Karim. An analytical examination of the effects of hydrogen addition on cyclic variations in homogeneously charged compression-ignition engines. International Journal of Hydrogen Energy 25 (2000) 1217-1224.

[108] Nagalingam B, Duebel F, Schmillen K. Performance study using natural gas, hydrogen supplemented natural gas and hydrogen in AVL research engine. International Journal of Hydrogen Energy 1983; 8(9):715-20.

[109] Kyaw ZH. Chemical control of S.I. engine combustion. Ph.D. thesis, Department of Mechanical and Manufacturing Engineering, The University of Melbourne, 1992. p. 38-45.

[110] Cattelan A, Wallace J. Exhaust emission and energy consumption effects from hydrogen supplementation of natural gas. SAE, paper N°952497, 1995.

[111] Collier K, Hoekstra RL, Mulligan N, Jones C, Hahn D. Untreated exhaust emissions of a hydrogen-enriched CNG production engine conversion. SAE, paper N°960858, 1996.

[112] Hoekstra RL, Van Blarigan P, Mulligan N. NOx emissions and efficiency of hydrogen, natural gas, and hydrogen = natural gas blended fuels. SAE, paper N°961103, 1996.

[113] N.B. Anikin, S. Gersen, A.V. Mokhov, H.B. Levinsky. Autoignition of Methane/ Hydrogen Mixtures in a Rapid Compression Machine. Laboratory for Fuel and Combustion Science, University of Groningen, The Netherlands Gas Engineering and Technology, Groningen, The Netherlands. Proceedings of the European Combustion Meeting 2007.

[114] Cheng R.K., Oppenheim A.K., ''Autoignition in Methan-Hydrogen Mixtures'', Combustion and Flame, Vol. 58, No 2, pp. 125-139, November 1984.

[115] E.L. Petersen, D.M. Kalitan, S. Simmons, G. Bourgue, H.J. Curran and J.M. Simmie, Proceedings of the Combustion Institute 31 (2007) doi:10.1016/j.proci.2006. 08.34.

[116] Park J., In Keel S., Han Yun J. and Kwon Kim T., ``Effects of addition of electrolysis products in methane-air diffusion flames``, International Journal of Hydrogen Energy, 32, 16, 4059-4070, 2007.

[117] Smith, P., Golden, D., Frenklach, M., Moriarty, N., Eiteneer, B., Goldenberg, M., Bowman, C., Hanson, R., Song, S., Gardiner, W., Lissianski, V., and Qin, Z. (1999). http:// www.me.berkeley.edu/gri_ mech/.

[118] Takeno T. and Nishioka M., ``Species conservation and emission indices for flames described by similary solutions``, Combustion and flame, 92, 4, 465-468, 1993.

[119] Scholte T.G. and Vaags P.B., ``Burning velocities of mixture of hydrogen, carbon monoxide and methane with air'', Combustion and Flame, 3, 511-524, 1959.

[120] Miller D.R., Evers R.L. and Skinner G.B., ``Effects of various inhibitors on hydrogen-air flame speeds'', Combustion and Flame, 7, 1, 137-142, 1963.

[121] Liu Y., Lenz B. and Leuckel W., ``Investigation on the laminar and Turbulent Burning Velocities of Premixed Lean and Rich Flames of Methan-Hydrogen-Air Mixtures'', Progress in Astronautics and Aeronautics, 131, (Dyn. Deflagrations React. Syst.: Flames), 1991, pp. 259-274.

[122] Tanoue K., Goto S., Shimada F. and Hamatake T., ''Effects of hydrogen addition on stretched premixed laminar methane flames (1st report, effects on laminar burning velocity)'', Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, B Hen/Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part B, 69, 677, 162-168, 2003.

[123] Yu G., Law C.K. and Wu C.K., ''Laminar flame speeds of hydrocarbon + air mixtures with hydrogen addition'', Combustion and flame, 63, 3, 339-347, 1986.

[124] Law C.K., Kwon O.C., ’’Effects of hydrocarbon substitution on atmospheric hydrogen-air flame propagation’’, International Journal of Hydrogen Energy, 29, 8, 867-879, 2004.

[125] Ren J.Y., Qin W., Egolfopoulos F.N. and Tsotsis T.T., ’’Strain-rate effects on hydrogen-enhanced lean premixed combustion’’, Combustion and Flame, 124, 4, 717-720, 2001.

[126] Tse S.D., Zhu D.L., Law C.K., ’’Morphology and burning rates of expanding spherical flames in H_2/O_2/inert mixtures up to 60 atmospheres’’, Proc Combust Inst, 28 (2000), pp. 1793–1800.

[127] Kee R.J., Rupley F.M. and Miller J.A., ’’CHEMKIN II: A FORTRAN chemical kinetics package for the analysis of gas phase chemical kinetics’’, Sandia National Laboratories Report No SAND89-8009B, SAND89-8009B, 1991.

[128] Z. Qin, V. Lissianski, H. Yang, W.C. Gardiner Jr, S.G. Davis, H. Wang, Combustion chemistry of propane a case study of detailed reaction mechanism optimization Proc Combust Inst, 28 (2000), pp. 1663–1669.

[129] Kee RJ, Dixon-Lewis G, Warnatz J, Coltrin ME, Miller JA. A FORTRAN computer code package for the evaluation of gas-phase, multi-component transport properties. Albuquerque, NM: Sandia National Laboratories Report SAND86-8246; 1992.

[130] Halter F., Chauveau C., Djebaili-Chaumeix N. and Gokalp I., ’’Characterization of the effects of pressure and hydrogen concentration on laminar burning velocities of methane-hydrogen-air mixtures’’, Proceedings of the Combustion Institute, 30, 1, 201-208, 2005.

[131] Mandilas C., Ormsby M.P., Sheppard C.G.W. and Woolley R., ’’Effects of hydrogen addition on laminar and turbulent premixed methane and iso-octane-air flames’’, Proceedings of the Combustion Institute, 31, 1, 1443-1450, 2007.

[132] Lifshitz A., Scheller K., Burcat A. and Skinner G.B., ’’Shock-tube investigation of ignition in methane-oxygen-argon mixtures’’, Combustion and Flame, 16, 3, 311-321, 1971.

[133] Huang J., Bushe W.K., Hill P.G. and Munshi S.R., ``Experimental and kinetic study of shock initiated ignition in homogeneous methane-hydrogen-air mixtures at engine-relevant conditions``. International Journal of Chemical Kinetics, 38, 4, 221-233, 2006a.

[134] Fotache C.G., Kreutz T.G. and Law C.K., ``Ignition of hydrogen-enriched methane by heated air``, Combustion and Flame, 110, 4, 429-440, 1997.

[135] Bowman C.T., Hanson R.K., Davidson D.F., Gardiner W.C., Lissianki V., Smith G.P., Golden D.M., Frenklach M. and Goldenberg M., ``GRI 2.11``. http://www.me. berkley.edu/gri_mech/, 1995.

[136] Hadj Ali K., ``Etude cinétique de l'oxydation et de l'auto-inflammation en milieu gazeux homogène pauvre et ultra pauvre de carburants de substitution issus de la biomasse``, Thèse, Universié des Sciences et Technologies de Lille, France, 2007.

[137] Chaumeix N., Pichon S., Lafosse F. and Paillard C.E., ``Role of chemical kinetics on the detonation properties of hydrogen/natural gas/air mixtures``, International Journal of Hydrogen Energy, 32, 13, 2216-2226, 2007.

[138] Marinov N.M., Pitz, W.J., Westbrook C.K., Vencitore C.K., Castaldi M.J., Senkan S.M., ``Aromatic and polycyclic Aromatic Hydrocarbon Formation I a Laminar Premixed n-Butane flame Combustion and flame``, 114 192-213, 1998.

[139] Hughes K.J., Turanyi T., Pilling M.G. `` http: // ww.chem.leeds.ac.uk/combustion/ Combustion.html.

[140] Konnov A.A., ``Detailed reaction mechanism for small hydrocarbons combustion``, Release 0.5, http://homepages.vub.ac.be/~akonnov/, 2000.

[141] Gersen S., Anikin N.B., Mokhov A.V. and Levinsky H.B., ``Ignition properties of methane/hydrogen mixtures in a rapid compression machine``, International Journal of Hydrogen Energy, 33, 7, 1957-1964, 2008.

[142] Petersen E.L, Kalitan D.M., Simmons S., Bourque G., Curran H.J. and Simmie J.M., ``Methane/propane oxydation at high pressures : Experimental and detailed chemical kinetic modeling``, Proceedings of the Combustion Institute, 31, 1, 447-454, 2007.

[143] Bagdanavicius A, Bowen PJ, Syred N, Crayford AP, Turbulent Flame Structure of Methane-Hydrogen Mixtures at Elevated Temperature and Pressure, Combustion Science and Technology , 185 (2) (2013) 350-361 ISSN 0010-2202.

[144] Gauducheau J.L., Denet B., Searby G., ``A Numerical Study of Lean $CH_4/H_2$/Air Premixed Flames at High Pressure``, Combustion Science and Technology, 137, 1-6, 81-99, 1998.

[145] Tseng C.-J., ``Effects of the Hydrogen Addition on Methane Combustion in a Porous Medium Burner``, International Journal of Hydrogen Energy, 27, 6, 699-707, 2002.

[146] Uykur C., Henshaw P.F., Ting D.S.K. and Barron R.M., ``Effects of Addition of Electrolysi Products on Methane/Air Premixed Laminar Combustion``, International Journal of Hydrogen Energy, 26, 3, 265-273, 2001.

[147] Egolfopoulos, F. N., Zhang, H., and Zhang, Z., ``Wall Effects on the Propagation and Extinction of Steady, Strained, Laminar Premixed Flames``, Combustion and Flame, 109, 1–2, 237–252, 1997.

[148] İsmet Çelikten, Can Çinar, E. İshak Yildiz, The effects of hydrogen enriched LPG on engine performance and exhaust emissions in spark ignition engine, Teknoloji, Volume 10, (2007), Issue 3, 215-222.

[149] Choi, G.H., Chung, Y.J., Han, S.B., "Performance and Emissions of a Hydrogen Enriched LPG Internal Combustion Engine 1400 rpm", International Journal of Hydrogen Energy, 30(1), 77-82, 2005.

[150] Robert Bourque. A Compact External Combustion Engine with High Part-Load Efficiency. ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability (ES2010) Volume 1 May 17–22, 2010, pp. 735-746.

[151] Kang Ma, Lingen Chen, Fengrui Sun. Optimizations of a model external combustion engine for maximum work output with generalized radioactive heat transfer law. International Journal of Energy and Environment. Volume 2, Issue 4, 2011, pp.723-738.

[152] F. Nepveu, 'Production Décentralisée d'Electricité et de Chaleur par Système Parabole Stirling: Application au Système Eurodish', Thèse de Doctorat, Université de Perpignan, France, 2008.

[153] M. Abbas, N. Said and B. Boumeddane, 'Thermal Analysis of Stirling Engine Solar Driven', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°4, pp. 503 – 514, 2008.

[154] H. Lamrani, 'Modélisation Energétique des Moteurs Stirling', Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Nantes, France, 1995.

[155] Schmidt G 1871 The Theory of Lehmann's Calorimetric Machine Z. ver. Dtsch. Ing. 15 part I

[156] Finkelstein T., Generalized thermodynamic analysis of Stirling engines. Paper 118B, SAE Winter Annual Meeting 1960.

[157] W.R. Martini, 'Stirling Engine Design Manual', DOE/NASA/3152–3178/1 NASA CR-135382; 1978.

[158] Urieli I. and Berchowitz D. M. , Stirling cycle engine analysis. Adam Hilger, Bristol 1984.

[159] N. Parlak, A. Wagner, M. Elsner, and H. S. Soyhan. Thermodynamic analysis of a gamma type stirling engine in non-ideal adiabatic conditions. Renewable Energy, 34: 266 – 273, 2009.

[160] M. Abbas, N. Said et B. Boumeddane, "Optimisation d'un moteur Stirling de type gamma" Revue des Energies Renouvelables Vol. 13 N°1 (2010) 1 – 12.

[161] H. Bardaweel, R. Richards, C. Richards, M. Anderson. ``Characterization of the thermodynamic cycle of a MEMS-based external combustion resonant engine``, Microsystem Technologies, Vol. 18, N °6, pp 693-701, 2012.

Partie II. Carburants de substitution à l'état pur dans les MCI

Chapitre 4

Produits de combustion d'un moteur à gaz

Cet article a fait l'objet d'une publication dans: Eastern European Journal of Enterprise Technologies, Kharkov Ukraine - 2011- N° 5/6 (53) - 63 p - pp. 37-43 - ISSN 1729-3774. Il a été presenté aussi lors de la conférence scientifico-méthodologique et de recherche scientifique, section des moteurs à combustion interne et sous-section de l'amélioration des moteurs à piston à combustion interne, qui a eu lieu à l'Université Technique de l'Automobile et des Ponts et Chaussées de Moscou Russie le 29 Janvier - 07 Février 2013. La version originale de l'article en langue russe se trouve dans l'annexe A.

Ce chapitre présente les travaux effectués pour l'article I, qui porte sur la méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion d'un moteur à gaz à allumage par étincelle.

Pour déterminer la composition d'équilibre des produits de combustion dans le moteur à gaz à allumage par étincelle, on suggère d'utiliser un système de dix (10) équations avec dix (10) inconnues, fondé sur six (06) réactions chimiques, trois (03) équations de la balance matérielle et l'équation de la loi de Dalton. Pour la résolution de ce système d'équations, il est recommandé d'utiliser la méthode Zeldovitch-Polarny. Ensuite, on a comparé les résultats des calculs avec ceux expérimentaux effectués au préalable sur le moteur à gaz, quatre (04) temps, à allumage par etincelle 4GCH7.5/7.35.

Méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion d'un moteur à gaz à allumage par étincelle

R.Maamri, Ph.D. Étudiant, *Université* du *Québec à Trois-Rivières* Canada, F.I.Abramtchuk, Ph.D., Science Technique, Professeur Associé, Chef de Département. KhNADU, A.N.Kabanov, Ph.D., Science Technique, Professeur Associé, KhNADU, Kharkov, Y. Dubé,

Ph.D., Professeur, *Université* du *Québec à Trois-Rivières*, Canada. L. Toubal, Ph.D., Professeur, *Université* du *Québec à Trois-Rivières*, Canada, A. Kodjo, Ph.D., Professeur, *Université* du *Québec à Trois-Rivières*, Canada.

4.1. Résumé

La méthode de calcul des paramètres de la toxicité du moteur à gaz a éte élaborée. Nous avons réalisé une comparaison des résultats de calcul avec les données expérimentales mesurées au préalable.

Mots clefs: Méthode de calcul, processus de combustion, toxicité, moteur à gaz, composition d'équilibre.

4.2. Introduction

En raison de la dégradation de la situation écologique dans le monde, beaucoup d'attention est donnée aux questions de toxicité des moteurs à combustion interne. En conséquence apparaît la nécessité de calculer les teneurs des composants toxiques dans les produits de combustion. La garantie d'exécution de cette tâche permet d'économiser énormément les ressources humaines et matérielles à l'aide de la réduction de la quantité des études expérimentales.

4.2.1 Analyse des publications

Actuellement pour calculer le taux des composants toxiques dans les gaz d'échappement d'un moteur à allumage par étincelles, on utilise essentiellement la méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits combustibles, proposé par le professeur V.A. Zvonov V. A [1]. Pour le calcul de la concentration des $NO_{x,}$ la méthode donnée est complétée par l'équation cinétique de Zeldovitch [1].

La méthode mathématique du professeur V.A. Zvonov représente un système de N équations non linéaires avec N inconnus. Pour résoudre un tel système, on utilise deux approches principales : numérique [2] et algébrique [3]. La première approche assez complexe nécessite des bonnes connaissances en programmation pour celui qui veut simuler le modèle de calcul. La deuxième approche initialement crée pour le calcul manuel, ne nécessite pas de telles connaissances et elle est assez largement utilisée [4, 5 etc.].

4.2.2 But de l'étude

Le but de cette étude est l'analyse des approches existantes de résolution du système d'équations non linéaires dans la méthode de calcul du taux des composants toxiques dans les gaz d'échappement du moteur à allumage par étincelle et l'élaboration des recommandations quant au choix de la méthode de calcul.

4.3. Choix du nombre d'inconnues dans la méthode Zeldovitch-Polarny

Puisque le mécanisme du développement des réactions en chaîne lors de la combustion du mélange air-hydrocarbures n'est pas suffisamment étudié et représente essentiellement des suppositions théoriques, chez différents auteurs on suppose différentes quantités d'équations. Ainsi, dans [6] on utilisait le système de 155 réactions élémentaires pour 39 composants. Cependant, la multiplication des équations accroit la complexité de résolution du système d'équations. En outre, plusieurs autres auteurs indiquent qu'il n'est pas obligatoire de prendre en considération plusieurs produits intermédiaires des réactions [2, 5, 6 etc.].

Dans [4] il est proposé de résoudre un système de 14 équations avec 14 inconnues, parmi eux - 11 composants chimiques. Cependant, dans ce système on utilise les éléments excédentaires: les enthalpies des composants et la masse molaire apparente du mélange. En outre dans [4] lors de la combustion avec $\alpha \geq 1$ on utilise «la réaction du gaz à l'eau» :

$$CO + H_2O \rightleftarrows CO_2 + H_2$$

Cependant, dans les conditions des moteurs à combustion interne à gaz avec allumage par étincelle avec $\alpha \geq 1$ le déroulement d'une telle réaction est pratiquement impossible.

L'approche la plus rationnelle est proposée dans [5], où on utilise un système de 10 équations avec 10 inconnues. Le système contient le minimum nécessaire d'équations pour trouver les pressions partielles du CO et des NO_x, de plus ces équations sont utiles pour l'utilisation dans les conditions des moteurs à combustion interne à gaz avec allumage par étincelle.

4.4. Description de la méthode de calcul (selon Kvasnikov)

Il est supposé que dans les produits de combustion, les réactions suivantes se déroulent:

$$\left.\begin{array}{l} 1.CO_2 \rightleftarrows CO+0.5O_2; \\ 2.H_2O \rightleftarrows H_2+0.5O_2; \\ 3.H_2O \rightleftarrows OH+0.5H_2; \\ 4.H_2 \rightleftarrows 2H; \\ 5.O_2 \rightleftarrows 2O; \\ 6.0.5N_2+0.5O_2 \rightleftarrows NO. \end{array}\right\} \quad (4.1)$$

Il est considéré qu'à titre du combustible, on utilise le méthane et les 10 gaz suivants entrent dans la composition des produits de combustion: CO_2, CO, H_2O, H_2, O_2, N_2, NO, OH, O et H.

Les équations d'équilibre chimique sont à la base du système d'équations:

$$\frac{P_{CO} \cdot P_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{P_{CO_2}} = K_1, \quad (4.2)$$

$$\frac{P_{H_2} \cdot P_{O_2}^{\frac{1}{2}}}{P_{H_2O}} = K_2, \quad (4.3)$$

$$\frac{P_{OH} \cdot P_{H_2}^{\frac{1}{2}}}{P_{H_2O}} = K_3, \quad (4.4)$$

$$\frac{P_H^{\,2}}{P_{H_2}} = K_4, \quad (4.5)$$

$$\frac{P_O^{\,2}}{P_{O_2}} = K_5, \quad (4.6)$$

$$\frac{P_{NO}}{P_{O_2}^{\frac{1}{2}} \cdot P_{N_2}^{\frac{1}{2}}} = K_6, \quad (4.7)$$

où K_1 … K_6 - les constantes d'équilibre des réactions chimiques (4.1); P_i - la pression partielle du *i* composant du mélange gazeux.

Les valeurs des constantes d'équilibre K_1 … K_6 sont calculées à partir des tableaux dans [5, 7].

Les équations (4.2)…(4.7) sont complétées par trois équations de la balance matérielle (4.8)…(4.10)

$$\frac{\mathrm{O}_{Car}+\chi_{\mathrm{OC}}\mathrm{O}_{AIR}}{\mathrm{C}_{Car}+\chi_{\mathrm{OC}}\mathrm{C}_{AIR}}=\frac{\mu_{\mathrm{O}}\left(2P_{\mathrm{CO_2}}+P_{\mathrm{CO}}+A\right)}{\mu_{\mathrm{C}}\left(P_{\mathrm{CO_2}}+P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{4.8}$$

où $A=P_{\mathrm{H_2O}}+2P_{\mathrm{O_2}}+P_{\mathrm{OH}}+P_{\mathrm{NO}}+P_{\mathrm{O}}$; O_{Car} - la part massique de l'atome de l'oxygène dans le carburant; O_{AIR} - la fraction massique de l'atome d'oxygène dans l'air; C_{Car} - la fraction massique de l'atome du carbone dans le carburant; C_{AIR} - la fraction massique de l'atome du carbone dans l'air; χ_{OC} - le rapport réel des masses des atomes O et C dans le mélange imbrulé; μ_{O} - la masse moléculaire de l'atome d'oxygène, Kg/Kmol; μ_{C} - la masse moléculaire de l'atome du carbone, kg/kmol;

$$\frac{\mathrm{H}_{Car}+\chi_{\mathrm{HC}}\cdot\mathrm{H}_{\mathrm{AIR}}}{\mathrm{C}_{\mathrm{Car}}+\chi_{\mathrm{HC}}\cdot\mathrm{C}_{\mathrm{AIR}}}=\frac{\mu_{\mathrm{H}}\cdot(B)}{\mu_{\mathrm{C}}\cdot\left(P_{\mathrm{CO_2}}+P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{4.9}$$

où $B=2\cdot P_{\mathrm{H_2O}}+2\cdot P_{\mathrm{H_2}}+P_{\mathrm{OH}}+P_{\mathrm{H}}$; H_{Car} - la fraction massique de l'atome d'hydrogène dans le carburant; $\mathrm{H}_{\mathrm{AIR}}$ - la fraction massique de l'atome d'hydrogène dans l'air; χ_{HC} - le rapport réel des masses des atomes H et C dans le mélange imbrulé; μ_{H} - masse moléculaire de l'atome d'hydrogène, kg/kmol:

$$\frac{\mathrm{N}_{Car}+\chi_{\mathrm{NC}}\cdot\mathrm{N}_{Air}}{C_{Car}+\chi_{\mathrm{NC}}\cdot\mathrm{C}_{\mathrm{Air}}}=\frac{\mu_{\mathrm{N}}\cdot\left(2\cdot\mathrm{P}_{\mathrm{N_2}}+P_{\mathrm{NO}}\right)}{\mu_{\mathrm{C}}\cdot\left(P_{\mathrm{CO_2}}+P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{4.10}$$

où N_{Car} - la fraction massique de l'atome d'azote dans le combustible; N_{Air} - la fraction massique de l'atome d'azote dans l'air; χ_{NC} - le rapport réel des masses des atomes N et C dans le mélange imbrûlé; μ_{N} - la masse moléculaire de l'atome d'azote, kg/kmol.

Le système d'équations est verrouillé par la dixième équation (4.11) représentant la loi de Dalton.

$$P_{CO_2}+P_{CO}+P_{H_2O}+P_{H_2}+P_{O_2}+P_{N_2}+P_{OH}+P_{NO}+P_H+P_O=P, \tag{4.11}$$

où, le P - la pression dans la chambre de combustion dans le pas de calcul donné.

Ainsi, les équations (4.2) … (4.11) représentent un système de 10 équations non linéaires avec 10 inconnues.

Dans la première approximation, supposons que les pressions partielles des gaz suivants sont égales à zéro,

$$P_{O_2} = P_{NO} = P_O = P_H = P_{OH} = 0. \tag{4.12}$$

Alors, l'équation (4.8) peut être présentée sous forme:

$$\frac{2 \cdot P_{CO_2} + P_{CO} + P_{H_2O}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_1, \tag{4.13}$$

où,

$$W_1 = \frac{\mu_C}{\mu_O} \cdot \frac{O_{Car} + \chi_{OC} \cdot O_{Air}}{C_{Car} + \chi_{OC} \cdot C_{Air}}. \tag{4.14}$$

L'équation (4.9) sera présentée comme:

$$\frac{2 \cdot P_{H_2O} + 2 \cdot P_{H_2}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_2, \tag{4.15}$$

où,

$$W_2 = \mu_C \cdot \frac{H_{Car} + \chi_{HC} \cdot H_{Air}}{C_{Car} + \chi_{HC} \cdot C_{Air}}. \tag{4.16}$$

L'équation (4.10) aura alors la forme:

$$\frac{2 \cdot P_{N_2}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_3, \tag{4.17}$$

où,

$$W_3 = \frac{\mu_C}{\mu_N} \cdot \frac{N_{Car} + \chi_{NC} \cdot N_{Air}}{C_{Car} + \chi_{NC} \cdot C_{Air}}. \tag{4.18}$$

En prenant en considération la condition (4.12), la loi de Dalton (4.11) aura la forme :

$$P_{CO_2} + P_{CO} + P_{H_2O} + P_{H_2} + P_{N_2} = P. \tag{4.19}$$

On divise l'équation (4.2) par l'équation (4.3):

$$\frac{P_{CO} \cdot P_{H_2O}}{P_{CO_2} \cdot P_{H_2}} = \frac{K_1}{K_2}. \tag{4.20}$$

On transforme l'équation (4.13), on obtient:

$$2P_{CO_2} + P_{CO} + P_{H_2O} = W_1 P_{CO_2} + W_1 P_{CO}\,. \tag{4.21}$$

Et l'on obtient,

$$P_{H_2O} = P_{CO_2}\left(W_1 - 2\right) + P_{CO}\left(W_1 - 1\right); \tag{4.22}$$

$$P_{H_2} = 0.5W_2\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - P_{CO}(W_1 - 1). \tag{4.23}$$

De l'équation (4.17), on déduit que:

$$P_{N_2} = 0.5 \cdot W_3\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right). \tag{4.24}$$

On reporte les valeurs de (4.22)…(4.24) dans (4.19):

$$\begin{gathered}\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) + P_{CO_2}(W_1 - 2) + P_{CO}(W_1 - 1) + 0.5W_2\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) - \\ -P_{CO_2}(W_1 - 2) - P_{CO}(W_1 - 1) + 0.5W_3\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) = P\end{gathered} \tag{4.25}$$

En utilisant les termes semblables dans la dernière équation (4.25), on obtient :

$$P_{CO_2} + P_{CO} + 0.5W_2 P_{CO_2} + 0.5W_2 P_{CO} + 0.5W_3 P_{CO_2} + 0.5W_3 P_{CO} = P \tag{4.26}$$

et en simplifiant la dernière équation, on obtient :

$$\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right)\left(1 + 0.5W_2 + 0.5W_3\right) = P\,, \tag{4.27}$$

ou,

$$P_{CO_2} + P_{CO} = \frac{P}{1 + 0.5W_2 + 0.5W_3} \tag{4.28}$$

Ayant mis la partie droite de l'équation (4.28) dans l'égalité (4.24), on obtient l'expression suivante pour le calcul de la pression partielle de l'azote:

$$P_{N_2} = \frac{0.5W_3 P}{1 + 0.5W_2 + 0.5W_3}\,, \tag{4.29}$$

où, en portant 0.5 hors des parenthèses, on obtient:

$$P_{N_2} = \frac{W_3 P}{2 + W_2 + W_3}. \tag{4.30}$$

Afin d'obtenir la formule de calcul de la pression partielle du CO, on utilisera l'équation (4.26). En laissant à gauche les termes avec CO et en transférant à droite les termes avec CO_2, on obtient :

$$P_{CO} + 0.5W_2P_{CO} + 0.5W_3P_{CO} = P - P_{CO_2} - 0.5W_2P_{CO_2} - 0.5W_3P_{CO_2} \tag{4.31}$$

On transforme la formule ainsi obtenue de façon suivante :

$$0.5P_{CO}(2 + W_2 + W_3) = 0.5 \cdot 2P - 0.5P_{CO_2}(2 + W_2 + W_3) \tag{4.32}$$

On divise l'équation obtenue par $0.5(2 + W_2 + W_3)$, et on obtient la formule pour calculer la pression partielle du CO dans les produits de combustion:

$$P_{CO} = \frac{2P}{2 + W_2 + W_3} - P_{CO_2}. \tag{4.33}$$

Afin d'obtenir la formule pour calculer la pression partielle de H_2O dans les produits de combustion, on effectuera les actions suivantes.
En plaçant (4.33) dans (4.22), on obtient:

$$P_{H_2O} = P_{CO_2} \cdot (W_1 - 2) + \left(\frac{2 \cdot P}{2 + W_2 + W_3} - P_{CO_2}\right)(W_1 - 1) \tag{4.34}$$

En ouvrant les parenthèses, on obtient:

$$P_{H_2O} = P_{CO_2}W_1 - 2P_{CO_2} + \frac{2W_1P}{2 + W_2 + W_3} - W_1P_{CO_2} - \frac{2P}{2 + W_2 + W_3} + P_{CO_2}. \tag{4.35}$$

On obtient ultimement:

$$P_{H_2O} = \frac{2P(W_1 - 1)}{2 + W_2 + W_3} - P_{CO_2}. \tag{4.36}$$

Pour obtenir l'équation pour le calcul de la pression partielle H_2, nous accomplirons ainsi la substitution de l'expression (4.33) dans l'équation (4.23):

$$P_{H_2} = 0.5W_2(P_{CO_2} + C) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - C(W_1 - 1), \tag{4.37}$$

où,

$$C = \left(\frac{2P}{2 + W_2 + W_3} - P_{\mathrm{CO_2}} \right).$$

En ouvrant les parenthèses, on obtient:

$$P_{H_2} = 0.5W_2 \frac{2P}{2+W_2+W_3} - W_1 P_{CO_2} + 2P_{CO_2} - \frac{W_1 2P}{2+W_2+W_3} + W_1 P_{CO_2} + C. \quad (4.38)$$

On obtient:

$$P_{\mathrm{H_2}} = \frac{W_2 P - 2W_1 P + 2P}{2 + W_2 + W_3} + P_{\mathrm{CO_2}}, \quad (4.39)$$

après les réarrangements dans la partie droite et le groupement, on obtient:

$$P_{\mathrm{H_2}} = P_{\mathrm{CO_2}} + \frac{P\left(2 - 2W_1 + W_2\right)}{2 + W_2 + W_3}. \quad (4.40)$$

Pour mettre au point l'équation du second degré relativement à la pression partielle du CO_2, nous nous servirons de l'égalité (4.20). En transférant tous les composants de l'équation (4.20) à gauche, on obtient:

$$\frac{P_{\mathrm{CO}} \cdot P_{\mathrm{H_2O}}}{P_{\mathrm{CO_2}} \cdot P_{\mathrm{H_2}}} - \frac{K_1}{K_2} = 0. \quad (4.41)$$

Nous amènerons la dernière équation au dénominateur commun,

$$K_2 P_{\mathrm{CO}} P_{\mathrm{H_2O}} - K_1 P_{\mathrm{CO_2}} P_{\mathrm{H_2}} = 0. \quad (4.42)$$

Utilisant les paramètres intermédiaires précédents, on définit:

$$\frac{2P}{2 + W_2 + W_3} = M_1. \quad (4.43)$$

$$\frac{2P\left(W_1 - 1\right)}{2 + W_2 + W_3} = M_2. \quad (4.44)$$

$$\frac{P\left(2 - 2W_1 + W_2\right)}{2 + W_2 + W_3} = M_3. \quad (4.45)$$

On réécrit l'équation (4.42) pour que toutes les valeurs des pressions partielles soient exprimées par l'intermédiaire de la pression partielle du CO_2,

$$K_2(M_1 - P_{CO_2})(M_2 - P_{CO_2}) - K_1 P_{CO_2}(P_{CO_2} + M_3) = 0 \tag{4.46}$$

En ouvrant les parenthèses, on obtient:

$$K_2 M_1 M_2 - K_2 M_1 P_{CO_2} - K_2 M_2 P_{CO_2} + K_2 P_{CO_2}^2 - K_1 P_{CO_2}^2 - K_1 P_{CO_2} M_3 = 0 \tag{4.47}$$

En formattant les équations précedentes on obtient l'équation du second avec comme variable P_{CO_2}:

$$P_{CO_2}^2 (K_2 - K_1) + K_2 M_1 M_2 - P_{CO_2}(K_2 M_1 + K_2 M_2 + K_1 M_3) = 0 \tag{4.48}$$

Le discriminant de l'équation donnée est trouvé selon la formule:

$$D = \left(-(K_2 M_{1+} K_2 M_2 + K_1 M_3)\right) - 4(K_2 - K_1) K_2 M_1 M_2 \ . \tag{4.49}$$

La racine de l'équation (4.48) donne :

$$P_{\mathrm{CO2}} = \frac{K_2 M_1 + K_2 M_2 + K_1 M_3 - \sqrt{D}}{2(K_2 - K_1)} \ . \tag{4.50}$$

Ayant trouvé selon la formule (4.30) la pression partielle de N_2 et ayant résolu l'équation (4.48) par rapport à CO_2, on trouve les pressions partielles CO, H_2O et H_2 successivement à l'aide des formules (4.33), (4.36) et (4.40).

Ensuite nous calculons les valeurs des pressions partielles des cinq composants restant des produits de combustion.

La pression partielle O_2 est égale à:

$$P_{\mathrm{O_2}} = \left(\frac{K_1 \cdot P_{\mathrm{CO_2}}}{P_{\mathrm{CO}}}\right)^2 . \tag{4.51}$$

La pression partielle du groupe hydroxyle OH:

$$P_{\mathrm{OH}} = \frac{K_3 \cdot P_{\mathrm{H_2O}}}{\sqrt{P_{\mathrm{H_2}}}} . \tag{4.52}$$

La pression partielle de l'hydrogène:

$$P_{\mathrm{H}} = \sqrt{K_4 \cdot P_{\mathrm{H}_2}} \ . \tag{4.53}$$

La pression partielle de l'oxygène:

$$P_{\mathrm{O}} = \sqrt{K_5 \cdot P_{\mathrm{O}_2}} \ . \tag{4.54}$$

La pression partielle du NO est égale à:

$$P_{\mathrm{NO}} = K_6 \sqrt{P_{\mathrm{N2}} \cdot P_{\mathrm{O2}}} \ . \tag{4.55}$$

4.5. Méthode de calcul des émissions des oxydes d'azote

D’après la référence [1] on adment que les émissions d’oxydes d’azote sont consitués de monoxyde d’azote à 97 %.

La comparaison des données expérimentales et des calculs concernant la formation des oxydes d'azote montre que le modèle de la formation NO n’est pas suffisamment exact. Ce fait correspond à la théorie principale des processus de formation des oxydes d'azote, élaborée par Y.B.Zeldovitch, selon laquelle la vitesse de combustion excède de beaucoup la vitesse d'oxydation de l'azote atmosphérique [1]. Ainsi, pour les calculs plus précis, il est nécessaire d'utiliser le modèle cinétique de formation de NO. Ce dernier est fondé sur quatre réactions principales convertibles [1],

$$\left.\begin{array}{l}
0.\ \mathrm{O_2} \rightleftarrows \mathrm{O} + \mathrm{O}; \\
1.\ \mathrm{N_2} + \mathrm{O} \underset{\mathrm{k_{1i}}}{\overset{\mathrm{k_{1d}}}{\rightleftarrows}} \mathrm{NO} + \mathrm{N}; \\
2.\ \mathrm{N} + \mathrm{O_2} \underset{\mathrm{k_{2i}}}{\overset{\mathrm{k_{2d}}}{\rightleftarrows}} \mathrm{NO} + \mathrm{O}; \\
3.\ \mathrm{N_2} + \mathrm{O_2} \underset{\mathrm{k_{4i}}}{\overset{\mathrm{k_{4d}}}{\rightleftarrows}} 2 \cdot \mathrm{NO}.
\end{array}\right\} \tag{4.56}$$

Dans le système de réactions chimiques (4.56) k_{1d}, k_{1i}, k_{2d}. k_{2i}. k_{4d}. k_{4i} - sont les constantes des vitesses des réactions de (1), (2) et (3) respectivement.

L'équation de calcul cinétique pour la formation de NO pour le système des réactions (4.56) a la forme suivante [1]:

$$\frac{\mathrm{dr_{NO}}}{\mathrm{d}\varphi} = \frac{\mathrm{p} \cdot \mathrm{r_{N_2}}}{254.4\mathrm{nT_{p.c.}}} \left(1 - \frac{\mathrm{r_{NO}^2}}{\mathrm{K_{4(NO)} r_{O_2} r_{N_2}}} \right) \left(\frac{\mathrm{k_{1d} \cdot r_O}}{1 + \dfrac{\mathrm{k_{1i} \cdot r_{NO}}}{\mathrm{k_{2d} \cdot r_{O_2}}}} + \frac{\mathrm{k_{4d} \cdot r_{O_2}}}{2} \right), \tag{4.57}$$

où p - pression dans le cylindre, MPa; n - fréquence de rotation du vilebrequin du moteur, min^{-1}; $T_{p.c.}$ - température dans la zone des produits de combustion, K; $K_{4\ (NO)}$ - constante d'équilibre pour la réaction 3 (4.56); k_{1d}, k_{1i}, k_{2d}, k_{4d} - constantes des vitesses des réactions directes (d) et inverses (i) des systèmes 1-3 (4.56); r - fraction volumétrique de la composante dans le mélange.

Dans les calculs on acceptait les dépendances suivantes des constantes de vitesses des réactions du système (4.56) en fonction de la température du mélange [1],

$$K_{1d} = 1.36 \cdot 10^{14} \exp(-315700 / (RT_{p.c})) ; \tag{4.58}$$

$$K_{1i} = 3.12 \cdot 10^{13} \exp(-1670 / (RT_{p.c})) ; \tag{4.59}$$

$$K_{2d} = 1.33 \cdot 10^{10} T_{p.c} \exp(-29600 / (RT_{p.c})) ; \tag{4.60}$$

$$K_{4(NO)} = 21.12 \exp(-181000 / (RT_{\mathrm{p.c}})) ; \tag{4.61}$$

$$K_{4d} = 9.1 \cdot 10^{24} T_{p.c}^{-5/2} \exp(-538000 / (RT_{p.c})). \tag{4.62}$$

D’après [1] lors de la réduction de la température des produits combustibles la concentration de NO ne diminue pas. En conséquence, la concentration de NO dans les gaz d'échappement est supposée égale à la concentration de NO dans les produits de combustion pour une température maximale de la zone brûlée dans le cylindre du moteur.

En conséquence, le calcul de la concentration de NO dans les produits de combustion se déroule dans l'ordre suivant [1]. D'abord, on calcule la composition d'équilibre des produits de combustion. Puis on calcule la concentration de NO selon l'équation cinétique de Zeldovitch. La valeur de NO "est suspendue", et on calcule par itération la composition d'équilibre avec les valeurs "suspendues" de NO, qu'on accepte comme des constantes. L'algorithme de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion à l'aide de la méthode Zeldovitch-Polarny en utilisant l'équation cinétique pour le calcul de la concentration de NO, est illustré sur la figure 4.1.

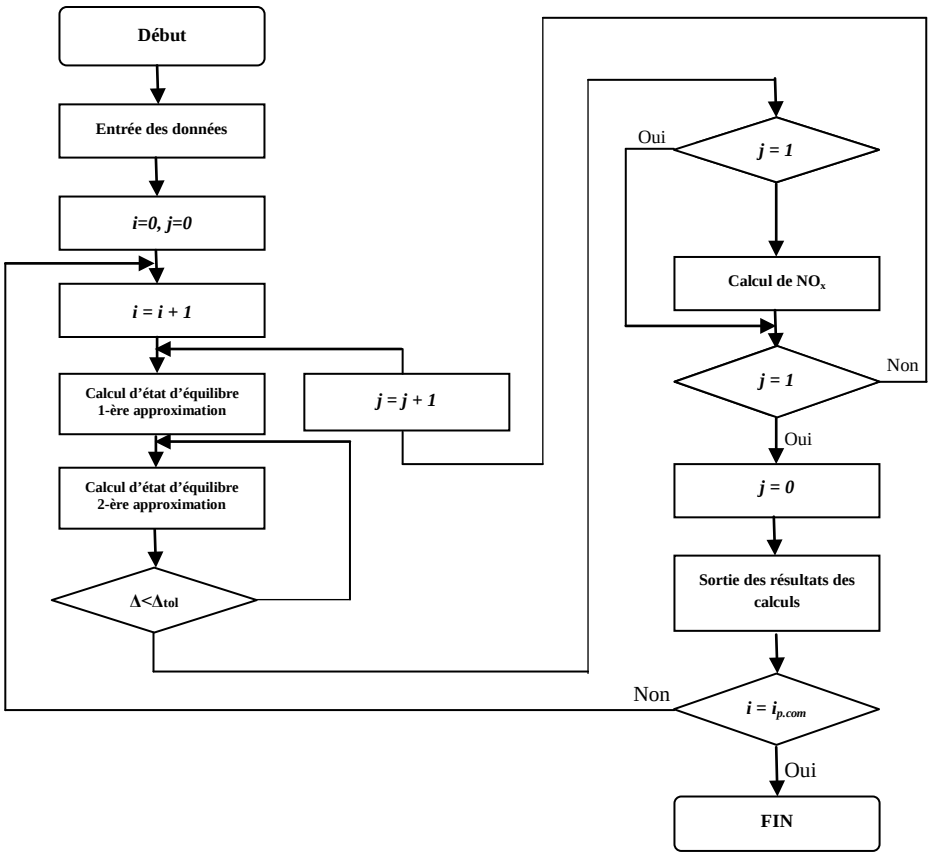


Fig. 4.1 L'algorithme de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion du moteur à gaz à l'aide de la méthode Zeldovitch-Polarny

4.6. Comparaison des résultats des calculs avec les données expérimentales

Sur la figure 4.2, ayant comme exemple la caractéristique de la charge du moteur obtenue expérimentalement , on illustre la comparaison des résultats de résolution du système d'équations pour le calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion selon la méthode utilisée de Zeldovitch-Polarny et la méthode numérique de Newton [2] par rapport aux résultats des tests expérimentaux. Lors des calculs, on a utilisé la méthode du calcul de la combustion avec paramètre variable de combustion [8].

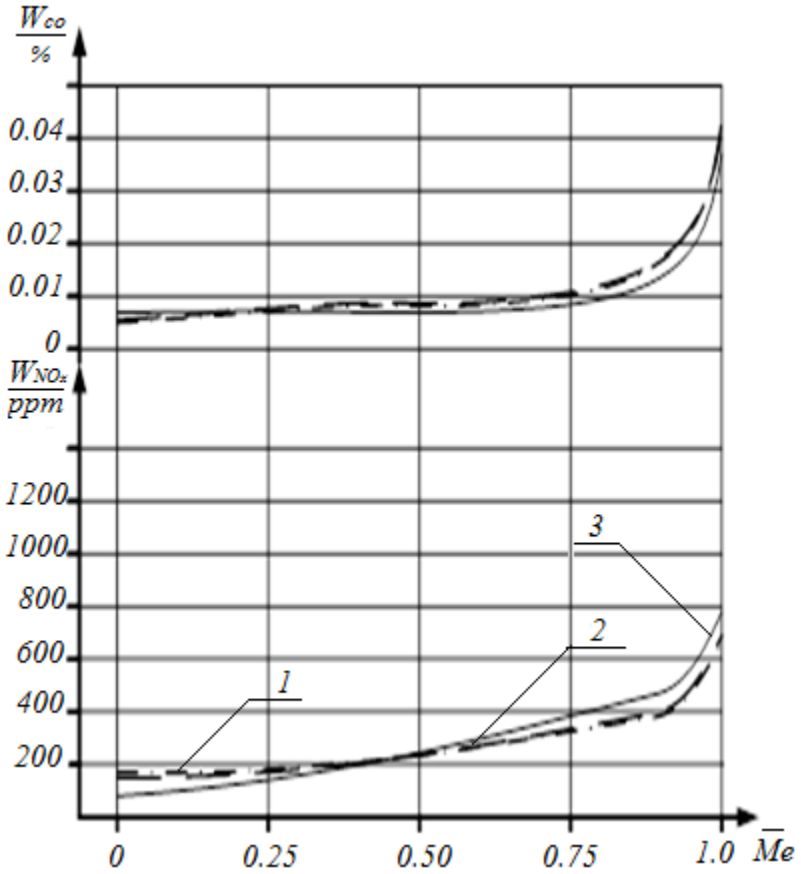


Fig. 4.2 Les résultats des calculs de la toxicité du moteur 4GCH7.5/7.35 (n = 3650 min^{-1})
1 - Méthode Zeldovitch-Polarny; 2 - Méthode de Koutsenko (Newton); 3 - Expérimentale

Comme on peut voir sur la figure 4.2, la différence dans les résultats du calcul selon la méthode numérique de Newton et selon la méthode Zeldovitch-Polarny est pratiquement inexistante. L'erreur dans les calculs est inférieure à 10% par rapport aux résultats expérimentaux. De plus, la méthode Zeldovitch-Polarny est beaucoup plus facile à réaliser et ne nécessite pas des profondes connaissances en programmation et permet d'utiliser de simples complexes mathématiques de programmation.

4.7. Conclusions

1. Pour déterminer la composition d'équilibre des produits de combustion dans le moteur à gaz à allumage par étincelle, on suggère d'utiliser un système de 10 équations avec 10 inconnues, fondé sur 6 réactions chimiques, 3 équations de la balance matérielle et l'équation de la loi de Dalton.

2. Pour la résolution de ce système d'équations, il est recommandé d'utiliser la méthode Zeldovitch-Polarny. Il est proposé d'utiliser directement l'algorithme de résolution mentionné dans [5].

3. La comparaison des résultats des calculs avec ceux expérimentaux a démontré que la différence dans les résultats de calcul selon la méthode numérique de Newton et selon la méthode Zeldovitch-Polarny est pratiquement inexistente. Les résultats analytiques et expérimentaux présentent une bonne corrélation et la différence est inférieure à 10%. Par ailleurs, la méthode Zeldovitch-Polarny est nettement plus facile à appliquer.

4.8. Références

[1] V.A.Zvonov. La toxicité des moteurs à combustion interne. Manuel scolaire pour les écoles supérieures / V.A.Zvonov - 2-ème édition avec modifications et suppléments. Moscou, éditions « Machinostroyéniyé », 1981. - 154 p.

[2] A.S.Koutsenko. Simulation à l'ordinateur des processus de travail des moteurs / A.S.Koutsenko. Kiev, éditions « Naoukova doumka », 1988. - 104 p.

[3] V.A.Zeldovitch. Calculs des processus thermiques lors de la température élevée / Y.B.Zeldovitch, A.I.Polarny. Moscou : I.R.S. №1, 1947. - 67 p.

[4] G.B.Sinyarov. Moteur-fusée à ergols liquides / G.B.Sinyarov, M.V.Dobrovolsky. Moscou, Éditions d'État de l'industrie de défense, 1955. - 488 p.

[5] V.A.Kvasnikov. Moteur-fusée à ergols liquides /V.A. Kvasnikov. Leningrad, Éditions fédérales d'État des industries navales, 1959. - 542 p.

[6] Bade Shrestha S.O. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / Bade Shrestha S.O., Karim G.A. - Calgary, CA: University of Calgary, 1999. - 18 p. - (Preprint / University of Calgary: SAE 1999-01-3482).

[7] L.V.Gourvitch. Propiétés thermodynamiques des substances individuelles/ L.V.Gourvitch, I.V.Vejts, V.A.Medvedev etc.édition. Moscou, éditions: Science, Manuel de consultation en 4 vol.; 3-ème éd., remaniée et élargie. Volume 1: Les éléments O, H (D, T), F, Cl et leurs combinaisons. - 1978. - 496p.

[8] F.I.Abramtchuk. Modèle à deux-zones de combustion dans un moteur à petite cylindrée à allumage par étincelle / F.I.Abramtchouk, O.M.Kabanov, A.P. Kuzmenko, M.S.Lipinsky, V.M.Mouratov//Journal de l'Université Nationale de Transport. - 2011. - № 23. - p. 56-65.

Chapitre 5

Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas engine

Ce chapitre a fait l'objet d'une publication dans la revue scientifique *American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, N° 1, 9 -15.*

Rachid Maamri, Fedor Ivanovitsh Abramtshuk, Alexandre Nikolaevitsh Kabanov, Mekhael Sergeevitsh Lipinsky, Yves Dubé, Lotfi Toubal, Agbossou Kodjo, *Investigation on Adjusting the Parameters of a Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas engine.*

Ce chapitre présente les travaux effectués pour l'article II, qui porte sur le choix et le fondement des paramètres régulateurs du moteur à gaz suralimenté converti à partir du moteur diesel, à l'exemple du moteur 6GCHN13/14. Pour ce moteur, on précise le modèle mathématique du cycle de combustion avec l'indice variable de la combustion de Wiebe.

Afin de réduire le nombre de tests, on a utilisé une étude numérique et expérimentale. Pour mettre en œuvre cette approche, le test est remplacé par un modèle mathématique. Ce modèle est vérifié et confirmé par une série de tests . Puis, en utilisant le modèle déjà vérifié, on a effectué les calculs. Le modèle mathématique choisi est le modèle de Wiebe avec le calcul spécifié de l'exposant *m* dans la fonction de Wiebe .

Des études préliminaires ont montré que la pression de suralimentation du combustible gazeux influence la forme de la caractéristique du dégagement de la chaleur. Cependant, comme le calcul spécifié de l'exposant *m* dans la fonction de Wiebe ne permettait pas la variation de la pression de suralimentation, l'équation pour l'exposant *m* de Wiebe employée pour le calcul de la caractéristique du dégagement de la chaleur ne peut pas être utilisée sous sa forme originale dans le présent ouvrage, et doit être modifiée pour inclure l'influence de la pression de suralimentation. En outre, l'aspiration forcée influence également la durée de l'inflammation.

Comme la concentration des composants toxiques dans les gaz d'échappement ne peut être calculée avec une précision suffisante avec le modèle de Wiebe (il est impossible de déterminer la distribution de la température dans le cylindre), un modèle à deux zones a été ajouté dans notre modèle. L'avantage de ce modèle à deux zones est qu'elle permet non

seulement de calculer les concentrations des oxydes d'azote NO_x dans les gaz d'échappement avec une précision suffisante, mais aussi d'obtenir les données nécessaires pour le calcul de la probabilité de détonation et son estimation quantitative .

Le taux de compression du moteur diesel d'origine est beaucoup plus élevé que le moteur diesel modifié, ce qui donne aux pièces de moteur à gaz a aspiration forcé une grande fiabilité. Par conséquent, le choix du taux de compression est influencé seulement par la probabilité de détonation se produisant aux charges maximales .

Un critère de détonation sans dimension k_c peut ainsi être défini comme étant le rapport de deux énergies relatives libérées au cours de la combustion .

La résolution du problème d'optimisation des paramètres de réglage du moteur à gaz a été réalisée au moyen de la technique de l'espace des paramètres en utilisant les suites de Sobol.

Un banc d'essai muni d'un système de contrôle à microprocesseur du laboratoire des gaz de la section des moteurs à combustion interne de l'Université Nationale de l'Automobile et des Ponts et Chausées de Kharkiv Ukraine a été utilisé, pour effectuer les mesures, ainsi que pour la vérification de la validité des modèles analytiques. Le moteur testé est un moteur suralimenté à allumage par etincelle fonctionnant au gaz naturel 6GCHN13/14, converti à partir d'un moteur Diesel YMP-236.

On a effectué une comparaison des caractéristiques externes à haute vitesse (CEHV) - telles que les paramètres α, N_e, g_e et M_e en fonction de n, entre le moteur à aspiration forcée 6GCHN13/14 et le moteur à aspiration naturelle 6GCH13/14.

On a réalisé aussi des tests selon le cycle européen de l'état d'équilibre (European Steady state Cycle (ESC)), qui est également un essai stationnaire à 13 modes, ou les mesures doivent être réalisées pour trois régimes différents (appelés A, B et C) en plus du ralenti. Les régimes A, B et C dépendent de deux régimes de référence n_{l0} et n_{hi} liés à la courbe de pleine charge du moteur. n_{l0} désigne le régime le plus bas du moteur auquel 50% de la puissance maximale déclarée est disponible. n_{hi} désigne le régime le plus élevé du moteur auquel 70% de la puissance maximale déclarée est disponible. Les régimes d'essai A, B et C se déduisent des régimes de référence à l'aide des expressions suivantes:

$$n_A = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo});$$
$$n_B = n_{lo} + 0.5(n_{hi} - n_{lo});$$
$$n_C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo}).$$

La concentration en NO_x doit être mesurée par ailleurs en trois points de la zone de contrôle, choisis au hasard par le service technique réalisant les essais. Les émissions de NO_x mesurées pour ces trois points doivent être proches des valeurs calculées pour les points d'essai de la norme les plus proches. Cette vérification vise à assurer l'efficacité du contrôle des émissions dans la plage des régimes d'exploitation types du moteur. Les trois points de mesure additionnels sont choisis en utilisant des méthodes statistiques agréées de prélèvement aléatoire (s'il y a écart entre les valeurs mesurées et les valeurs calculées, le moteur ne satisfait pas l'essai de réception par type, voir l'article ci-dessous).

5.1 Abstract

Many cities and countries today have programs to convert older, polluting diesel transit buses and trucks to run on clean, economical natural gas. Properly implemented, this is an excellent way to quickly reduce fuel costs, clean up the air and reduce noise with minimum capital costs. A poorly executed conversion program, however, can lead to higher exhaust emissions, much higher fuel consumption, unacceptable power losses, poor durability and high maintenance costs.

This article gives the results of our investigation of a forced aspiration gas engine 6GCHN13/14 converted from diesel. The mathematical model of the combustion process specified for the gas engine uses a variable Wiebe combustion factor.

Use of the developed characteristic maps has shown improvement of engine power indicators in comparison with that of a naturally aspirated engine, as well as a decrease in average operational emissions with the use of adjustable forced aspiration.

Keywords: Combustion, Wiebe Combustion Factor, Mathematical Model, Natural Gas, Engine Mapping

5.2 Introduction

With increasing concerns about energy shortages and environmental protection, research on improving engine fuel economy and reducing exhaust emissions has become the major research aspect in combustion and engine development. Due to limited reserves of crude oil, development of alternative fuel engines has attracted more and more concern. Alternative fuels usually imply fuels clean compared to diesel fuel and gasoline fuel in the engine combustion process. The introduction of these alternative fuels is beneficial to slowing down the fuel shortage and reducing engine exhaust emissions.

Converting diesel engines of trucks into gas spark ignited engines is now a subject of actuality [1]. However the execution of this task faces a number of difficulties. For example, the chamber of combustion of an original diesel engine can’t support the thermal load created after conversion to gas spark ignition without further modifications. Also the stringent regulation imposed on automobile internal combustion engines concerning gas emissions requires the use in the converted engines of the concept of "lean burning" [1].

Application of this concept causes a decrease in the power of the engine, especially in modes of maximum loads. To compensate these losses of engine power of the converted diesel engine, it is expedient to use supercharging.

Projects to convert diesel engines to spark-ignited forced-aspiration gas engines using this concept of “lean burning” are found all over the world. In Russia such work on a KAP-740 diesel engine has been reported in [2]. In the USA, a similar program is pursued by companies such as John Deere [3], Cummins [4], Detroit Diesel [5], Caterpillar [6] and others. In Europe such gas fuel conversion activity takes place for public transport, as exemplified by Iveco City Class buses [7]. In Ukraine similar work is carried out in LNTU [8], KHNAHU [1] and other centres.

Analysis of the literature has shown that in the majority of studies on gas engines converted from diesel engines, forced-aspiration is either used immediately, or planned for the near future.

5.3 Experimental setup

The test bench for carrying out the measurements, and also for verifying the validity of the analytical models, is shown in Figure 7.1. This work was executed in the Gas Laboratory of the Internal Ignition Engines Section in KHNAHU. The bench was created around a gas spark ignited engine with supercharging 6GCHN13/14, converted from a diesel engine YMP-236.

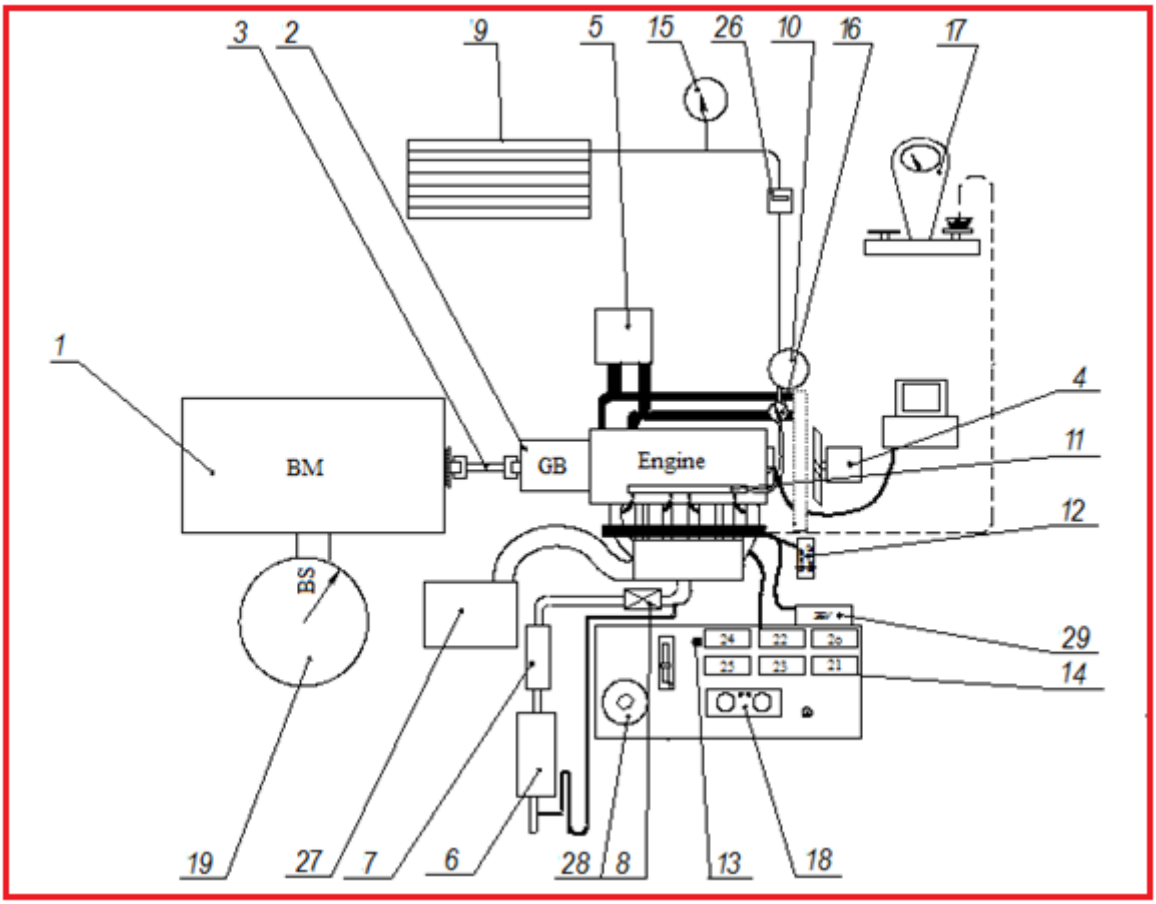


Fig. 5.1 Engine test bench

5.3.1 Engine test bench

In order to permit a smooth change of drag torque on the engine shaft, during tests, the bench is equipped with an electric loading device MPB-100 (1 in Figure 5.1). The power from the engine is delivered to the balancing machine via a mechanical gearbox VAZ2103 2 and a cardan joint 3. This gearbox can work in a wide frequency range of rotation of the engine crankshaft. The bench is equipped with an additional air-fan 4, and an additional heat exchanger 5, with which it is possible to model a temperature regime which approaches real running conditions. For the same purpose, the bench also includes a noise muffler 6 and a resonator 7 from the regular exhaust system of a Daewoo Model Sens**.** A damper valve 8 is installed to measure the exhaust system resistance.

In order to explore a variety of gases, the bench is equipped with a fourth-generation gas system which includes: several cylinders with a variety of gases 9, a two-level gas pressure reducer 10, high and low pressure lines, a rail with gas injectors 11 and a control panel 12. The fuel gas is selected by a series of switches 13 on board 14.

Investigations in the field of operator workplace ergonomics [9] have shown that the greatest informational content is provided by visual observations of low-frequency processes.

Hence a series of registering devices are included, such as damped analogical sensors (15, 16, 17, 18, 19), and a LED digital display (20 - 25). The bench also includes a gas flow meter (26) and an air flow meter (27) to measure these input parameters. The stand is also equipped with an oil temperature measuring device (21) and an engine load control system (28). Finally, an engine electronic control unit 29 is mounted on the test bench. The stand is equipped with all the necessary equipment to determine actual and indicated indicators of power and fuel economy and toxicity.

5.4 Mathematical model

To reduce the number of tests, we used a computational and experimental study. To implement this approach, the test is replaced by a mathematical model. This model is verified and confirmed by a series of tests. Then, using the verified model, we performed the calculations. The mathematical model chosen is the model of Wiebe [10] with the specified calculation of exponent *m* in the Wiebe function, as used by Kabanov [11].

As preliminary studies have shown, the charging pressure of the fuel gas influences the form of the characteristic of thermal release. However as [11] did not allow for charging pressure variability, the equation for Wiebe exponent *m* as used there for calculating the thermal release characteristic cannot be used in its original form in the present work, and must be modified to include the influence of the charging pressure. Besides, forced aspiration also influences burn duration.

As a result of these considerations and on the basis of preliminary experimental studies, the following equations for a variable Wiebe exponent m_{var} and burn durations φ_z are proposed.

$$m_{var_i} = 10.639 \cdot \overline{\varphi}_i \cdot A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F + J \,, \tag{5.1}$$

where, m_{var_i} is the variable Wiebe exponent of the combustion phase *i*,

$$A = \frac{\theta + 18}{40}, \tag{5.2}$$

$$B = \alpha + 0.00025 \,, \tag{5.3}$$

$$C = \frac{0.005 \cdot \eta_v + 0.005}{0.01}, \tag{5.4}$$

$$E = \frac{n + 1100}{3000}, \tag{5.5}$$

$$F = \frac{\pi_c + 0.001}{0.95}, \tag{5.6}$$

$$J = -28.025\overline{\varphi}_i^2 + 98.045\overline{\varphi}_i^3 - 156.86\overline{\varphi}_i^4 + 86.88\overline{\varphi}_i^5, \tag{5.7}$$

where $\overline{\varphi}_i$ is the relative burn angle of the combustion phase *i*, $\overline{\varphi}_i$ = 0…1 (0-100% burn duration); *n* is the frequency of rotation of the crankshaft of the engine, in min^{-1}; α is the air-fuel excess ratio; η_v is the volumetric efficiency; θ is the spark advance, crank angle before the top dead center (TDC), and π_c is the rate of charging pressure rise. Moreover, the burn duration:

$$\varphi_z = 28.25\,(0.182 \cdot \alpha - 0{,}045 \cdot \theta + 13.233 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0.1258 \cdot \eta_v - 0.576(\pi_c - 1) + \\ +0.152, \tag{5.8}$$

where, π_c or CPR is total pressure ratio is the ratio of the compressor discharge air pressure to the ambient air pressure (the ratio of the air total pressure exiting the compressor to the air pressure entering the compressor).

$$\pi_c = \frac{p_{02}}{p_{01}} = f_{\pi_c}\left(\frac{N_{tc}}{\sqrt{T_{01}}}, \frac{\dot{m}_c\sqrt{T_{01}}}{p_{01}}\right) = (T_{02}/T_{01})^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}, \tag{5.9}$$

The total temperature ratio T_{02}/T_{01} across the compressor is related to the pressure ratio by the isentropic flow equations.

p_{01}: air pressure entering the compressor.

p_{02}: air total pressure exiting the compressor.

T_{02}: total temperature exiting the compressor.

T_{01}: temperature entering the compressor.

γ : ratio of specific heats.

As the concentration of toxic components in the exhaust gases cannot be calculated with sufficient accuracy with the model of Wiebe because the impossibility of determining the temperature distribution in the cylinder, a two-zone model as described in [12] has been added in our model. The advantage of the two-zone model is that it allows not only the calculation of the concentrations of the nitrogen oxides NO_x in the exhaust gases with sufficient accuracy, but also to obtain the data necessary for the calculation of the possibility of detonation occurring, and its quantitative estimation.

5.4.1 Choice of the compression ratio and the maximum charging pressure

The compression ratio choice is determined by two factors: the mechanical durability of the engine components and the probability of early detonation occurring at maximum loads.

The compression ratio of the original diesel engine is much higher than the modified diesel engine. Which gives the forced aspiration gas engine parts a high reliability. Therefore, the choice of compression ratio is influenced only by the second factor.

Autoignition and knock (the sound of an auto-ignition initiated pressure wave inside the engine cylinder) occurs when end gases release sufficient amount of energy above a specific threshold.

An appropriate criterion for knock in spark ignition engines must be based on the total energy released within the end gas due to auto-ignition reaction activity per unit of the corresponding instantaneous volume. Such a specific energy release needs to be compared for any engine, fuel and operating conditions to the corresponding total energy release that would take place normally due to regular flame propagation. The latter needs to be related to the total cylinder size and volume. A dimensionless knock criterion k_c described in [13] can thus be defined as the ratio of the following two relative energy releases during the course of the combustion process:

$$k_c = \frac{Energy\ released\ by\ gas\ reations/V_t}{Energy\ to\ be\ released\ by\ combustion\ /V_0}, \tag{5.10}$$

where the numerator represents the total energy released by the unburned end gas pre-ignition chemical reaction activity per unit of the instantaneous charge volume (V_t), while the denominator is the total energy that can be released normally through flame propagation over the whole cycle per unit of cylinder swept volume (V_o). V_t , the instantaneous volume at time t, is the sum of the combustion chamber volume, the volume displaced by the piston (depending on the crank angle) and mechanical deformations produced by the gas pressure and inertial efforts; V_o , the cylinder volume swept by the piston displacement, is the full stroke movement of the piston.

The energy released by the end gas self-reactions is defined as:

$$H_{ut} = \int_{t_{st}}^{t} dE_u = (h_{st} - h_t)m_u, \tag{5.11}$$

where h is the enthalpy of the mixture per unit of mass $(h = \sum c_i\, h_i)$ and m_u is the mass of the unburnt zone which is the end gas region at any instant of time t. Subscripts *st* and *t* indicate the values at the spark discharge and at any instant of time, respectively.

The energy released due to normal combustion can be simplified as:

$$H_o = h_o m_o, \tag{5.12}$$

where h_o is the effective heating value of the fuel and m_o is the initial or total mass.

Since the spark timing is usually set such that much of the combustion process takes place in the vicinity of the top dead center position so as to achieve optimum efficiency and power [$V_t \approx V_c$ (clearance volume)], then the volume ratio VR, where $VR = V_0/V_t$, can be approximated to (ε – 1) [the ratio is calculated by the following formula: $\varepsilon = V_0/V_c + 1 \approx$ $\approx V_0/V_t + 1$]. Consequently, equation 7.9 may be written as:

$$K_c = \frac{(h_{st} - h_t) m_u}{h_o m_o} (\varepsilon - 1). \tag{5.13}$$

The knock criterion of equation (5.13) can be used to test for the onset of knock and to represent effectively engine knock intensity in gas-fueled spark ignition engines.

The example described in [13] and other similar results show that the operating condition for the knock limit may be determined theoretically by assuming a value of 1.5 for maximum knock criterion value at borderline knock operation. Excess of this value means possible detonation presence at the end of the on the regime, and its intensity is directly proportional to the value K_{cmax}. The detonation occurring is influenced by two major factors: compression ratio ε and rate of charging pressure rise π_c.

Supercharging is designed to increase the density of the air into the cylinders by increasing its pressure in the intake manifold. Engine power thus increases as the work cycle for a supercharged engine is much superior to that of a naturally aspirated engine. However the compression ratio should not be excessive so as to avoid reaching maximum cycle pressures which may be too high. Research [6] has shown that it is possible to obtain the best engine power if the compression ratio is reduced, thus increasing charging pressure to a maximal value. The design of the turbocharger and the mechanical durability of parts of the combustion chamber can reach this value.

Calculations using the criterion K_c have shown that at the maximum rate of charging pressure rise provided by a TKP-9-12-07 turbo-compressor on regimes of maximum load (π_{c_max} = 1.45), a compression ratio ε = 11.8 allows to operate without premature detonations.

5.4.2 Multi-criteria optimization of adjusting parameters

The resolution of the problem of optimizing the adjusting parameters of a 6GCHN13/14 engine was by means of the parameter space investigation method using Sobol sequences as described in [14].

The resolution of this problem assumes a search for a compromise between power, combustible economy and toxicity of the engine emissions. Therefore we used the following as criteria of quality of the working process: effective power N_e, kW; specific emissions of nitrogen oxides g_{NOx}, gr/(kW·h), and the thrust specific fuel consumption (TSFC) or sometimes simply the specific fuel consumption (SFC) [g_e is the ratio of the fuel consumption [gr/h] to the brake power [kW]]. SFC is an engineering term that is used to describe the fuel efficiency of an engine design with respect to thrust output. It allows the efficiency of different-sized engines to be compared directly.

The engine design assumes that the natural gas will be used in a regime of higher limits of lean mixtures, which can partially implement a quality control of mixture. That is to say, engine regulation is supposed to be carried out not only with the throttle position, but also with α (the air-fuel excess ratio) and the charging pressure.

Therefore the following parameters will be subject to variation in the optimization search: air–fuel excess ratio α, spark advance θ, crank angle (deg) before TDC, crankshaft frequency of rotation n, min^{-1}, throttle position angle φ_{tr}, % and rate of charging pressure rise π_c.

The ranges of change of the varied parameters are shown in Table 5.1.

Table 5.1 Range of variation of engine parameters for optimizing engine performance

α	θ	n	π_c	φ_{tr}
-	° crank angle (deg) before TDC	min^{-1}	-	%
1	5	800	1	0
1.5	40	2100	1.45	100

The ranges of change of variable parameters for solving the optimization problems of regulation parameters listed in Table 5.1 and there are selected from the following considerations.

For α < 1 the fuel burns only partially and, as a consequence, the emissions of CO and CH increase strongly. For α > 1.5, the NO_x concentration in the exhaust gases decreases significantly and CH emissions suddenly increase. However because of a sudden increase in

cyclic instability of the operating process and an increase in frequency of pre-ignition, the power and the fuel economy of gas engines decrease considerably,.

The limits for change of spark advance θ, the crank angle (deg) before TDC, was selected on the basis of the experimental data received as a result of preliminary tests on the gas engine 6GCHN13/14.

The range for change of the frequency of rotation of the crankshaft n, min^{-1} was decided from considerations of guarantee of stable working conditions of the engine at any combination of other factors. The throttle positions go from fully closed (φ_{tr}= 0 %) to fully open (φ_{tr}= 100 %).

The rate of aspiration pressure rise π_c (due to transporting the fuel-air mixture through the compressor) varies from total absence of forced aspiration (π_c= 1) to the maximum rate of aspiration (π_c= 1.45).

5.5 Results of the optimization search and construction of the characteristic maps

The analytical and experimental study carried out has shown that operating the gas engine without forced aspiration allowed it to reach the nominal power regime of the basic unmodified diesel engine N_e = 130 kW only at α ≈ 1.

The strength margins of the engine allows an increased charging pressure in a nominal regime to π_c = 1.45, allowing it to reach a theoretical power of 180 kW at α = 1. However this leads to a thermal overstrain of parts of the engine and pre-detonation occurring.

To reduce the influence of these last factors, the engine must be operated at a leaner mixture. Research has shown that to assure the engine operating without pre-detonation in nominal regime, it is necessary to make the mixture lean to α ≈ 1.3. This operational limit at π_c = 1.45 will produce power N_e = 130 kW at n = 2100 min^{-1} and torque M_e = 670 N·m at n = 1500 min^{-1}.

NO_x emissions in regimes of maximum load at π_c = 1.45 and α ≈ 1.3 show a decrease of 35-45 % in comparison with operating at π_c = 1.45 and α ≈ 1. So, reducing the speed at the maximum relative load (P_e = 100%) is appropriate to carry through the increase of excess air ratio to α ≈ 1.5. The effectiveness of ignition at high values of α provides high concentration of fuel near the spark plug provided by the forced aspiration. So, load reduction to $\overline{P}_e$ ≈ 0.6 is appropriate to carry through the increase of α. When π_c = 1.45, α can be increased to α ≈ 1.4 ... 1.6. At further increase in α, appear misfiring. Further reduction of the load is

required to reduce π_c. This requires a small increase in α, proportional to the reduction of π_c. Moreover, the increase in α in these conditions required due to the deterioration of the ignition and combustion at small value of $\overline{P}_e$. So, at the minimum idle speed n = 800 min^{-1}, the value of α is 1.05. This approach can reduce NO_x emissions on medium engine speed on 60…70 %, compared to the naturally aspirated version, operating at low values of α.

Thus, on the engine 6GCHN13/14 the mixed regulation of power is offered to use: by means of change of throttle opening rate and α change. Besides, there is an appearance of third operating factor - rise of pressure charging rate π_c.

Figure 5.2 to 5.5 show the characteristic maps for the optimized engine performance, namely the dependence of the respective parameters α, π_c, φ_{tr} and θ respectively at *n* and $\overline{P}_e$. These data will serve as reference values for a microprocessor control system of the engine.

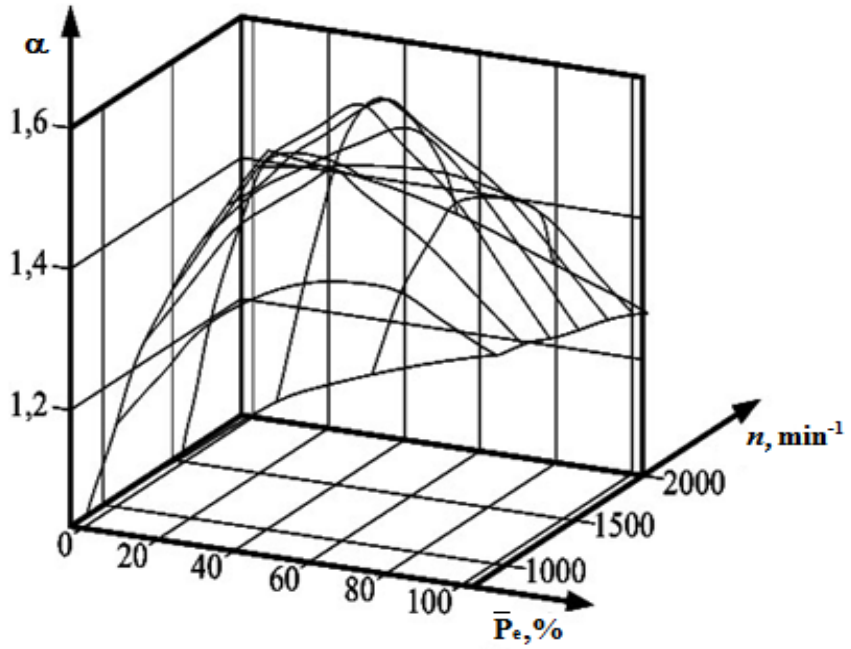


Fig. 5.2 Characteristic map for α

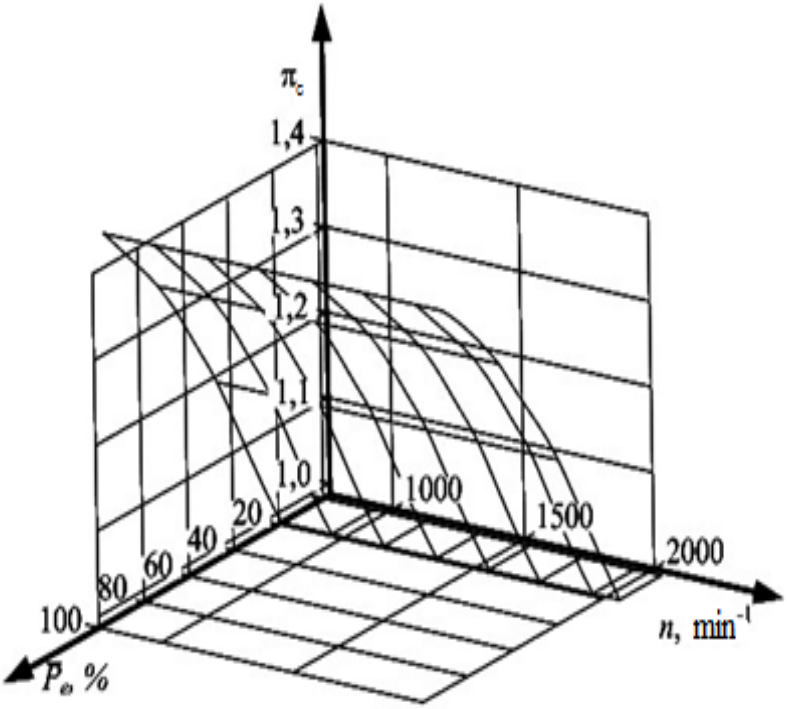


Fig. 5.3 Characteristic map for π_c

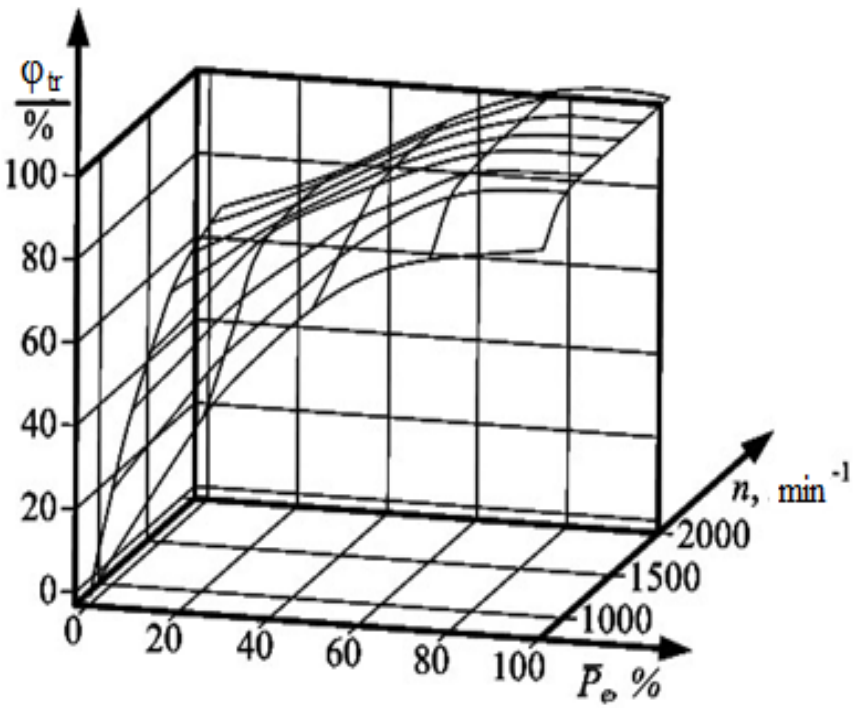


Fig. 5.4 Characteristic map for φ_{tr}

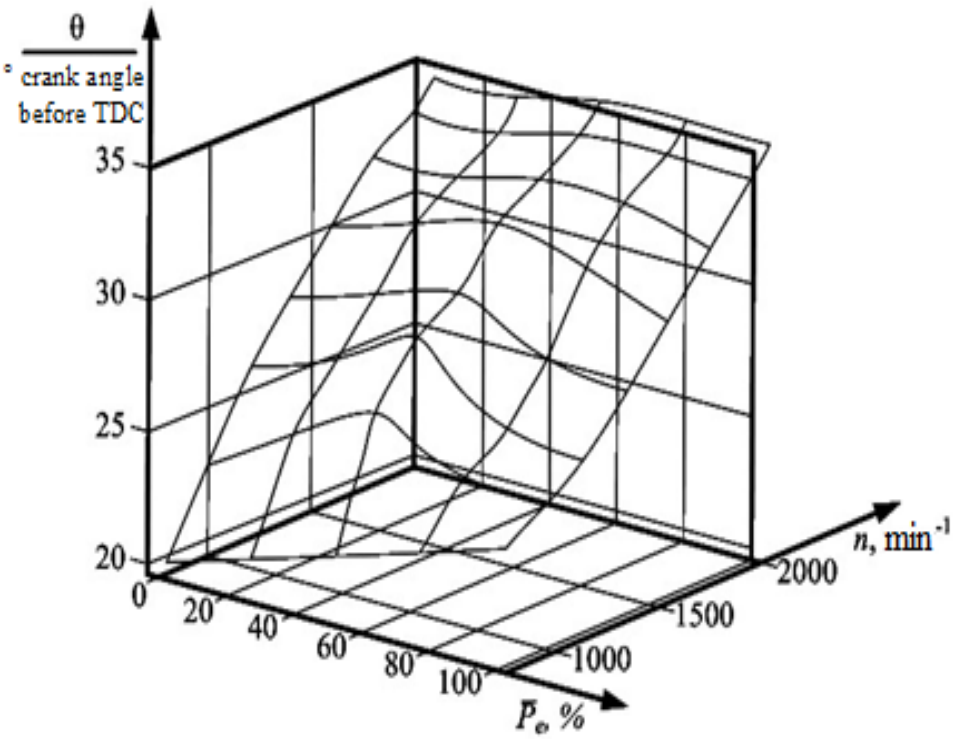


Fig. 5.5 Characteristic map for θ

5.6 Results of tests of the engine 6GCHN13/14

The results of tests on engine 6GCHN13/14 under control of a microprocessor control system embodying the results of Figures 5.2 to 5.5 are shown in Figure 5.6. The comparison of the external high-speed characteristics (EHCE) - as described by the parameters α, N_e, g_e and M_e as a function of n - is between the forced-aspiration (engine 6GCHN13/14) and the natural-aspiration (engine 6GCH13/14) configurations.

Forced aspiration has allowed engine 6GCHN13/14 to reach the power characteristics of a basic naturally-aspired diesel engine. So, on a nominal regime effective power N_e increases by 26 % (about 100 kW to 135 kW). The frequency of rotation corresponding to maximum M_e, have changed from n_{Memax} = 1500 min^{-1} to n_{Memax} = 1400 min^{-1}. The maximum effective torque corresponding to this frequencies, has increased by 36 % (about 480 N·m to 750 N·m).

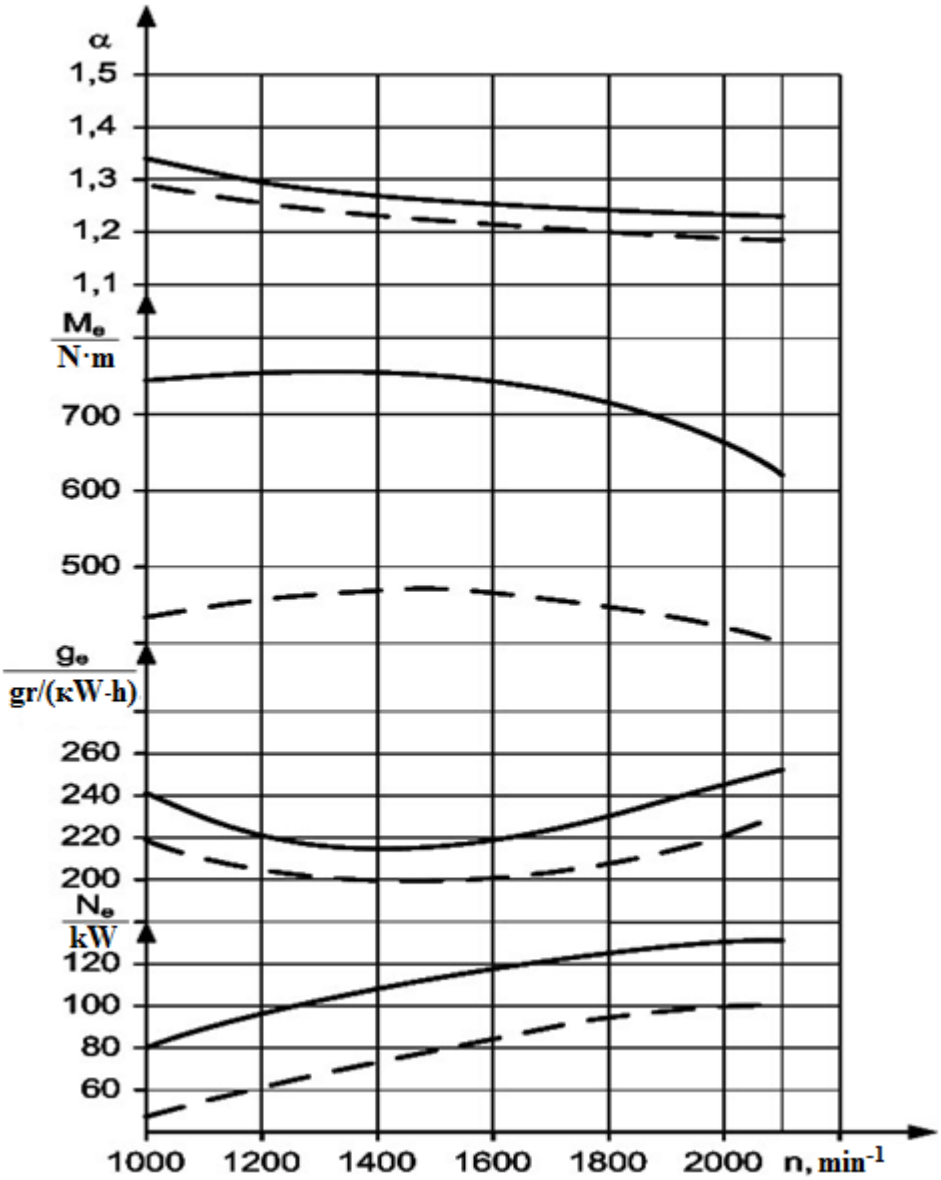


Fig. 5.6 The external high-speed characteristic of the engine 6GCHN13/14:
——— - forced aspiration; – – – – – - naturally aspiration.

From figure 5.6, it is visible that at use of forced aspiration on regimes of external high-speed characteristics, N_e increases on 26…31 %, M_e: on 35…41 %, although specific effective fuel consumption g_e increases on 7…9 %. Despite the rise of power, α increases lightly on 3…4 %.

When converting the average power diesel engine to gas engine, adjustable forced aspiration can be used not only for the preservation of the power at the same level as the base engine, but also to reduce emissions of nitrogen oxides .

In Figures 5.7 and 5.8, we compare the emissions from the naturally aspirated engine 6GCH13/14 with those of the forced aspiration engine 6GCHN13/14.

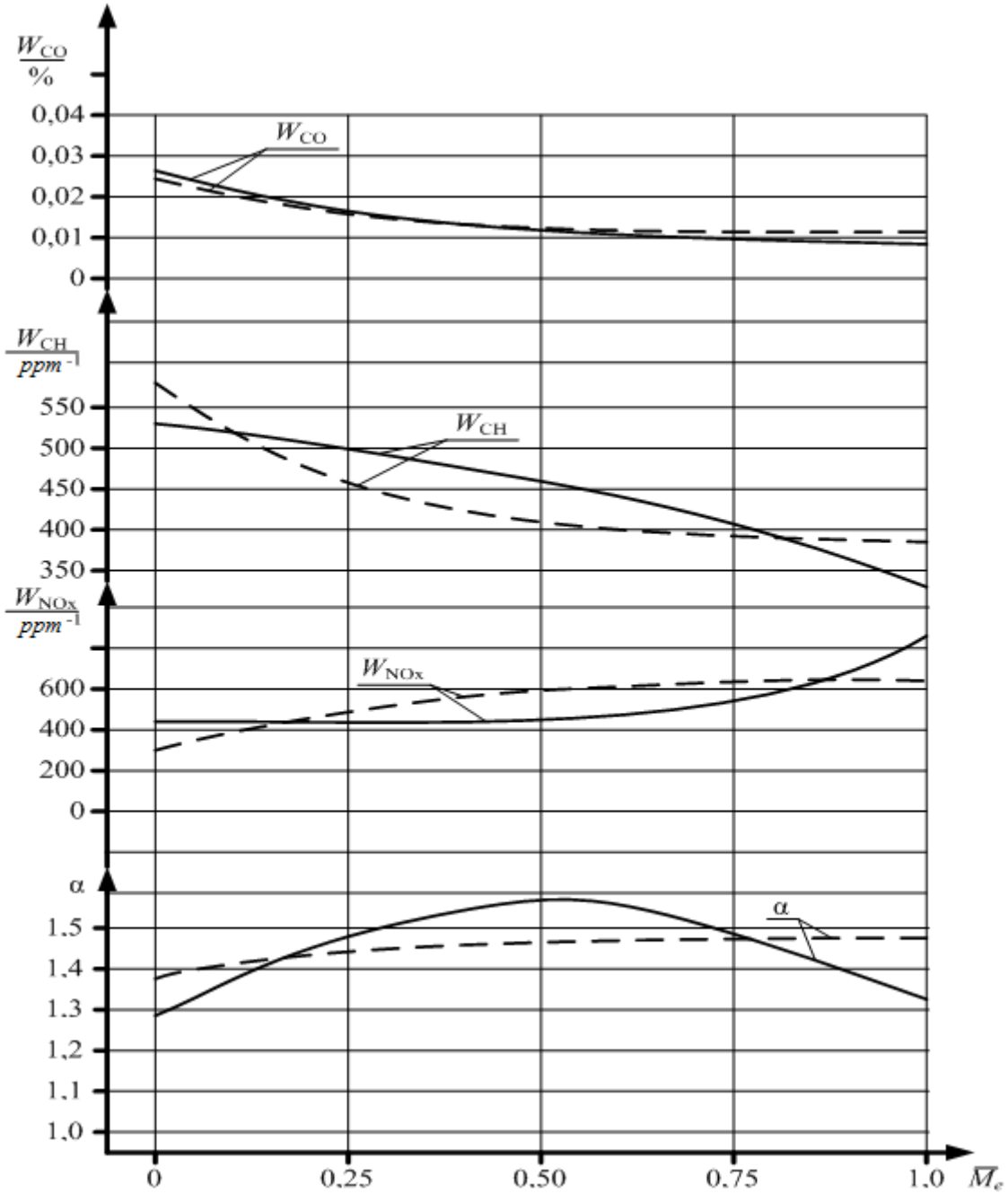


Fig. 5.7 Emissions variation of the engine 6GCHN13/14 by load

(n = 1500 min^{-1}):

— — — - naturally aspiration;

———— - forced aspiration

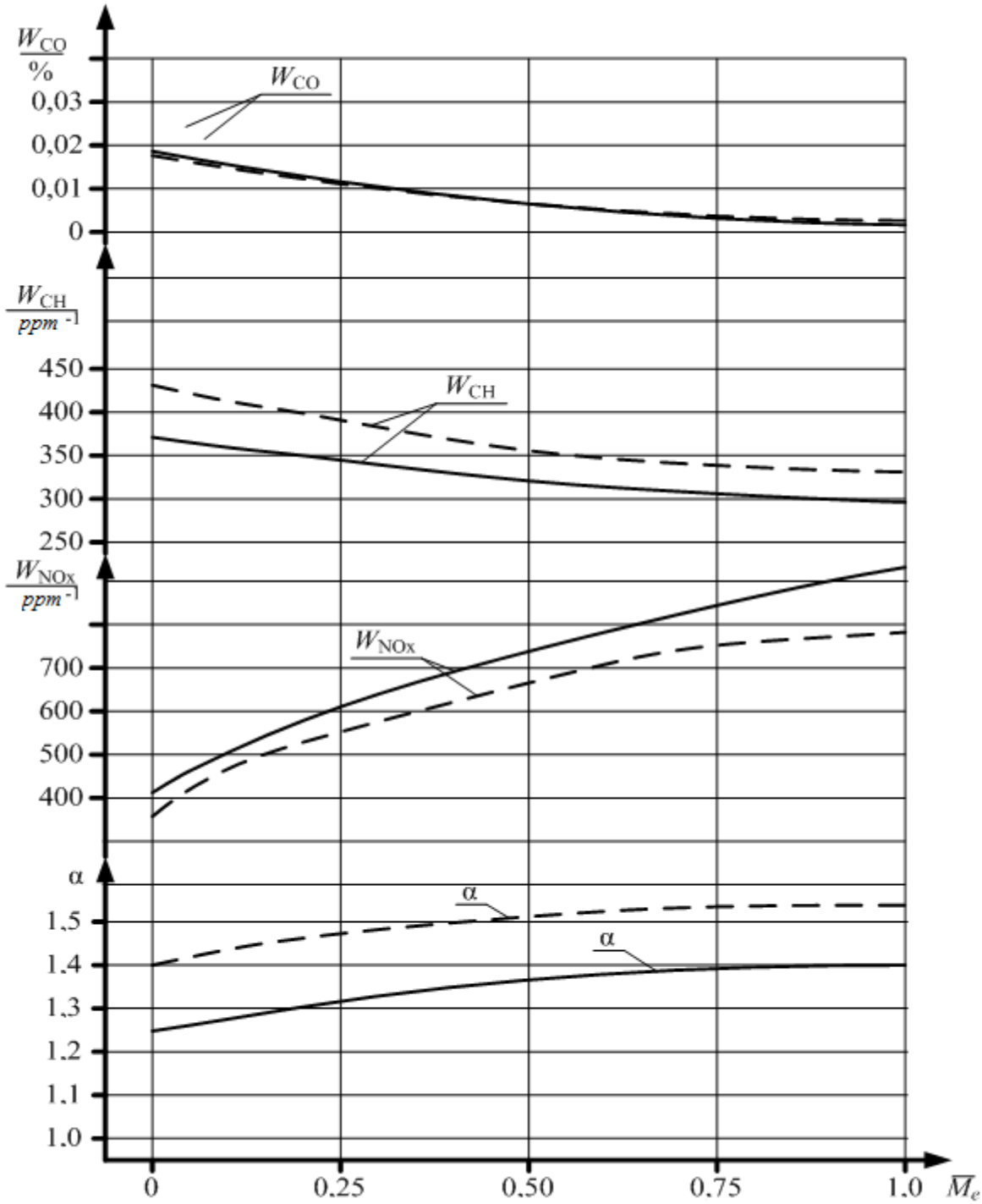


Fig. 5.8 Emissions variation of the 6GCHN13/14 by load

(n = 2100 min^{-1}):

— — — - naturally aspiration;

———— - forced aspiration

The increase of α promotes decrease in in-cylinder temperatures of the engine on 5…10 % on all regimes of EHCE. It allows to lower nitrogen oxides NO_x emissions on EHCE

regimes on 8…15 %. Emissions of CO and CH are in both engines practically at identical level.

On partial regimes, charging pressure decreases, in parallel α increases. Besides, the mixed regulation of a mixture on partial regimes modes is carried out. Owing to it, on partial regimes, NO_x emissions decrease on 19…36 %. On regime of idle, the difference in NO_x emissions practically is absent.

5.7 Determination of the average emission of toxic compounds, simulating with the 13-mode, steady-state ESC test cycle

The ESC test cycle [15] has been introduced, for emission certification of heavy-duty diesel engines in Europe. The ESC is a 13-mode, steady-state test.

The ESC test is characterized by high average load factors and very high exhaust gas temperatures.

The choice of speeds to determine the test modes n_A, n_B , n_C is implemented with the help of auxiliary speeds n_{hi} and n_{l0}. The high speed n_{hi} is determined by calculating 70% of the declared maximum net power. The highest engine speed where this power value occurs (i.e. above the rated speed) on the power curve is defined as n_{hi}. Here n_{hi} = 2200 min^{-1}. The low speed n_{l0} is determined by calculating 50% of the declared maximum net power. The lowest engine speed where this power value occurs (i.e. below the rated speed) on the power curve is defined as n_{l0}. Here n_{l0} = 1500 min^{-1}.

The engine speeds to be used during the test are then calculated from the following formulas:

$$n_A = n_{lo} + 0.25(n_{hi} - n_{lo}); \quad (5.14)$$

$$n_B = n_{lo} + 0.5(n_{hi} - n_{lo}); \quad (5.15)$$

$$n_C = n_{lo} + 0.75(n_{hi} - n_{lo}). \quad (5.16)$$

In accordance with the dependencies n_A =1675 min^{-1}, n_B =1850 min^{-1}, n_C=2025 min^{-1}.

Each mode is characterized by the mode significance factor $\delta_з$, demonstrating the conditionnal relative proportion of time during which, the engine work at this mode.

Tests are conducted at low idle speed and at 4 values of the relative torque: 0.25, 0.5, 0.75 and 1.0. The results are shown in Table 5.2.

Table 5.2 The results of tests with forced aspiration engine 6GCHN13/14 with the ESC test cycle.

№	$\delta_з$	$\overline{M}_{кр}$	n	NO_x	CO	CH
–	–	%	min^{-1}	g/(kW·h)	g/(kW·h)	g/(kW·h)
1	0.15	0	XX	0.32	0.96	2.1
2	0.08	1.0	n_A	3.05	1.22	1.24
3	0.1	50	n_B	2.52	1.22	1.12
4	0.1	75	n_B	2.74	1.19	1.16
5	0.05	50	n_A	2.44	1.13	1.15
6	0.05	75	n_A	2.66	1.17	1.16
7	0.05	25	n_A	1.86	1.16	1.31
8	0.09	100	n_B	3.8	1.15	1.19
9	0.1	25	n_B	1.92	1.12	1.05
10	0.08	100	n_C	3.55	1.15	1.1
11	0.05	25	n_C	2	1.04	0.94
12	0.05	75	n_C	2.82	1.11	1
13	0.05	50	n_C	2.68	1.2	1.07

Average operational emissions of toxic components, g/(kW·h), defined as the sum of products of emissions of toxic components in 13 modes cycle on the significance factor of these regimes.

$$\overline{g} = \sum_{i=1}^{13} \left(g_i \cdot \delta_{зi} \right), \tag{5.17}$$

where, $\overline{g}$ - emissions components on regime;

$\delta_з$ - significance factor of the regime.

According to the relation (5.17), the average operational emissions of toxic components of the engine 6GCHN13/14, g/(kW·h): $\overline{g}_{NO_x}$=2.36; $\overline{g}_{CO}$=1.13; $\overline{g}_{CH}$=1.27.

Table 5.3 The results of tests naturally aspirated engine 6GCH13/14 with the ESC test cycle.

№	$\delta_з$	$\overline{M}_{кр}$	n	NO_x	CO	CH
–	–	%	min^{-1}	g/(kW·h)	g/(kW·h)	g/(kW·h)
1	0.15	0	XX	0.44	0.98	2.16
2	0.08	1.0	n_A	4.24	1.24	1.28
3	0.1	50	n_B	3.50	1.24	1.15
4	0.1	75	n_B	3.81	1.21	1.19
5	0.05	50	n_A	3.39	1.15	1.18
6	0.05	75	n_A	3.70	1.19	1.19
7	0.05	25	n_A	2.59	1.18	1.35
8	0.09	100	n_B	5.28	1.17	1.23
9	0.1	25	n_B	2.67	1.14	1.08
10	0.08	100	n_C	4.93	1.17	1.13
11	0.05	25	n_C	2.78	1.06	0.97
12	0.05	75	n_C	3.92	1.13	1.03
13	0.05	50	n_C	3.73	1.22	1.1

According to the relation (5.17), average operational emissions of toxic components of the engine 6GCH13/14, g/(kW·h): $\bar{g}_{NO_x}$= 3.28; $\bar{g}_{CO}$= 1.15; $\bar{g}_{CH}$= 1.31.

Results of tests of the gas engine 6GCHN13/14 with use of 13-mode cycle ESC have shown following average operational emissions of normalised toxic components, gr/(кW·h): emissions of nitrogen oxides, $\bar{g}_{NO_x}$ = 2.36; emissions of carbon monoxide, $\bar{g}_{CO}$ = 1.13 and hydrocarbon emissions, $\bar{g}_{CH}$ = 1.27. Thus average operational emissions of normalised toxic components the gas naturally aspired engine 6GCH13/14 have show, gr/(кW·h) [6]:
$\bar{g}_{NO_x}$ = 3.28; $\bar{g}_{CO}$ = 1.15; $\bar{g}_{CH}$ = 1.31.

Decrease in average operational emissions at use of adjustable charging on the gas engine 6GCH13/14 in comparison with a naturally aspired engine has show: on NO_x = 28%, on CO = 10 % and on CH = 18 %.

5.8 Conclusions

Analysis of the literature showed that the use of adjustable forced aspiration to the gas engine can eliminate deficiencies of the concept of a "poor combustion", retaining its advantages.

Tests on the diesel-to-gas converted engine 6GCHN13/14 with forced aspiration and using the characteristic maps developed in part 6 and summarized in Figures 5.2 to 5.5 have shown a definite improvement of the engine power indicators in comparison with the naturally-aspired configuration: that can be summarized as a 7-9% improvement in fuel consumption, 26-31 % in N_e, 35-41 % in M_e and a 10-28% reduction in noxious gas emissions.

Tests of the gas engine 6GCHN13/14 on 13-regime cycle ESC have shown that decrease in average operational emissions at use of adjustable charging on the gas engine 6GCHN13/14 in comparison with a naturally aspired variant has give: on NO_x: 28 %, on CO: 10 %, on CH: 18 %.

5.9 References

[1]Bogomolov V. A. Prospects of Application of Natural Gas as Fuel for Automobile Diesel Engines/V.A.Bogomolov, F.I.Abramtschuk, A.N. Kabanov, S.V.Saldaev//Motor Transport: Journal of Scientific Works - Kharkov: KHAHU. - 2005. - № 16. - p. 247-249.

[2] V.N.Lukanin, A.S.Khatschijan, V.E.Kuznetsov, I.G.Shishlov, R.H.Khamidullin. Preliminary Results of Working out of the Gas Engine with Supercharging by Power of 200

kW /Internal Combustion Engines: Problems and Development Prospects: Journal Scientific Works - M: MADI (TU). -2000. -p. 68-79.

[3] D.L. McCaw and W.A. Horrell. On-Road Development of John Deere 6081 Natural Gas Engine: Final Technical Report - Deere & Company - 2001. - 46p.

[4] M.M. Kamel. Development of a Cummins ISL Natural Gas Engine at 1.4g/bhp-hr NOx + NMHC Using PLUS Technology: Final Report - Cummins Westport, Inc - 2005. - 18p.

[5] Bohn, Joseph, 'DDA Is Reorganizing Operations in Detroit,' Auto-motive News, September 2, 1985, pp. 8, 42; 'Detroit Diesel to Produce Natural Gas, Alcohol Engines,' Automotive News, July 2, 1990.

[6] G.B. Cox, K.A. DelVecchio, W.J. Hays. Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles: Final Report - Caterpillar Inc. - 2002. - 67 p.

[7] N-O Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. Pathways for Natural Gas into Advanced Vehicles - Brussel: IANGV. - 2002. - 105 p.

[8] B. Zakartschuk, O.P.Sitovsky, I.C. Kozatschuk. Analytical and Experimental Study of Gas engine, Converted from Diesel/Automobile Transport. - 2005- №16 - p. 276 - 278.

[9] Munilov V.M., Zintshenko V.P. Ergonomics : Human-oriented Design Techniques, Software Tools and Environments // Logos. - 2001. - p 356.

[10] Wiebe I.I. The new about working cycle of the engine. - Moscow: Mashgiz, 1962 - 271p.

[11] Kabanov Alexander Nikolaevich. Decrease of Emissions of Harmful Substances with the Exhaust Gases of Transport Diesel Engines by their Converting in Gas engines: Dissertation Candidate Technical Science: 05.05.03 - X, 2007. - 206 pages.

[12] F.I.Abramtschuk, A.N.Kabanov, V.N.Murat, A.P.Kuzmenko, G.V.Majstrenko. Design Procedure of Process of Combustion of the Gas Engine with High-Energy Ignition System /the Interuniversity Collection “Naukov_ Notatki”. - Lutsk: Lutsk National Technical University. - 2010 - № 28 - p. 4-8.

[13] Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / Calgary, Canada, 1997. - 248 p.

[14] I.M.Sobol’, R.B.Statnikov. Selecting Optimal Parameters in Multicriteria Problems - M: Science, 2005. - 110 p.

[15] EUR-Lex - 31999L0096 - EN Official Journal L 044 , 16/02/2000 P. 0001-0155.

Chapitre 6

Combustion process of spark ignited hydrogen fueled engine

Ce chapitre a fait l'objet d'une publication dans la revue scientifique *American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, N° 2, 21-24*:

Rachid Maamri, Alexandre Petrovitsh Martshenko, O. O. Osetrov, Yves Dubé, Lotfi Toubal, Agbossou Kodjo, *Analyze and mathematical modelling of the combustion process of one-cylinder spark ignited hydrogen fueled engine.*

Ce chapitre présente les travaux effectués pour l'article III, qui porte sur l'analyse de la phase de combustion de l'hydrogène dans un moteur 4 temps monocylindrique à allumage commandé, l'élaboration du modèle mathématique, qui prend en considération les particularités de la phase de combustion et l'estimation de l'influence des paramètres constructifs et de réglage du moteur. A l'aide d'une simulation, on va valider une étude expérimentale effectuée au préalable sur un moteur à combustion interne à allumage commandé CFR, 4 temps, monocylindrique fonctionnant à l'hydrogène et ayant : un alésage de 82.5 mm, une course de 114.2 mm, une cylindrée de 612.5 cm^3 et une vitesse de rotation constante égale à 600 tours par minute (1CH8.255/11.42). L'étude sus-mentionnée a été réalisée à l'Université de Ghent en Belgique à titre d'une thèse de doctorat [2].

L'objectif principal de cette simulation de la combustion dans ce moteur de laboratoire CFR (Cooperative Fuel Research), est de valider les résultats des tests effectués au préalable par un autre chercheur sur ce moteur [2].

Le modèle termodynamique utilisé repose sur celui de Wiebe. C'est un modèle semi-empirique à une zone, avec lequel on calcule la masse de la fraction brûlé et la vitesse de combustion [voir annexe A.I].

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}),$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{m+1}{\varphi_z}\bar{\varphi}^{m}\exp(C\bar{\varphi}^{m+1}).$$

Ou, $\bar{\varphi} = {}^{\varphi}/_{\varphi_z}$, φ, φ_z - la durée relative de la combustion, la durée atuelle à partir du début de la combustion et la durée de l'inflammation, presentées en angles de rotation du vilebrequin; C - constante (par exemple, la constante C = ln $(1-0.999)$ = -6.908 qui correspond au rendement de la combustion égale à 99.9 %); m - exposant de Wiebe ou indice du caractère de la combustion - constante qui définit la dynamique de la combustion. Les constantes φ_z et m dans ce modèle sont choisies à l'aide d'une méthode empirique issue de la condition qui assure la similitude entre les diagrammes pression vs angle de rotation du vilebrequin, calculés et mesurés (la loi de la combustion).

Dans ce travail, on a défini l'influence des paramètres constructifs et ceux du régime du processus de travail sur les lois de la combustion et, par conséquent, sur les paramètres φ_z et m des modèles de Wiebe.

6.1 Abstract

Hydrogen is a potential replacement for fossil fuels in the transportation sector because it is clean, renewable and has the possibility to reduce emission of criteria pollutants (NO_x) and the effect on global warming via carbon dioxide which is negligible. The present research study is devoted to analyze the process of combustion of hydrogen in the four-cycle one-cylinder spark ignited engine and to concern with developing a numerical model that consider the features of process of combustion, to estimate the influence of the constructive and the control parameters of the engine on process of combustion. It is found that the curve of speed of combustion at hydrogen blending is close to the triangular form. It was found that varying the compression ratio and, to a lesser extent, the ignition timing influences the duration and the dynamics of the combustion process, more than at varying the air–fuel ratio.

Keywords: hydrogen internal combustion engines, Wiebe combustion model.

6.2 Introduction

Hydrogen is considered as a fuel perspective view, including for internal combustion engines. First, at its burning practically there are no emissions of CO, CH and solid particles. Their some presence in the exhaust gases speaks burning out of lubricant oil. Secondly, hydrogen wide flammability limits allow organising qualitative regulation of capacity on operational modes, and, as consequence, to increase engine efficiency on part loads. Thirdly, at burning of poor hydrogen/air mixtures, it is possible to lower considerably NO emissions

essential material resources. To hydrogen lacks carry the high cost price of its production, difficulty of storage of hydrogen onboard a vehicle, absence of an infrastructure, etc.

Advantages of hydrogen cause development of the works connected with use of given fuel in internal combustion engines [1-7].

It is known that one of the most effective tools of research of processes in internal combustion engine and optimisation of its design is mathematical modelling. By working out of mathematical models there is some question, not shined widely enough in the technical literature.

It concerns dynamics of a thermal emission in the hydrogen engine and the influence on working process of constructive and adjusting parameters of the engine.

6.3 Experimental setup

Results of the experiments performed on one-cylinder four-cycle engine CFR (1CH 8.255/11.42) by the Belgian scientists [2] are put in a work basis. Relevant engine characteristics are shown in table 6.1, the schematic view of the test equipments is shown in figure 8.1.

Table 6.1 Relevant engine characteristics

Bore, mm	82.55
Stroke, mm	114.2
Connection rod length, mm	254
Compression ratio	7 - 9.5
Frequency of rotation of a cranked shaft, min^{-1}	600

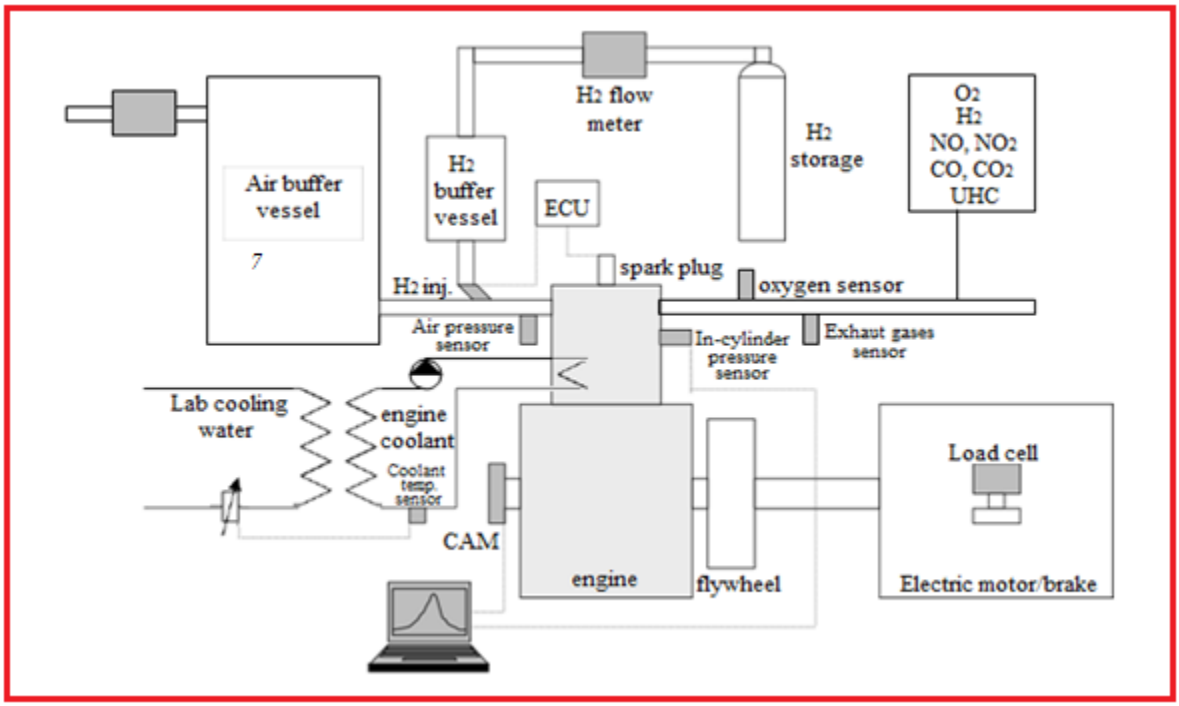


Fig. 6.1 Schematic view of the test equipments

CFR engine intended originally for definition of combustible octane number has been converted for hydrogen use. On the engine have established a hydrogen injection system in the inlet manifold. The quantity of submitted fuel changed regulation of duration of the valve lift upon the injector nozzle.

In a cylinder head the piezoelectric sensor cooled by water for pressure measurement has been established. Also loads, frequency of rotation of a cranked shaft, TDC position, mass consumption of air and hydrogen, mixture pressure in front of valves and exhaust gases pressure were measured. In the exhaust gases the concentration of oxygen O_2, hydrogen H_2, nitrogen oxides NO and nitrogen dioxide NO_2, carbon monoxide CO, carbon dioxide CO_2 and unburned hydrocarbons CH was defined. Frequency of rotation in all tests was supported by a constant n = 600 min^{-1}, compression ratio changed in a range from 7 to 9.5.

The experimental data received on engine CFR, have allowed to specify model of combustion of hydrogen in the four-cycle engine with spark ignition.

6.4 Results and discussion

6.4.1 Analysis and mathematical modelling of process of combustion of hydrogen

Now are known single - two- and multi-zones combustion models. Laws of mass and energy conservation are put in a basis single-zone models. Quantity of the burned fuel by time

and speed of the heat release are set by empirical or semi-empirical dependences (for example, Wiebe's technique). The co-ordinate of time is introduced.

In multi-zones models of the equation of laws of mass and energy conservation in the differential form are supplemented with the equations of Nave-Stocks describing turbulent flow of gas, and, besides time, spatial co-ordinates are entered.

In two-zone models the spatial co-ordinate is the radius of front of a flame. Combustion process is modelled on the basis of the data about speed of propagation of a flame in laminar and turbulent environments.

The inconvenient of two- and multi-zone models is the necessity and the complexity of the use of a considerable quantity of the boundary conditions received as a result of experimental or theoretical researches. Speed of propagation of a flame, as a rule, is set by empirical formulas on the basis of experimental data about speed of laminar and turbulent burning in bombs [2, 4, 5, 8, and 9]. The account of specificity of combustion in internal combustion engine is made by empirical factors that reduce accuracy of calculations at researches for other types of engines. The field of application of the given models - detailed theoretical study of combustion.

In the present work for research and modelling of process of combustion of hydrogen the thermodynamic model used is Wiebe based. This single-zone semi-empirical model calculates the rate of mass that is burned and the speed of combustion are put (See annexe A.I):

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \tag{6.1}$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{m+1}{\varphi_z}\bar{\varphi}^{m}\exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \tag{6.2}$$

Where $\bar{\varphi} = \varphi/\varphi_z$, φ, φ_z - accordingly relative time of combustion, current time from the beginning of combustion and burn duration presented in angles of rotation of a crankshaft;
C - a constant (for example, the constant C = ln $(1-0.999)$ = -6.908 corresponds to a combustion efficiency of 99.9 %); m - Wiebe exponent or indicator of character of combustion - a constant defining dynamics of process of combustion. Constants φ_z and m in the given model are selected by an empirical method from a condition of providing the similarity between calculated and measured pressure-crank angle diagrams (the combustion law). As a rule, researchers define dependences φ_z and m from constructive and regime parameters of working process, and then use the given dependences in optimisation and in

other works. In this work, we have to define the influence of constructive and regime parameters of working process on the law of combustion and, accordingly, parameters φ_z *a*nd *m* Wiebe's models.

On figure 6.2, the influence of burn duration φ_z and the Wiebe exponent *m* on the form of the pressure-crank angle diagram, are shown.

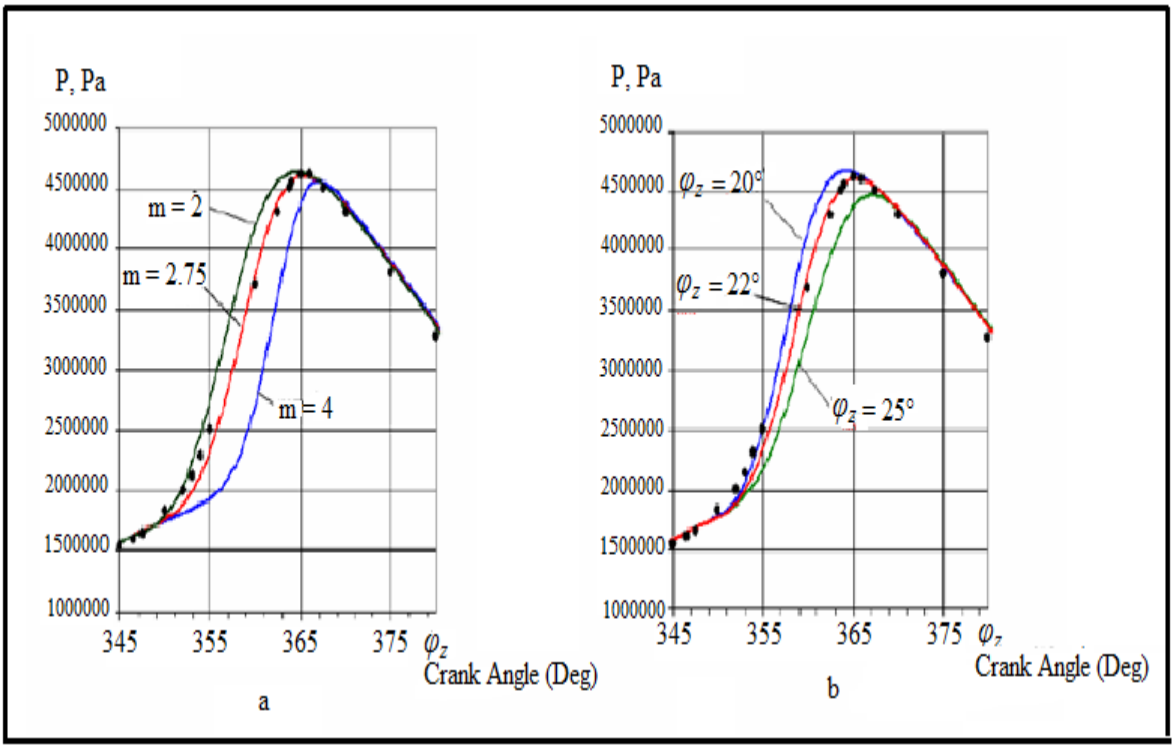


Fig. 6.2 Selection of Wiebe exponent *m* (a) and burn duration φ_z (b) in formulas (1) and (2) for a regime when n = 600 min^{-1} and N_e = 1.3 kW. By points the measured diagram is shown.

It is visible that for a regime when n = 600 min^{-1} and N_e = 1.3 kW, the best similarity between calculated and measured diagrams is reached at use of φ_z= 22°crank angle and *m* = 2.75. However and in this case the inclination of calculated and measured curves of pressure does not coincide. It is obvious that combustion occurs more intensively in an initial phase and less intensively in a final phase, that is to say the combustion law, is close to the triangular form (figure 6.3). We offer a variable Wiebe exponent, changing on linear dependence from m_1 = 1.5 to m_2 = 4:

$$m = (m_2 - m_1) \cdot \overline{\varphi} + m_1 \tag{6.3}$$

In this case the speed of combustion is defined under the formula:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{1}{\varphi_z}\overline{\varphi}^{m}\exp(C\overline{\varphi}^{m+1})\left[(m+1)\cdot\overline{\varphi}^{m} + \overline{\varphi}^{m+1}\ln(\overline{\varphi})\cdot(m_2 - m_1)\right]. \qquad (6.4)$$

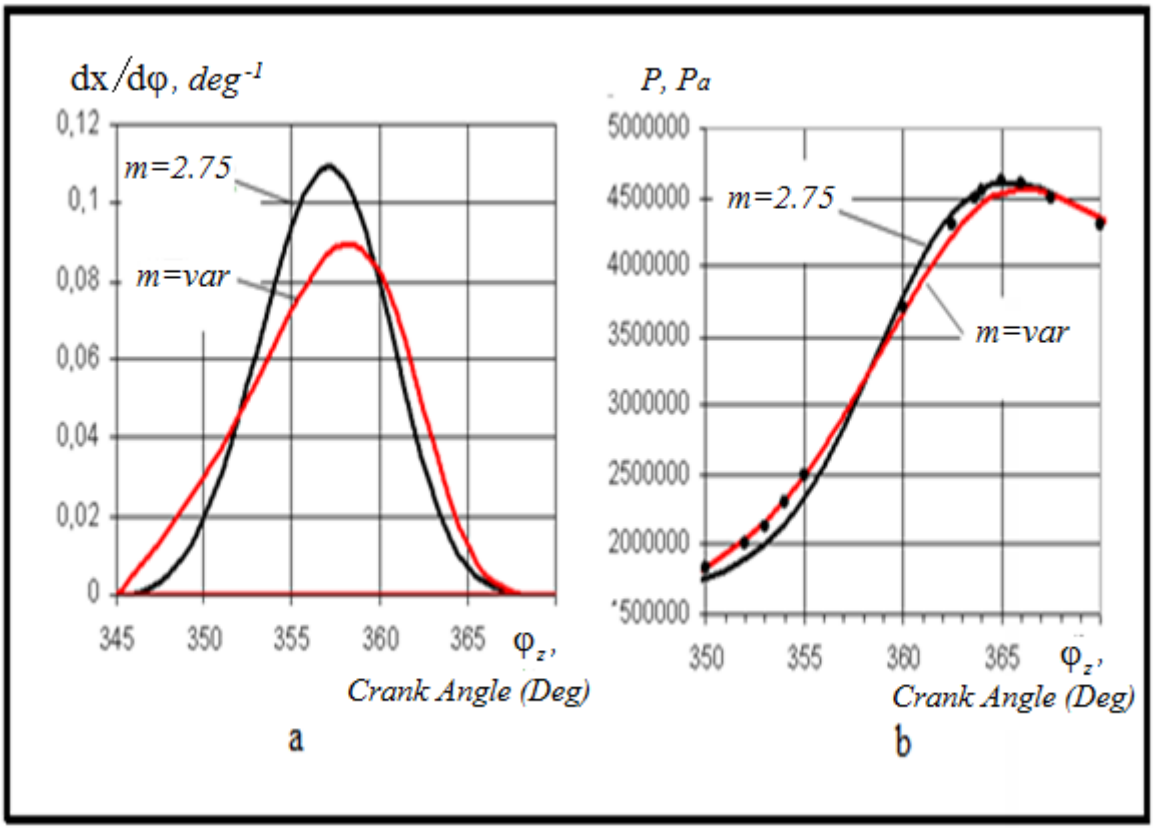


Fig. 6.3 Combustion speed (a) and pressure- crank angle diagram (b) with Wiebe exponent *m*. Burn duration φ_z = 22 °crank angle. By points the CFR engine experimental diagram is shown. n = 600 min^{-1}, N_e =1.3 kW.

This figure shows, that the use of a variable Wiebe exponent *m* provide a good similarity between measured and calculated pressure-crank angle diagrams for the regime with n = 600 min^{-1} and N_e = 1.3 kW.

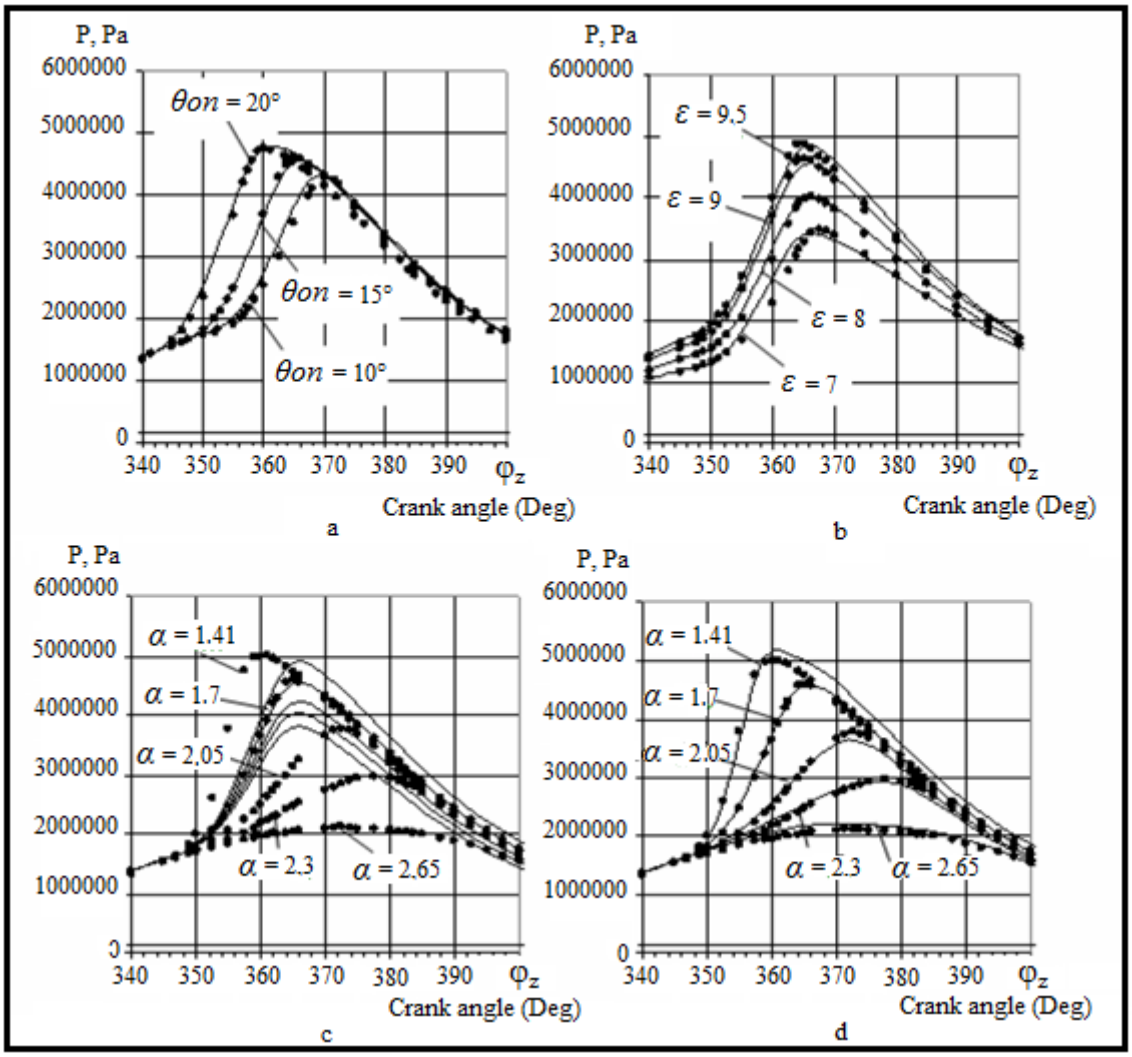


Fig. 6.4 Influence of a spark advance θ_{ad} (a), compression ratio ε (b) and air-fuel excess ratio α (c,d) on measured and calculated pressure-crank angle diagrams. By points experimental diagrams are shown

Figure 6.4 shows the influence of the spark advance θ_{ad}, the compression ratio ε and the air–fuel excess ratio α on measured and calculated pressure-crank angle diagrams. At the time of the modelling of Wiebe exponent, we put linear dependence (3), where coefficients m_1 and m_2 don't change and we take the combustion duration φ_z as a constant equal to 22° crank angle (figure 6.4. a-c).

We observe that the variation of the spark advance and the compression ratio of the engine, don't have any influence on the dynamics and on the hydrogen burn duration. In the same time, the influence of the air-fuel excess ratio on the burn duration is considerable (figure 6.4. c). This fact confirms measurements. We found an empirical relation between φ_z and α: for the regime with n = 600 min^{-1} and N_e = 1.3 kW:

$$\varphi_z = \left(12.652 \cdot \alpha^2 - 14.273 \cdot \alpha + 9.1265\right) \cdot \psi \,, \tag{6.4}$$

where ψ - coefficient, defining the influence of the turbulence and other factors on combustion duration.

The use of this relation allows a good similarity between measurements and calculations (figure 6.4. d). The relation (6.4) allows an acceptable similarity between calculated and measured results for CFR engine only for regimes with n = 600 min^{-1}. Obviously, for the regimes with wide crank angle, the burn duration decreases because the in-cylinder mixture turbulence increases. Moreover, for engines with other dimension and a different configuration of the inlet manifold, the in-cylinder turbulence will change. Consequently, the coefficient ψ must be reduced or increased.

6.5 Conclusion

As a result of theoretical researches it is established that the form of curve speed of combustion at hydrogen use is close to the triangular.

It is offered to use in the model of combustion of Wiebe a variable indicator of character of combustion m (Wiebe exponent), changing on the linear law that allows to describe dynamics of combustion of hydrogen more precisely.

It is shown that the change of compression ratio and a spark advance to a lesser degree influences duration and dynamics of process of combustion, than change of air–fuel excess ratio. To consider this influence use of approximating dependence of duration of combustion allows φ_z from air–fuel excess ratio α.

6.6 References

[1] Mishenko A.I. Application of hydrogen for automobile engines / A.I.Mishenko. - Kiev: Sciences. Dumka, 1984. – 143 p.

[2] Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / Verhelst S.//Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics, Ghent University, 2005. – 222 p.

[3] Kim J.M. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct

injection and spark ignition system / J.M. Kim, Y.T. Kim, J.T. Lee, S.Y. Lee//SAE. – paper N° 95249. – 1995.

[4] Polasek M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modelling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Polasek, J. Macek, M.Takats, O. Vıtek//SAE, paper N° 2002-01-0373. – 2002.

[5] Ma J. Simulation and prediction on the performance of a vehicle's hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang//Int. J. Hydrogen Energy, 28:77–83, 2003.

[6] Sierens R. Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference / R Sierens., S. Verhelst//ICE 34-3. – Paper N °2000-ICE-285. – pp. 9-16. – San Antonio. – 2000.

[7] Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symposium (International) on Combustion, pages 375–382, 2000.

[8] Lipatnikov A.N. Turbulent flame speed and thickness: phenomenology, evaluation, and application in multidimensional simulations / A.N. Lipatnikov, J. Chomiak//Progress in Energy and Combustion Science. – 28:1–74.–2002.

[9] Keck J.C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability/J.C. Keck, Heywood J.B., and Noske G. //SAE. – paper N°870164. – 1987.

Partie III. Carburants de substitution en mélange dans les MCI

Chapitre 7

Moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène

Ce chapitre a fait l'objet d'une publication dans: Journal of Road Transport Scientific Papers, Kharkov Ukraine - 2011- N°43 - 278 p- pp. 152-159 - ISSN 2219-8342. Il a été presenté aussi en langue russe à la conférence scientifique internationale: Problems and prospects of the automotive and road transport, qui a eu lieu à l'Université de l'Automobile et des Ponts et Chaussées de Kharkiv Ukraine le 3-4 Novembre 2011. La version originale de l'article en langue russe se trouve dans l'annexe A.

Ce chapitre présente les travaux effectués pour l'article IV, qui porte sur le choix des paramètres de fonctionnement d'un moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène. Afin de réaliser cette étude, deux approches ont été utilisées: une analytique et une autre expérimentale.

À titre du modèle de calcul, on a utilisé le modèle de Wiebe avec précisions qui consistent à considérer que l'indice de la combustion de Wiebe *m* n'est pas une constante, mais varie au cours de la combustion.

Puisque les matières toxiques se forment principalement dans la flamme et dans les produits de combustion et l'apparition de la détonation dans le moteur dépend directement de la température du mélange imbrûlé lors de la combustion, le modèle précisé de Wiebe était complété avec un modèle à deux zones du calcul de la combustion.

Pour l'éstimation de la concentration des matières toxiques dans le cylindre du moteur sur la base des températures du mélange brûlé, issues du calcul mené avec le modèle à deux zones, on a utilisé la méthode du calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion avec précision du contenu de NO_x selon l'équation cinétique, proposée par Zvonov.

Pour résoudre le problème d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec mélange du gaz naturel et d'hydrogène, on a utilisé la méthode d'étude de l'espace des paramètres avec utilisation de la grille de Sobol.

On a proposé les cartographies pour les systèmes de gestion de la composition du mélange combustible-air, de l'angle d'avance à l'allumage et du coefficient d'excès d'air du bloc de gestion du moteur.

Pour ce qui est du volet expérimental, on a accompli des tests sur le moteur 4CH7.5/7.35 sur 27 régimes à 3° degrés d'angle de vilebrequin avant le début de la compression. Les régimes d'essai étaient choisis arbitrairement.

Pour le contrôle du modèle de Wiebe avec les équations reçues, on faisait des tests supplémentaires sur 10 régimes.

La toxicité du moteur était estimée à l'aide des tests selon le cycle à 13 modes ESC (voir nomenclature).

On a réalisé des essais comparatifs entre le moteur fonctionnant à l'essence (programme de gestion d'usine) et le même moteur fonctionnant avec le mélange combustible (avec utilisation des cartographies obtenues).

Choix des paramètres de fonctionnement d'un moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène

R.Maamri, candidat au Doctorat, Université du Québec à Trois Rivières Canada; FI Abramchuk, Ph.D, Sciences Techniques, Professeur Associé, KhNADU, Kharkov; A.N. Kabanov, Ph.D. Sciences Techniques, Professeur Associé, KhNADU, Kharkov; Y. Dube, Ph.D., Professeur, Université du Québec à Trois-Rivières, Canada; L. Toubal, Ph.D., Professeur, Université du Québec à Trois-Rivières, Canada; A. Kodjo Ph.D., Professeur, Université du Québec à Trois-Rivières, Canada

7.1 Résumé

On expose les résultats d'étude du moteur à petite cylindrée à gaz fonctionnant avec le mélange du gaz naturel et d'hydrogène. Pour ce type de moteurs, on précise le modèle mathématique de la combustion avec l'indice variable de combustion de Wiebe.

***Mots clefs*:** Toxicité, combustion, moteur à gaz, gaz naturel, hydrogène.

7.2 Introduction

Par rapport à la toxicité des gaz d'échappement, l'hydrogène est le meilleur combustible connu pour les moteurs à combustion interne [1]. Cependant jusqu'ici, les problèmes de son obtention en quantités suffisantes pour utilisation dans le domaine automobile ne sont pas encore résolus.

Puisque les dépenses pour son obtention sont si importantes, l'hydrogène est considéré alors comme un combustible cher. Cependant, on obtient de petites quantités d'hydrogène relativement bon marché, en forme de sous-produits de certaines productions chimiques (p.ex., chimie de coke). On peut utiliser cet hydrogène en combinaison avec le gaz naturel, pour recevoir alors un mélange combustible. L'utilisation de ce mélange nous offre la possibilité d'assurer le bon fonctionnement d'un certain nombre d'automobiles.

Ainsi, les moteurs fonctionnant avec le mélange combustible peuvent déjà occuper à présent une niche étroite - les automobiles de la fonction publique dans les zones écologiquement propres, les zones protégées et les stations balnéaires (les transports en commun, les taxis, les automobiles des services publics, etc.).

7.2.1 Analyse des publications liées à cette l'étude

Plusieurs auteurs indiquent qu'avec l'épuisement des stocks du pétrole, le gaz naturel deviendra le combustible le plus répandu pour les moteurs à combustion interne [1, 5, 14 etc.]. Pour améliorer les propriétés écologiques de ce combustible, on doit le mélanger avec l'hydrogène [2].

Par exemple, la voie la plus efficace pour la réduction de la toxicité du moteur à gaz est l'utilisation du concept de «la combustion pauvre». De plus, la combinaison de l'hydrogène avec le gaz naturel permet d'éliminer l'inconvénient principal - la combustion incomplète du mélange gazeux et le préallumage, ainsi elle permet d'augmenter la limite inférieure de l'inflammation du mélange selon [3]. En outre la conversion du moteur fonctionnant avec le combustible [liquide] à base de pétrole, avec le gaz naturel comprimé permet d'augmenter la durée de la combustion qui, à son tour, mène à l'augmentation des émissions des hydrocarbures imbrûlés CH dans les gaz d'échappement. L'ajout de l'hydrogène dans le gaz naturel augmente la vitesse de la flamme, en réduisant la durée de la combustion et en réduisant ainsi les émissions des CH [4, 5].

Les études réalisées dans [6, 7], montrent qu'une petite augmentation de la concentration de l'hydrogène dans le combustible à gaz contribue à l'augmentation de la

puissance du moteur de quelques pour-cent en fonction du régime. Cela se produit grâce à la hausse de la vitesse de la flamme et au pouvoir calorifique inférieur de combustion élevée (H_u) de ce combustible.

En outre, l'ajout d'hydrogène réduit l'énergie de l'inflammation nécessaire à combustion efficace du combustible principal. Ainsi, l'ajout d'hydrogène au gaz naturel de 10 % permet de diminuer l'énergie d'inflammation de 5-7 fois. Cela évite l'utilisation du système d'allumage multi-étincelles haute énergie lors de la conversion du moteur à essence vers le gaz naturel [9].

7.2.2 But de l'étude

L'analyse des publications a démontré qu'il serait opportun d'utiliser le mélange du gaz naturel avec l'hydrogène (mélange de carburants) en tant que carburant pour moteur. Ainsi, le but de l'étude est la sélection des paramètres optimaux du fonctionnement du moteur à petite cylindrée 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec le mélange de carburants.

7.3 Banc d'essai

Pour exécuter les tests sur le moteur 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec le mélange du gaz naturel comprimé et d'hydrogène, on utilisait un banc d'essai décrit dans [10]. Afin d'assurer le fonctionnement du banc d'essai avec le mélange du gaz naturel et d'hydrogène, on utilisait le système d'alimentation en hydrogène décrit dans [11]. Ce système assure l'alimentation indépendante en trois sortes de combustible (l'essence, le gaz naturel et l'hydrogène), dans différentes proportions. En outre, pour l'alimentation en essence, on utilisait le circuit électronique d'alimentation du combustible du moteur MeMz-307. La vue générale du système d'alimentation en gaz naturel et en hydrogène, installé sur le banc d'essai est présentée sur la figure 7.1.

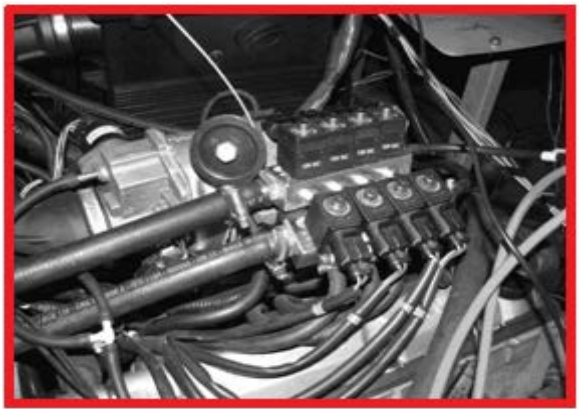


Fig. 7.1 Système d'alimentation en combustible sur banc d'essai.

Le taux de compression sur le banc d'essai pouvait être modifié à l'aide de trois ensembles de pistons assurant assurant les valeurs suivantes de ε : ε = 9.8; ε = 12 et ε = 14.

7.4 Dispositions générales du modèle de calcul

Pour économiser les ressources matérielles, on a choisi l'approche analytique et expérimentale lors de cette étude. À titre du modèle de calcul, on a utilisé le modèle de Wiebe avec précisions proposées dans [12]. Les précisions consistent à considérer que l'indice de la combustion de Wiebe *m* n'est pas une constante, mais varie au cours de la combustion. La méthode de définition de la variation de l'indice de la combustion de Wiebe *m* au cours de la combustion par voie de traitement de la caractéristique du dégagement de chaleur reçue expérimentalement, est aussi exposée dans [12].

Puisque les précisions de la méthode de Wiebe proposées dans [12], sont fondées sur les données expérimentales, en vue de garantir l'exactitude des calculs avec l'utilisation du modèle donné, on a accompli des tests sur le moteur 4CH7.5/7.35 sur 27 régimes à 3° degrés d'angle de vilebrequin avant le début de la compression. Les régimes d'essai étaient choisis arbitrairement.

À la base des résultats des tests réalisés, on reçoit la relation entre l'indice variable de la combustion de Wiebe et la durée de la combustion dans le moteur fonctionnant avec le mélange combustible.

$$m_{\mathrm{var}i} = 10.639 \cdot \overline{\varphi}_i \cdot \left(\alpha + 0.00025\right) \cdot \frac{\theta + 18}{40} \times \frac{\eta_v - 0.25}{0.8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - \\ -2.3 \cdot \psi - 28.025 \cdot \overline{\varphi}_i^2 + 98.045 \cdot \overline{\varphi}_i^3 - 156.86 \cdot \overline{\varphi}_i^4 + 86.88 \cdot \overline{\varphi}_i^5, \qquad (7.1)$$

où, $\overline{\varphi}_i$ - angle relatif de la combustion, $\overline{\varphi}_i$ = 0 … 1; *n* - la fréquence de rotation du vilebrequin du moteur, min^{-1}; α - coefficient d'excès d'air; η_v- coefficient de remplissage; θ - angle d'avance à l'allumage, ° tours-vilebrequin jusqu'au point mort haut; ε - taux de compression; ψ - volume d'hydrogène ajouté au gaz naturel, ψ = 0 … 1.

La relation entre la durée de la combustion et la part de l'hydrogène dans le mélange combustible ψ sur le régime établi est exposée sur la figure 7.2.

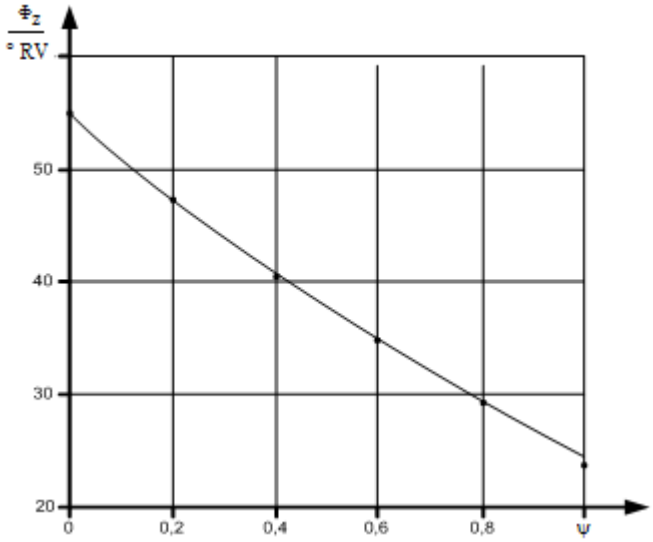


Fig. 7.2 Relation entre la durée de la combustion et la part d'hydrogène dans le mélange combustible (les paramètres du régime : n = 1000 min^{-1}; ε = 12; α = 1; η_v = 0.7; θ = 22° tours-vilebrequin jusqu'au point mort haut)

En vertu de l'étude de l'influence de l'ajout d'hydrogène sur la durée de la combustion, on reçoit l'équation de calcul de la durée de la combustion dans le moteur à petite cylindrée fonctionnant avec mélange de combustible.

$$\varphi_z = 37 \cdot \left(0.812 \cdot \alpha - 0.015 \cdot \theta + 4,223 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0.1258 \cdot \eta_v + 0.947 - \psi \cdot 0.788\right) \quad (7.2)$$

Pour le contrôle du modèle de Wiebe avec les équations obtenues, on a réalisé des tests supplémentaires sur 10 régimes. En comparant les valeurs de pression indiquée p_i obtenues suite aux expérimentations avec celles calculées selon la méthode proposée, on obtient l'erreur de calcul < 5%.

Puisque les matières toxiques se forment principalement dans la flamme et dans les produits de combustion et l'apparition de la détonation dans le moteur dépend directement de la température du mélange imbrûlé lors de la combustion, le modèle précisé de Wiebe était complété avec le modèle à deux zones du calcul de la combustion, décrit dans [15].

Pour la modélisation de la concentration des matières toxiques dans le cylindre du moteur sur la base des températures du mélange brûlé, issues du calcul mené avec le modèle à deux zones, on a utilisé la méthode du calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion avec précision du contenu de NO_x selon l'équation cinétique, proposée par Zvonov. Sa description est exposée dans [12].

7.4.1 Méthode du choix du taux de compression

Le critère du choix du taux de compression est fonction de la garantie du fonctionnement du moteur aux limites de la détonation, en régime du couple moteur maximal avec papillon complètement ouvert.

L'estimation quantitative de l'indice de la détonation était accomplie par la voie du calcul à l'aide de la méthode, décrite dans [14]. À la base de cette méthode on aura le critère de la détonation lors de la combustion.

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1) \tag{7.3}$$

où $h_{c'}$ - enthalpie spécifique du mélange imbrûlé au début de la combustion, kJ/kg; h - enthalpie spécifique du mélange imbrûlé, kJ/kg; H_u - pouvoir calorifique inférieur de la combustion, kJ/kg, x - part du combustible brulé; ε - taux de compression.

La détonation aux frontières aura lieu dans le régime dans le cas où la valeur maximale du critère de la détonation au cours de la combustion K_{dmax} = 1.5. Le dépassement de cette valeur signifie la présence de la détonation dans le régime. En outre, son intensité est directement proportionnelle à la valeur de K_{dmax}.

Pour la vérification expérimentale des valeurs calculées de $K_{dmax,}$ on fait varier le taux de compression à l'aide de trois kits de pistons, qui assurent les valeurs suivantes du taux de compression ε: 9.8, 12 et 14. La valeur expérimentale de K_{dmax} était définie à l'aide de la méthode du traitement des diagrammes de pression, décrite dans [12].

La vérification expérimentale des résultats des calculs à l'aide du banc d'essai, décrite dans [10, 11], a donnée une erreur dans le calcul de la valeur de K_{dmax} qui dépasse pas les 10 %.

Les études expérimentales et analytiques ont montré que pour ψ = 0.1 (avec α = 1), le de taux de compression limite est ε = 12. Il était confirmé expérimentalement. Par conséquent, pour le moteur 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec mélange de gaz naturel et d'hydrogène, on choisissait le taux de compression ε = 12 et le choix des paramètres régulateurs optimaux du moteur était exécuté avec le taux de compression ε = 12.

7.4.2 Résolution du problème d'optimisation des paramètres régulateurs du moteur 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec mélange combustible

Pour résoudre le problème d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur 4CH7.5/7.35, fonctionnant avec mélange du gaz naturel et d'hydrogène, on a utilisé la méthode d'étude de l'espace des paramètres avec utilisation de la grille de Sobol, décrite en détail dans [13].

La résolution du problème d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur suppose la recherche du compromis entre la puissance, l'économie du carburant et la toxicité du moteur. C'est pourquoi, à titre de critères de qualité du cycle, on utilisait les valeurs suivantes : la consommation spécifique effective du combustible g_e, g/(kWh); la puissance efficace N_e, kW; les émissions spécifiques des oxydes d'azote g_{NO_x}, g/(kWh).

7.4.3 Choix de l'intervalle de variation des facteurs lors de la résolution des problèmes d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur

Le choix de l'intervalle de variation des facteurs lors de la résolution des problèmes d'optimisation des paramètres-régulateurs du moteur était réalisé à partir des considérations suivantes.

Le fonctionnement du moteur avec $\alpha < 1$ est inutile peu importe le régime à cause de la détérioration respective des paramètres de la puissance, de l'économie du carburant et et de la toxicité.

La valeur maximale du taux d'hydrogène dans le mélange combustible ψ est choisie à partir de la garantie de la possibilité du réglage qualitatif du mélange. Ainsi, la valeur maximale ψ - est le taux d'hydrogène qui assure le fonctionnement stable du moteur en régime de vitesse de rotation minimale au ralenti avec papillon complètement ouvert. Les études préalables ont montré qu'un tel fonctionnement du moteur est assuré avec des valeurs de $\alpha = 4$ et $\psi = 0.6$. Ces valeurs sont acceptées comme étant les valeurs maximales de α et ψ dans l'étude.

Le choix d'intervalle de variation de l'angle d'avance à l'allumage θ était réalisé d'après les résultats des études préalables. Le choix de l'intervalle de variation de la vitesse de rotation n, min^{-1}, est le même que l'intervalle de variation de la vitesse de rotation du moteur de base.

L'angle de l'ouverture du papillon φ_{pap} est désigné en % de l'ouverture complète, varie de 0 jusqu'à 100. Les intervalles finals de variation des facteurs énumérés ci-dessus sont exposés dans le tableau 7.1.

Tableau 7.1. Intervalle de variation des paramètres du moteur lors de la résolution des problèmes d'optimisation des paramètres régulateurs du moteur

α	θ	n	ψ	Φ_{pap}
–	°RV jusqu'au PMH	min^{-1}	-	%
1	5	800	0	0
4	60	5600	0.6	100

7.5 Résultats de l'étude

L'analyse de l'influence des valeurs d'ajout de l'hydrogène dans le mélange combustible dans le cycle moteur, a montrée que l'augmentation de ψ permet au moteur de fonctionner avec des valeurs élevées de α, qui à son tour, favorise la réduction de la concentration des NO_x dans les gaz d'échappement et améliore l'économie du carburant grâce à l'augmentation du coefficient de remplissage η_v.

En régime nominal $\psi = 0.02$, ou la puissance du moteur ne diminue pratiquement pas, les émissions des NO_x diminuent de 5 % en comparaison avec $\psi = 0$. L'augmentation ultérieure d'ajout d'hydrogène en régime nominal entraine la réduction de la puissance. Ainsi, en régime nominal, l'augmentation de l'ajout d'hydrogène de $\psi = 0$ jusqu'à $\psi = 0.1$ réduit N_e de 4 %.

Lors du passage aux régimes partiels, l'augmentation de la teneur en hydrogène jusqu'à $\psi = 0.03 \ldots 0.6$ permet d'augmenter les valeurs de α dans ces régimes, qui à son tour permettent au moteur de fonctionner avec papillon complètement ouvert. Cela mène à la réduction des émissions des NO_x de 8-90 %, en fonction du régime. Suite à cette augmentation du coefficient de remplissage, g_e s'améliore en moyenne de 5-25 % et N_e, en régimes partiels, ne diminue pas; voir même elle augmente pour des vitesses de rotation élevées.

En régime de rotations minimales du vilebrequin en ralenti, l'ajout d'hydrogène est de l'ordre de $\psi = 0.6$, qui est suffisant au bon fonctionnement du moteur à gaz sur ce régime avec papillon entièrement ouvert. L'augmentation ultérieure de α nécessite l'augmentation ultérieure de ψ, qui n'est pas rationnel.

L'augmentation de α, lié à l'application du réglage qualitatif, ne se reflète pas sur la qualité de l'inflammation du mélange, puisque l'augmentation d'ajout d'hydrogène réduit beaucoup l'énergie de l'inflammation du mélange combustible (figure 7.3). Cela permet d'utiliser le système d'allumage du moteur MeMz-307 pour l'inflammation du mélange combustible-air.

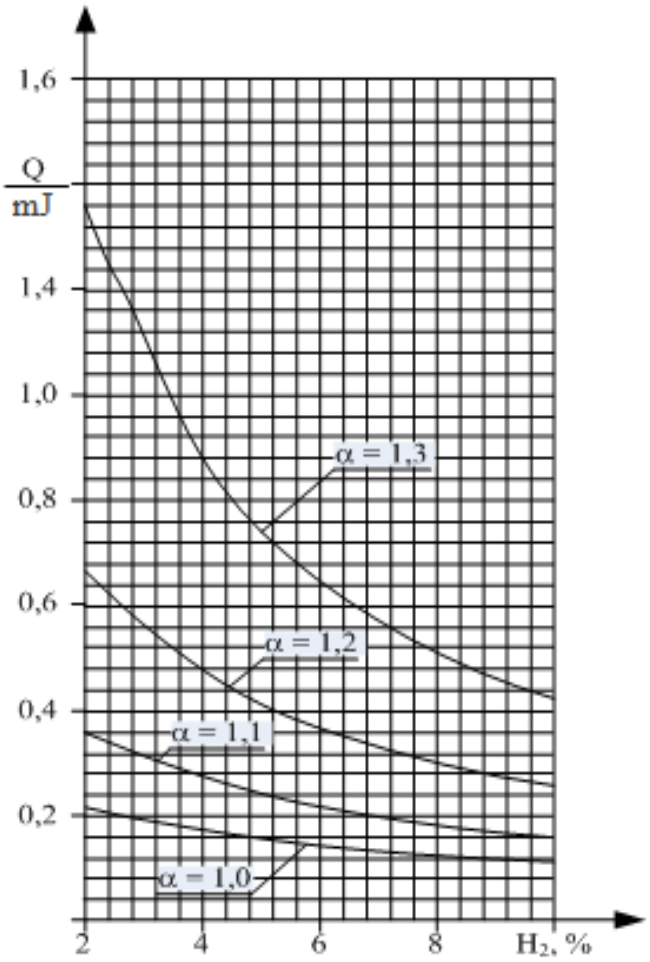


Fig. 7.3 Influence d'ajout d'hydrogène sur l'énergie d'inflammation du mélange gaz naturel et air pour divers coefficients d'excès d'air

7.5.1 Cartographies

En vertu des études réalisées sont reçues les cartographies pour les systèmes de gestion du moteur, exposées sur les figures 7.4, 7.5 et 7.6.

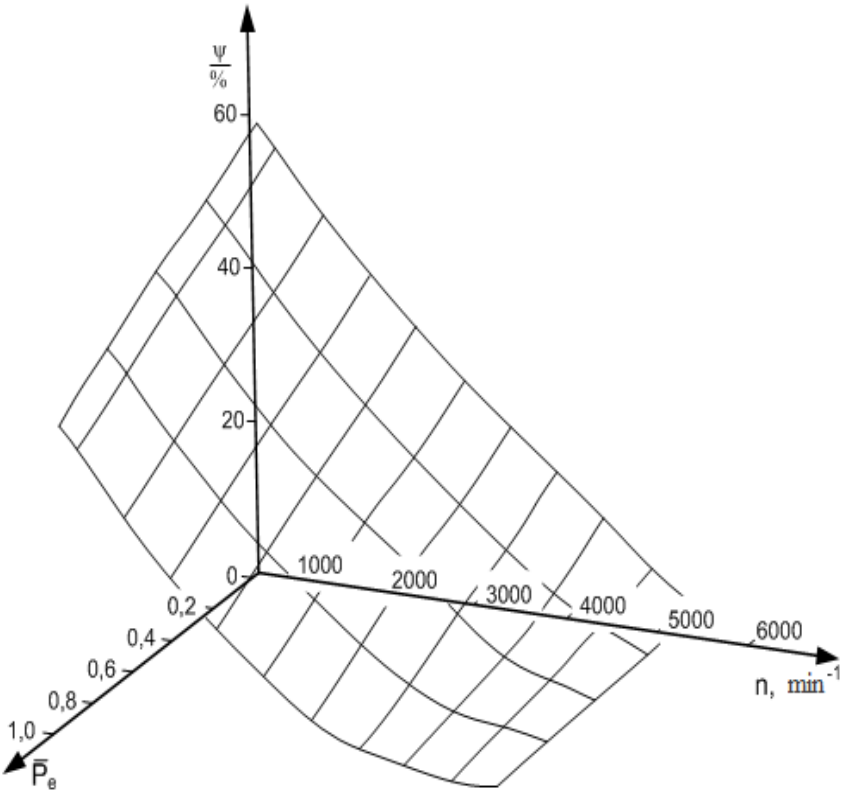


Fig. 7.4 Cartographie de la gestion d'ajout d'hydrogène

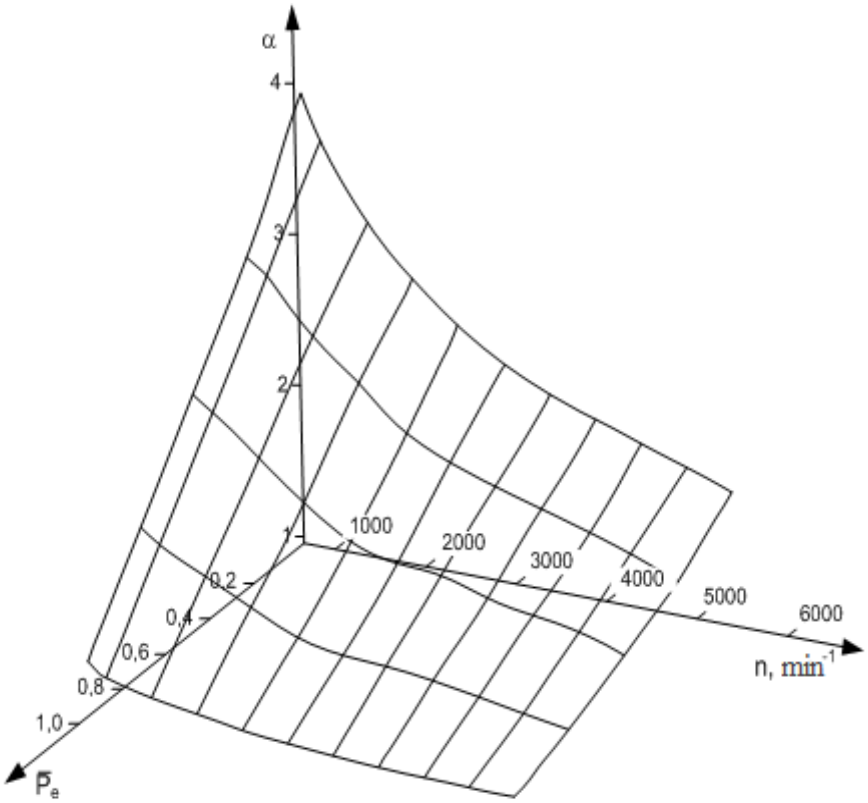


Fig. 7.5 Cartographie de la gestion du coefficient d'excès d'air

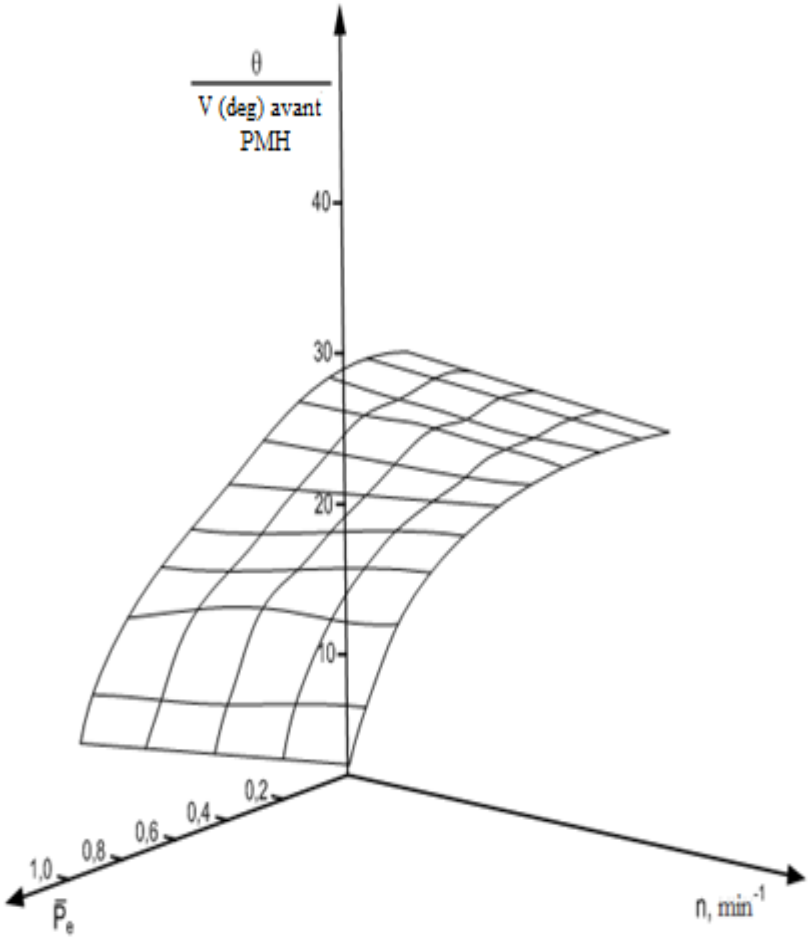


Fig. 7.6 Cartographie de la gestion de l'angle d'avance à l'allumage

7.5.2 Les paramètres principaux technologiques et économiques du moteur

La courbe de pleine charge du moteur (CPCM) et la variation de la concentration des composants toxiques selon CPCM sont exposées respectivement sur les figures 7.7 et 7.8.

Puisque le papillon dans le moteur est ouvert à 100%, la courbe de pleine charge du moteur est considérée comme étant la caractéristique de la vitesse relevée lors de l'injection maximale du carburant dans le cylindre par cycle.

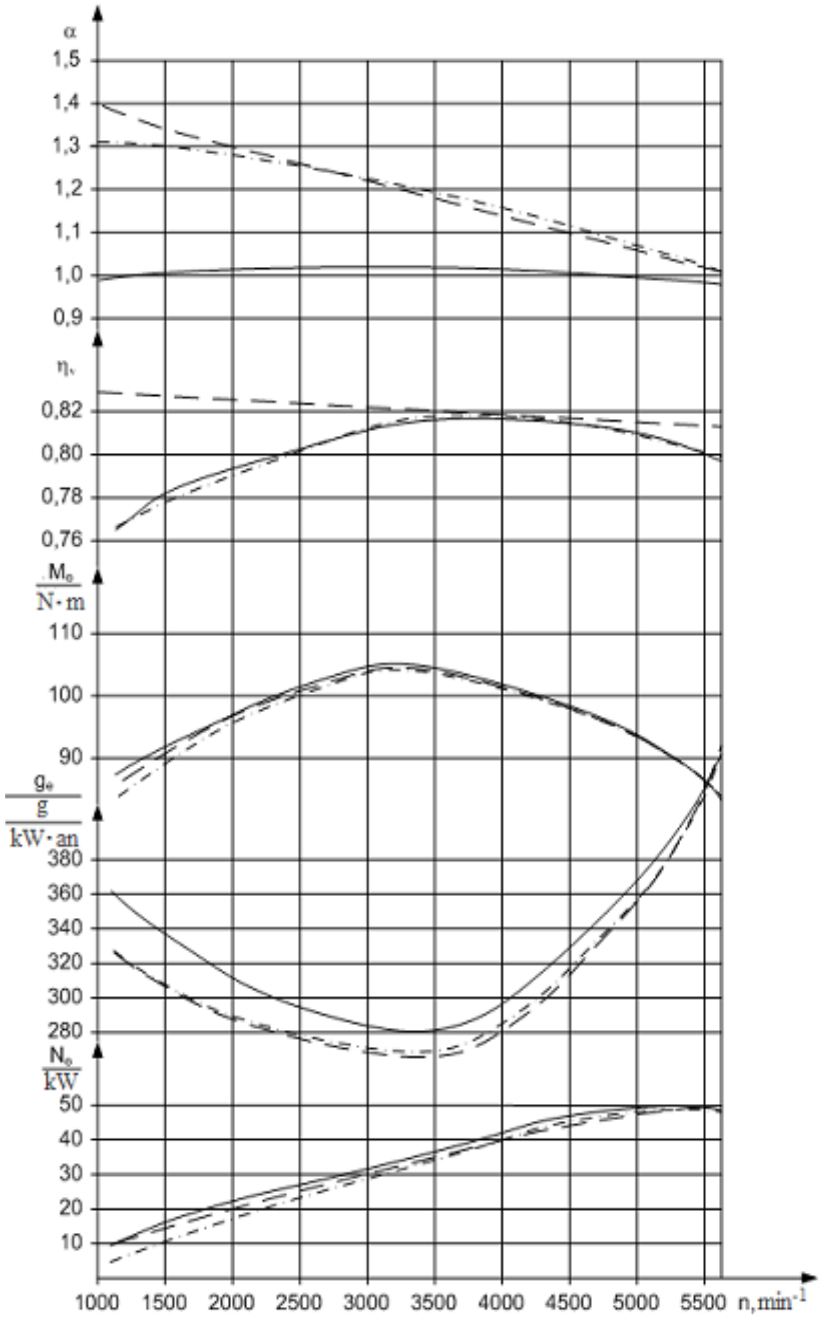


Fig. 7.7 La courbe de pleine charge du moteur 4CH7.5/7.35

——— - essence;

–·–·– - gaz naturel;

– – – – - mélange combustible.

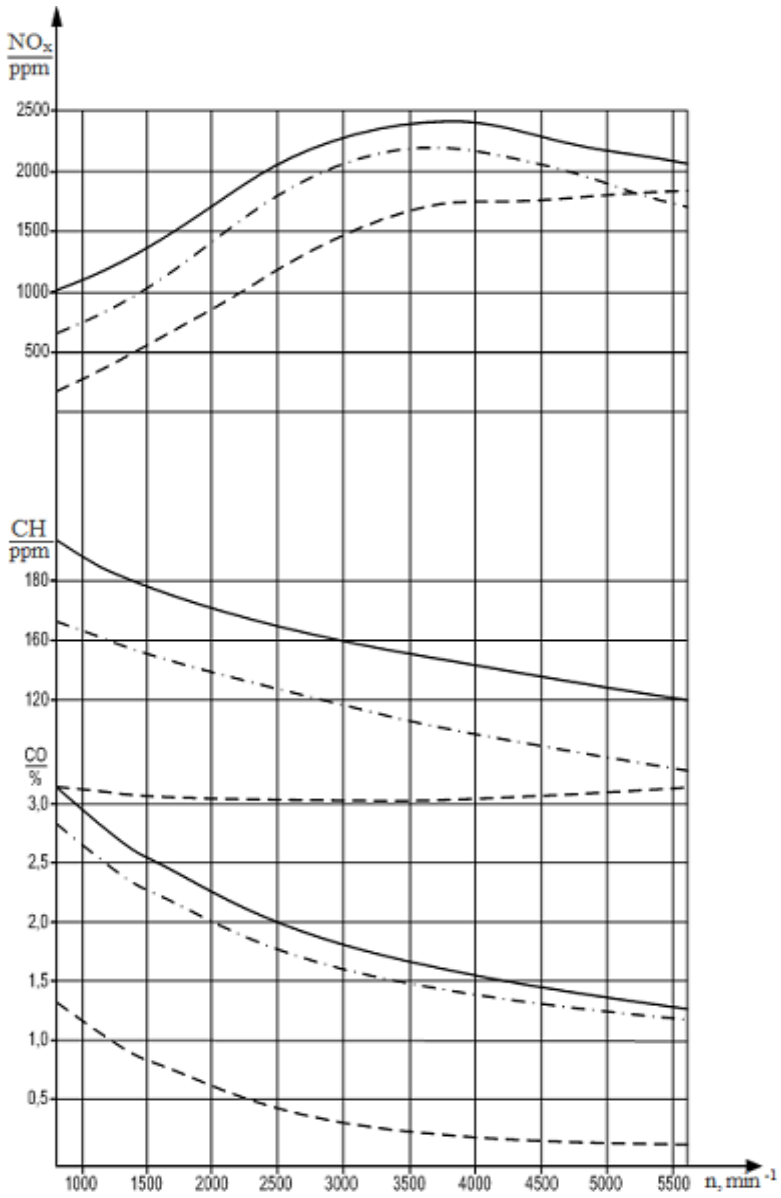


Fig. 7.8 Variation de la concentration des composants toxiques selon la CPCM 4CH7.5/7.35

——— - essence;

–·–·– - gaz naturel;

– – – – - mélange combustible.

Comme on peut le constater sur la figure 7.7, lors de la conversion du moteur en mélange combustible, on a réussi à éviter pratiquement les pertes de puissance en régime nominal en comparaison avec le fonctionnement pour $\psi = 0$ (N_e = 50 kW). En régime du couple maximal M_{emax} (n = 3500 min^{-1}), la réduction de la puissance au passage du gaz naturel vers le mélange combustible est de l'ordre de 5 %. La consommation de combustible spécifique efficace en régime nominal baisse de 5 %, en régime de M_{emax} - de 12 %. Au passage en régimes partiels, g_e baisse de 25 %.

La toxicité du moteur était estimée à l'aide du cycle à 13 modes ESC. Les résultats des tests du moteur 4CH7.5/7.35, alimenté par un mélange combustible, avec l'utilisation de ce cycle sont exposés dans le tableau 7.2.

Tableau 7.2 Résultats des tests réalisés sur le moteur selon le cycle ESC

№	$\delta_з$	$\bar{M}_{кр}$	n	g_{NO_x}	g_{CO}	g_{CH}
–	–	%	Min^{-1}	g/kWh	g/kWh	g/kWh
1	0.15	0	n_{XX}	–	–	–
2	0.08	100	n_A	6.1	0.56	0.16
3	0.1	50	n_B	2.5	0.51	0.08
4	0.1	75	n_B	4.9	0.48	0.11
5	0.05	50	n_A	2.7	0.54	0.12
6	0.05	75	n_A	4.2	0.56	0.14
7	0.05	25	n_A	0.9	0.32	0.11
8	0.09	100	n_B	6.8	0.53	0.13
9	0.1	25	n_B	2.1	0.25	0.1
10	0.08	100	n_C	7.2	0.5	0.14
11	0.05	25	n_C	1.7	0.28	0.05
12	0.05	75	$n_{C.}$ $\bar{g} = \sum_{i=1}^{13}(g_i \cdot \delta_{зi})$.	5.1	0.56	0.04
13	0.05	50	n_C	3.7	0.47	0.06

Les émissions moyennes des composants toxiques, g/(kWh), sont définis comme la somme de la multiplication des émissions des composants toxiques sur treize modes du cycle sur les coefficients de la valeur de ces régimes.

$$\bar{g} = \sum_{i=1}^{13}(g_i \cdot \delta_{зi}) \tag{7.4}$$

où, g_i - émissions du composant en régime;

$\delta_{зi}$ - coefficient de l'importance du régime.

Conformément au tableau 7.2 et la relation (7.4), les émissions moyennes des composants toxiques du moteur 4CH7.5/7.35, g/(kWh): $\bar{g}_{NOx}$ = 3.54; $\bar{g}_{CO}$ = 0.39 et $\bar{g}_{CH}$ =

= 0.09.

Ainsi, la réduction des émissions moyennes du moteur 4CH7.5/7.35 en comparaison avec le moteur-prototype à essence MeMz-307 a donnée : pour NOx - 72 %; pour CO - 99 %; pour CH - 96 %.

7.6 Conclusions

1. L'ajout d'hydrogène au gaz naturel permet d'éliminer les inconvénients de l'application du concept de «la combustion pauvre», tout en gardant ses avantages.

2. Les équations proposées de l'indice variable de la combustion et la durée de la combustion pour le modèle précisé de Wiebe permettent de prendre en considération l'influence d'ajout d'hydrogène sur ces facteurs.

3. À la base du moteur à petite cylindrée à gaz 4CH7.5/7.35, un banc d'essai a été conçu, permettant de réaliser des tests sur trois sortes de combustible dans n'importe quelles proportions – l'essence, l'hydrogène et le gaz naturel.

4. À la base des études réalisées, on propose l'approche optimale d'utilisation du mélange combustible dans les moteurs à gaz à petite cylindrée. Cette approche prend en considération la variation en volume du taux d'hydrogène dans le mélange combustible de 2 à 60 %. Cela a permis de réaliser le réglage qualitatif du mélange.
Sont proposés les cartographies pour les systèmes de gestion de la composition du mélange combustible-air, de l'angle d'avance à l'allumage et du coefficient d'excès d'air du bloc de gestion du moteur.

5. Les essais comparatifs entre le moteur fonctionnant à essence (programme de gestion d'usine) et le même moteur fonctionnant avec le mélange combustible (avec utilisation des cartographies reçues), ont montré qu'en régime nominal et en régime du couple moteur maximal, la puissance ne varie pratiquement pas. La consommation spécifique efficace du combustible en régime nominal par rapport au moteur fonctionnant à l'essence diminue de 3 %, et de 10% en régime avec M_{emax}.

6. L'étude expérimentale avec utilisation du cycle à 13 modes ESC a montrée que la conversion du moteur à essence à petite cylindrée MeMz-307 au moteur fonctionnant avec

mélange contribue à la réduction des émissions: des NO_x de 72 %; des CO de 99 % et des CH de 96 %.

7.7 Références

[1] Kirillov N.G. Analyse de la perspective des divers combustibles alternatifs pour moteur: le gaz naturel liquéfié - le combustible moteur du XXI-ème siècle / N.G.Kirill, A.N.Lazarev//Dvigatelestroenie. - 2010. - № 1. – p. 26-33.

[2] Watson H., Milkins E. Hydrogen and methane - automotive fuels of the future? / SAE, Australia 1975 3/4, p. 17-19.

[3] Jacob K. Performance of Lean-Burn Natural Gas Fueled Engine on Specific Fuel Consumption, Power Capacity and Emissions - Calgary, CA: University of Calgary, 1990 - 18 p. - (Preprint / University of Calgary: SAE № 901495).

[4] Karim G.A., L'Al-Alusi Y.H. Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels - Calgary, CA: University of Calgary, 1984. - 12 p. - (Preprint / University of Calgary: SAE № 840232).

[5] Michael R.S., Mirza J.Y., Zafer D., Matthew N.S. The Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation - Calgary, CA: University of Calgary, 1993. – 16 p. - (Preprint / University of Calgary: SAE № 932775).

[6] Karim G.A. Comparative Studies of Methane and Propane as Fuels for Spark Ignition and Compression Ignition Engines / SAE Transactions. - 1984. - № 92. p. 3677-3688.

[7] Soriano LE B. Turbulent Combustion: master's thesis: 115.01.02 / Soriano Benjamin. - Calgary, CA, 1990. - 163 p.

[8] Michenko A.I. Utilisation de l'hydrogène pour les moteurs automobiles - Kiev : Sciences, doumka, 1984. - 143 p.

[9] F.I. Abramtchuk, A.N. Kabanov, A.P.Kouzmenko, E.R.Mourtazaev. Voies d'augmentation de l'efficacité de la combustion du mélange air-combustible des moteurs à gaz avec étincelle issue de la décharge électrique/Transports automobiles: revue des travaux scientifiques - Kharkov : KHNADU. - 2010. - № 27. – p. 25-31.

[10] F.I.Abramtchouk, A.N.Pojda, A.N.Kabanov, A.A.Dzjubenko, A.P. Kouzmenko, G.V.Majstrenko. Banc d'essai automatisé pour l'étude du moteur à combustion interne rapide à gaz à petite cylindrée / Mécanique et construction mécanique : revue des travaux scientifiques - Kharkov : KPI. - 2010. - №1. – p. 66-73.

[11] F.I.Abramtchuk, A.N.Kabanov, A.A.Dzjubenko, A.P.Kouzmenko. Moyen d'alimentation en hydrogène du moteur automobile / // Transports automobiles : Revue des travaux scientifiques - Kharkov : KHNADU. - 2010. – № 26. – p. 63-66.

[12] Kabanov A.N. Réduction des émissions des substances nuisibles avec les gaz d'échappement des moteurs Diesels par voie de leur conversion aux moteurs à gaz: Thèse candidat des sciences techniques: 05.05.03 - KH, 2007. – 206 p.

[13] I.M.Sobol, R.B.Statnikov. Choix de paramètres optimaux de problèmes avec plusieurs critères / - M: Science, 2005. - 110 p.

[14] Attar A.A. Optimization and Knock Modeling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / Calgary, Canada, 1997. - 248 p.

[15] F.I.Abramtchouk, A.N.Kabanov, V.N.Mouratov, A.P. Kouzmenko, G.V.Majstrenko. Méthode de calcul de la combustion du moteur à gaz avec système d'allumage à haute énergie /Recueil interuniversitaire "Naoukov notatki". − Loutsk : Université Nationale Technique de Loutsk. − 2010. − № 28. – p. 4-8.

[16] F.I.Abramtchuk, A.N.Kabanov. Méthode de calcul de la combustion du moteur à gaz avec système d'allumage à haute énergie/Moteurs à combustion interne. − Kharkov : NTU "KPI". − 2007. − № 2. – p. 67 - 73.

Partie IV. Moteur à combustion externe

Chapitre 8

External combustion engines

Ce chapitre a fait l'objet d'une publication dans la revue scientifique *American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, N° 2, 25-29.*

Rachid Maamri, Wassily Georgivitsh Dyatshenko, Alexandre Ivanovitsh Varonkov, Oleg Uryevitsh Linkov, Yvan Nikolaevitsh Nikitenko, Yves Dubé, Lotfi Toubal, Agbossou Kodjo, *Development of external combustion engines.*

Ce chapitre présente les travaux effectués pour l'article V, qui porte sur le développement d'un nouveau concept de moteur à combustion externe. L'objectif de ce travail était de déceler les avantages de ce type de moteur sur le plan des paramètres tels que: le rendement, la puissance, la consommation spécifique du carburant, la pression à l'intérieur de la chambre de combustion, le coefficient d'excès d'air et la température des produits de combustion.

Pour ce faire, on a développé un modèle qui permet de simuler l'influence de la pression, de la température des produits de combustion et de la variation du coefficient d'excès d'air dans la chambre de combustion sur les performances du cycle réel du moteur à combustion externe. On a simulé aussi la variation des paramètres de la charge en fonction de l'angle de rotation du vilebrequin et la pression à l'intérieur de la chambre de combustion. Cette simulation a été réalisée tout en s'appuyant sur certaines données résultant d'essais sur un moteur à combustion interne.

L'objectif principal de cette simulation de moteur à combustion externe est de prédire les performances de ce type de moteur afin de les comparer à celles d'un moteur à combustion interne, et déduire par la suite s'il sera profitable de l'utiliser dans le domaine automobile. Afin d'effectuer une telle simulation, il était nécessaire de développer un modèle pour estimer l'influence de la pression p_s et de la température T_s des produits de combustion dans la chambre de combustion sur les performances du cycle réel du moteur à combustion externe en utilisant certaines des données résultant d'essais sur un moteur à combustion interne (variation

du coefficient de décharge des soupapes en fonction de la hauteur de la levée des soupapes, des coefficients de transfert de chaleur en fonction des paramètres dimensionnels du moteur, des paramètres des cycles de fonctionnement du moteur, des valeurs des températures de la surface de paroi de la zone située au-dessus des pistons, et des températures de la chambre de combustion). La température des produits de combustion est donné par l'équation de l'équilibre thermique de la chambre de combustion.

La variation des paramètres de la charge (produits de combustion) dans la zone au-dessus du piston du moteur à combustion externe est déterminée par la résolution des équations différentielles de conservation de masse et d'énergie, ainsi que l'équation d'état.

Le modèle mathématique et la simulation a été développé, testé et vérifié pour simuler un moteur 4 temps à allumage commandé à combustion externe fonctionnant à l'essence, qui utilise de l'air dans les réservoirs à des pressions de 30 - 50 MPa et à température ambiante en tant que comburant, et de l'hydrogène, des alcools ou des carburants conventionnels issus de minéraux organiques comme combustible chimique.

8.1 Abstract

Due to the undesirable consequences of internal combustion engines burning fossil fuels, to their imminent exhaustion of these fuels and to their steadily rising prices, there has been a steady movement towards developing higher fuel efficiency engines and more alternative fuel vehicles for consumers [1].

The solutions to these problems are quite complicated. Of those, the external combustion engine is the most promising source of mechanical energy in the field of transportation. It has good technical characteristics: a very high efficiency, the ability to operate with different fuels, a simple structure, and low operating costs.

This paper describes the development of an external combustion engine which uses air in tanks at pressures of 30 - 50 MPa and at ambient temperature as combustion energy carrier, and hydrogen, alcohols or traditional motor fuel from organic minerals as chemical energy carrier [2]. Research workings out are in the field finished to level of practical use. The mathematical and simulation model has been developed, tested, and verified to simulate a 4-stroke cycle of a spark ignition engine fuelled with gasoline. The results obtained from the present study have shown the capability of the model to predict the performance satisfactorily.

Keywords: external combustion engine, products of combustion, combustion

8.2 Introduction

An external combustion engine is a heat engine where an (internal) working fluid is compressed and heated by combustion of an external fuel through the engine wall or a heat exchanger. The fluid then, by expanding and acting on the mechanism of the engine (piston or turbine), produces a shaft power. Steam engines and Stirling engines are the best known examples of external combustion engines.

The strength of external combustion engines vis-à-vis internal combustion engines is compatibility with a wide variety of renewable energy and fuel sources. They may use a supply of heat from any source such as biomass and biomass-derived products, municipal waste, nuclear, solar, geothermal, or exothermic reactions not involving combustion (in which. case they are then classed not strictly as external combustion engines, but as external heat engines). Other important advantages of external combustion engines are low emissions (due to continuous external combustion), and low noise (due to the elimination of exhaust of high-pressure combustion products). External combustion engines have a high starting torque. They are self-starting with the working fluid whereas in case of internal combustion engines, some additional equipment or device is used for starting the engines. They may be free from reciprocating parts, in which case there is complete freedom from vibration.

8.3 Experimental setup

The principal schematic view of this heat engine on the basis of external combustion engine is presented in Figure 8.1. The air from the tank 1, under a pressure of 30-50 MPa and at ambient temperature, flows via main 2 to the reducer 3, then by main 4 to the surge tank 5 in which the pressure is kept at 2-5 MPa, as monitored by the pressure sensor 6. From the surge tank, the air by drain 7 arrives in the combustion chamber 8 which is equipped with a fuel supply system 9 (e.g.: an injector) and an ignition system 10 of the air-fuel mixture (e.g.: a spark plug). The combustion chamber 8 is connected by channels 11 and 12 to the inlet valves 13 and 14 of the cylinders 15 and 16. The valves 13 and 14 are actuated with a fast action device (e.g.: solenoid valves). The products of combustion from the zone located above the pistons of cylinders 15 and 16 are evacuated through the exhaust valves 19 and 20 and the exhaust mains 21 and 22 to the exhaust manifold 23 and then the atmosphere (this happens normally during the displacement of the piston towards top dead center (TDC)). The temperature of the products of combustion at the end of the exhaust manifold is controlled by the sensor 24. The engine power, for whatever external load, is established using the variation

of the quantity of fuel injected into the combustion chamber 8, the duration of opening of the inlet valves 13 and 14, and the air pressure in the surge tank.

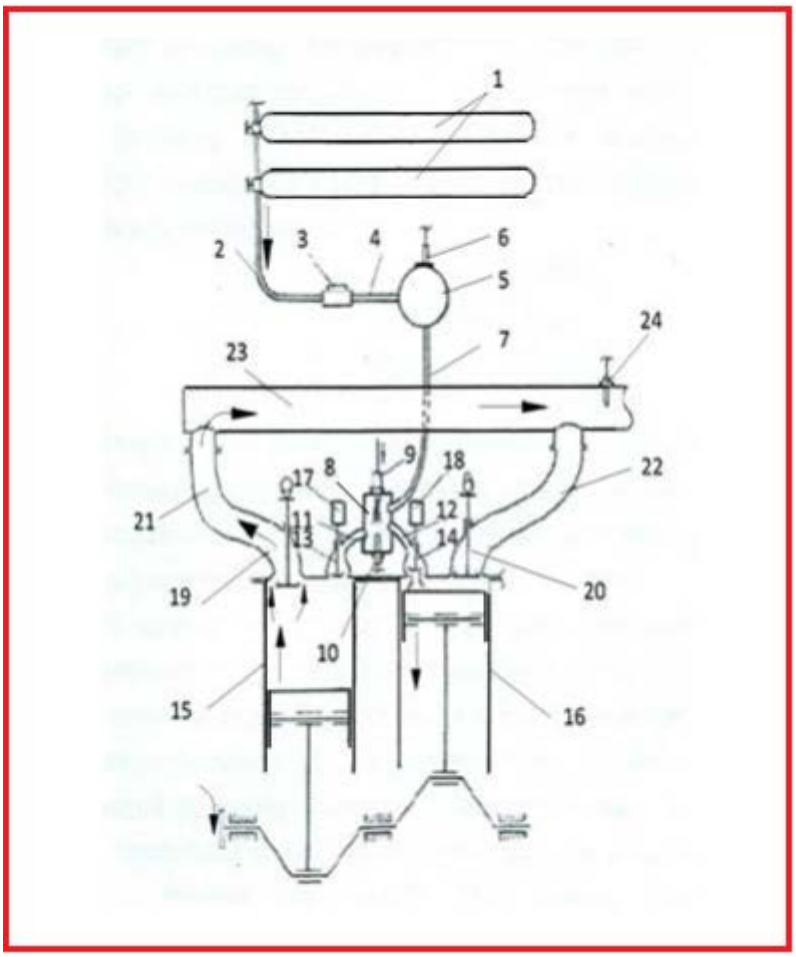


Fig. 8.1 Schematic view of the external combustion heat engine

The durations of the mixture formation and combustion processes in external combustion engines are usually much longer than those for internal combustion engines. Moreover the maximum temperature of the products of combustion in the combustion chamber according to the loads is decreased by up to 800 - 1300 K for a coefficient of excess of air during combustion $\alpha > 2$. That defines the high ecological characteristics of this kind of engine, and the minimal losses of heat with the exhaust gases. During idling times or under partial loads, the temperature of exhaust gases will not be lower than the ambient temperature; that is ensured by the variation of the air pressure in the surge tank, by the fuel injection and by the duration of opening of the inlet valve.

8.4 Theoretical model

The estimate of the influence of the pressure p_s and temperature T_s of the products of combustion in the combustion chamber on the performances of the real cycle of the external combustion engine is carried out using analytical calculations together with the use of certain data resulting from tests on an internal combustion engine (variation of the coefficients of discharge of the valves according to the height of the lifting of the valves, of the coefficients of heat transfer according to the dimensional parameters of the engine, of the parameters of the operating cycles, of the values of the temperatures of the wall surface of the zone located above the pistons, and of the temperatures of the combustion chamber). Since the volume of the surge tank is much larger than the volume of the compression chamber, into which arrive the products of combustion from the combustion chamber, the pressure in the combustion chamber is taken as constant. The temperature of the products of combustion is given by the equation for the thermal balance for the combustion chamber:

$$Q_H \cdot \eta_{k.c} + \alpha \cdot M_0' \cdot \mu C_{pm0} \cdot t_0 = M_S' \cdot \mu C_{pms} \cdot t_S + W_T \cdot Q_H, \tag{8.1}$$

where, Q_H - lower calorific value of the fuel, kJ/kg;

$\eta_{k.c}$ - combustion chamber efficiency;

M_0' - theoretical air quantity necessary for the combustion of 1 kg of fuel, kmole/kg;

M_S' - products of combustion quantity resulting from one kilogram of fuel,

$\mu C_{pm0}, \mu C_{pms}$ - average molar heat capacity of air and of the combustion products, kJ/(kmole·K);

t_0, t_S - air temperature at the entrance of the combustion chamber and temperature of the combustion products at the outlet side of the combustion chamber;

W_T - relative loss of heat of the combustion products in the walls of the combustion chamber (W_T= 0.03 ÷ 0.05 according to the thermal insulation of the walls of the combustion chamber).

The variation of the parameters of the charge (combustion products) in the zone above the piston of the external combustion engine (estimated according to the volume of the space located above the piston, as is done for the internal combustion engine) is determined by the solution of the differential equations for mass and energy balances as well as the equation of state. By supposing that during an elementary time interval $\Delta\tau$, the processes in the combustion chamber are stationary (quasi-stationary) and the load is in a state of equilibrium, the following equations result (See annexe A.II):

$$dM = dM_s - dM_b; \tag{8.2}$$

$$dQ = dH - V \cdot dp; \tag{8.3}$$

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} - \frac{dT}{T} = \frac{dM}{M}; \tag{8.4}$$

where, dM - variation of the mass of the charge in the zone located above the piston conditioned by the inlet dM_s and the exit dM_b of the charge in an interval of the calculation time $\Delta\tau$; dQ - heat supplied to the load or removed from the load (in an interval of the calculation time $\Delta\tau$); p, V, T, M - charge parameters at the beginning of the interval of the calculation time.

8.5 Results and discussion

Figure 8.2 shows the results of the calculation of the charge parameters variations in the zone above the piston as a function of crank angle rotation φ. On figure 8. 3 - the variation of charge pressure in the zone above the piston is presented depending on its volume (P-V diagram). The calculations are performed for a 4-cylinder automobile engine with a bore of 88 mm, a piston stroke of 82 mm, a crankshaft rotational speed n = 5000 min^{-1}, and with the ratio of the maximum value of the effective square of flow areas of outlet valves to the piston square $2\mu_B f_B/F_n = 0.25$ and the inlet valve to piston $\mu_s f_s/F_n = 0.025$. At the given value of relation $\mu_s f_s/F_n$, the duration of opening of the inlet valve is approximately 20°crankshaft rotation, pressure of products of combustion in the combustion chamber $p_s = 5MP$, temperature $T_s \approx 900K$, the indicated power will make approximately $N_i \approx 95.6kW$. The temperature of products of combustion in the zone above the piston in the beginning of opening of outlet valves (φ = 30° crankshaft rotation before BDC) does not exceed 320 K, i.e. the heat brought to a charge in the combustion chamber is used sufficiently effectively (figure 8.2).

From the diagram P_i-V_i (figure 8.3), are defined:

- indicated work of gases per engine cycle, Joules:

$$L_i = L_s + L_p - (L_b + L_C), \tag{8.5}$$

where, L_s - work on the section of admission of combustion products in the zone located above the piston; L_p - work of expansion of combustion products in the zone located above the piston; L_b - work spent for removal of combustion products from the zone located above

the piston; L_C - work of compression of combustion products remained in the zone located above the piston;

- indicated power, kW:

$$N_i = k \cdot L_i \cdot 10^{-3}, \tag{8.6}$$

where, $k = n \cdot z/60$ - number of cycles in engine cylinders for 1s;

- indicated efficiency of the engine at filling of tanks by compressed air in the fuel station:

$$\eta_{i1} = N_i/(Q_T + L_{kn}), \tag{8.7}$$

where, $Q_T = G_S \cdot C_{PmS} \cdot t_S - G_a \cdot C_{Pm0} \cdot t_0$ - heat brought to air in a combustion chamber, kJ/s; C_{PmS}, C_{Pm0} - average specific mass thermal capacities of combustion products and air at constant pressure, kJ/(kg·K); $L_{kn} = G_a \cdot \frac{1}{k_{CP}-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[1 - (P_0/P_S)^{(k_m-1)/k_m}\right]$ - potential energy compressed air arriving in a combustion chamber, kJ/s; G_a - air consumption through the combustion chamber, kg/s; R - gas constant for 1 kg of air, kJ/(kg·K); k_m - mean value of an adiabatic exponent at expansion of air from pressure $p_c(T = T_0)$ to pressure p_0;

- specific indicated fuel consumption:

$$g_{i1} = B_h/N_i, \tag{8.8}$$

where, B_h - hourly fuel consumption; indicated efficiency of the engine at tanks filling by the compressed air directly onboard a vehicle:

$$\eta_{i2} = N_i/(Q_T + N_c), \tag{8.9}$$

where, $N_c = G_a \cdot m \cdot n/(n-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot \left[(p_k/p_0)^{\frac{n-1}{n}} - 1\right] \cdot 1/\eta_c$ - power of the compressor; m = 3 - number of steps of the compressor; n - mean value of polytropic exponent of compression of air in one step of compressor; p_c/p_0 - rate of air pressure rise in one step of compressor; η_c = 0.75 - compressor efficiency; specific indicated compressed air consumption:

$$g_{ai} = 3600 \cdot G_a/N_i, \tag{8.10}$$

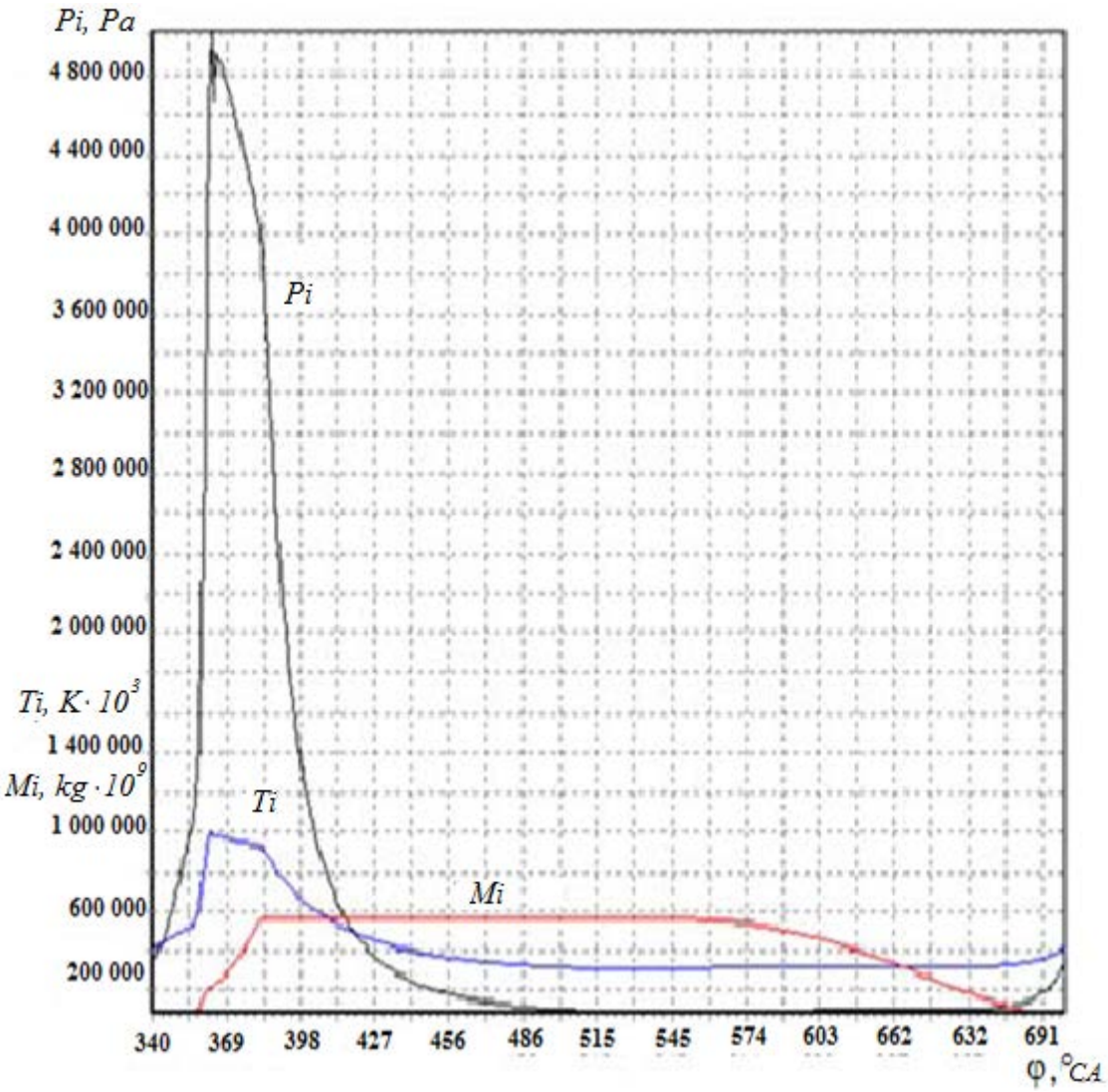


Fig. 8.2 Variation in the charge parameters in the combustion chamber in the zone above the piston with crank angle

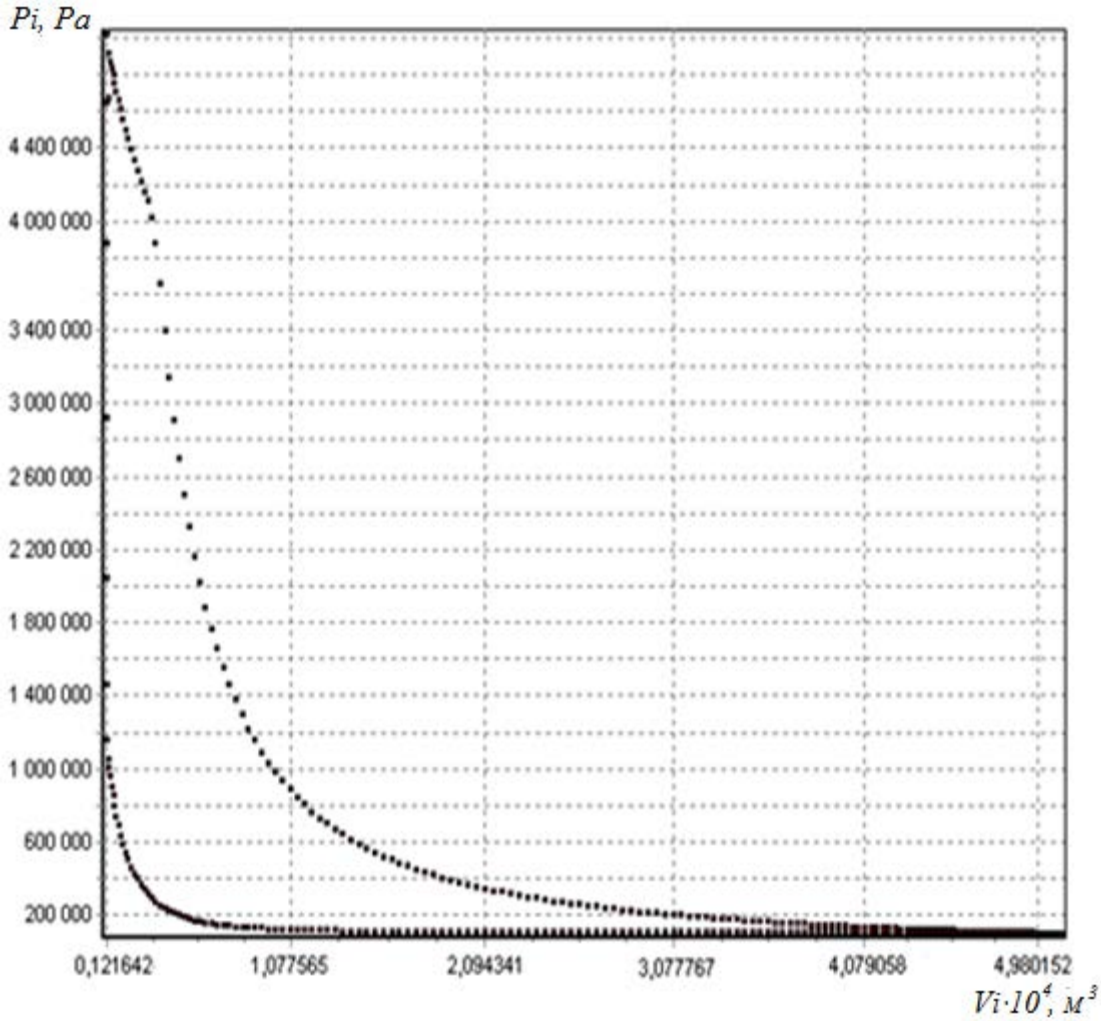


Fig. 8.3 Cylinder pressure external combustion engine (n = 5000 min^{-1}, air pressure in the zone-buffer p_s = 5 MPa and the air to fuel ratio in the combustion chamber α = 3)

The principal results of the simulation of the dependency of the various engine parameters on input conditions are shown in the next two figures: in Figures 8.4 as a function of piston pressure at a fixed α, and in Figure 8.5 as a function of α at a fixed piston pressure.

From figure 8.4: At constant value of the coefficient of air excess in the combustion chamber ($\alpha = 3$), the temperature of the products of combustion also does not change ($T_s \approx 1000$ K).

The temperature of the products of combustion T_e at the moment of the beginning of opening of outlet valves decreases markedly from 823 K at p_s = 3 MPa to 387 K at pressure p_s = 5 MPa in the Figure 8.4). The specific indicated air rate g_{ai} decreases (to 5.7 kg/(kW·h)), and the specific indicated fuel rate g_{i1} (to 0.102 kg/(kW·h)) decreases also by some 10%. The Indicated power increases by some 167% from 50.5 kW at p_s = 3 MPa to 119 kW at p_s = 6 MPa, as do the two efficiencies accordingly indicated efficiency η_{i1} increases from 0.585 to 0.672.

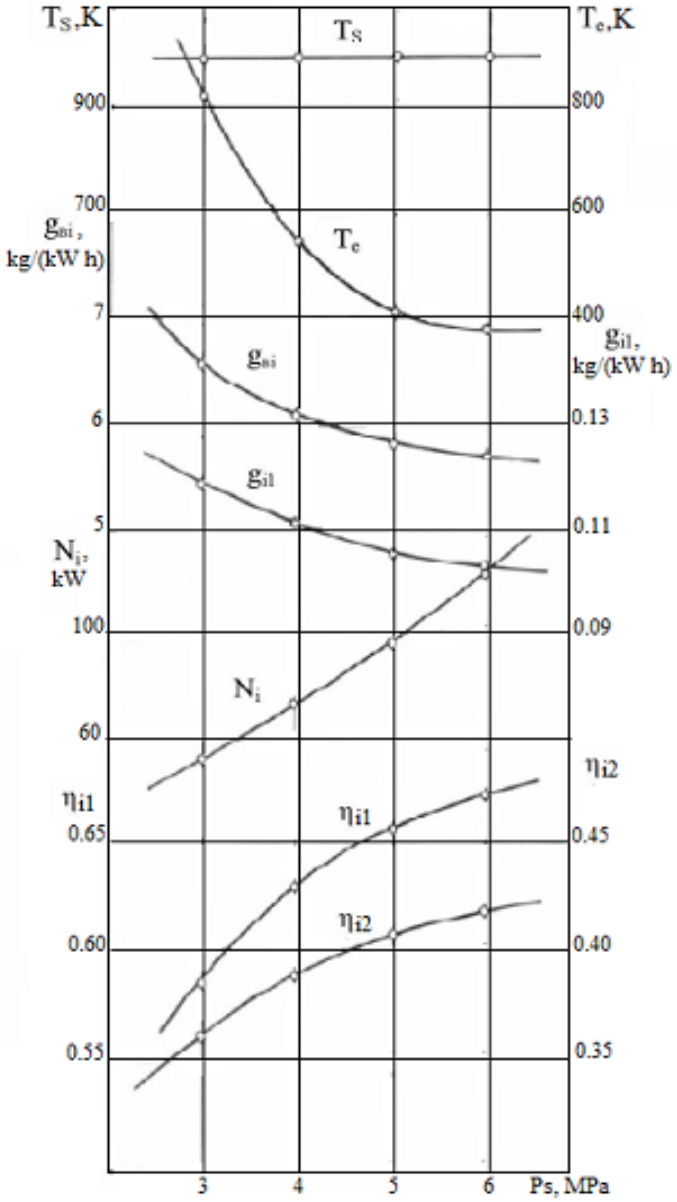


Fig. 8.4 Influence of the pressure of combustion products p_s in the zone located above the piston on the indicated parameters of the external combustion engine at α = 3

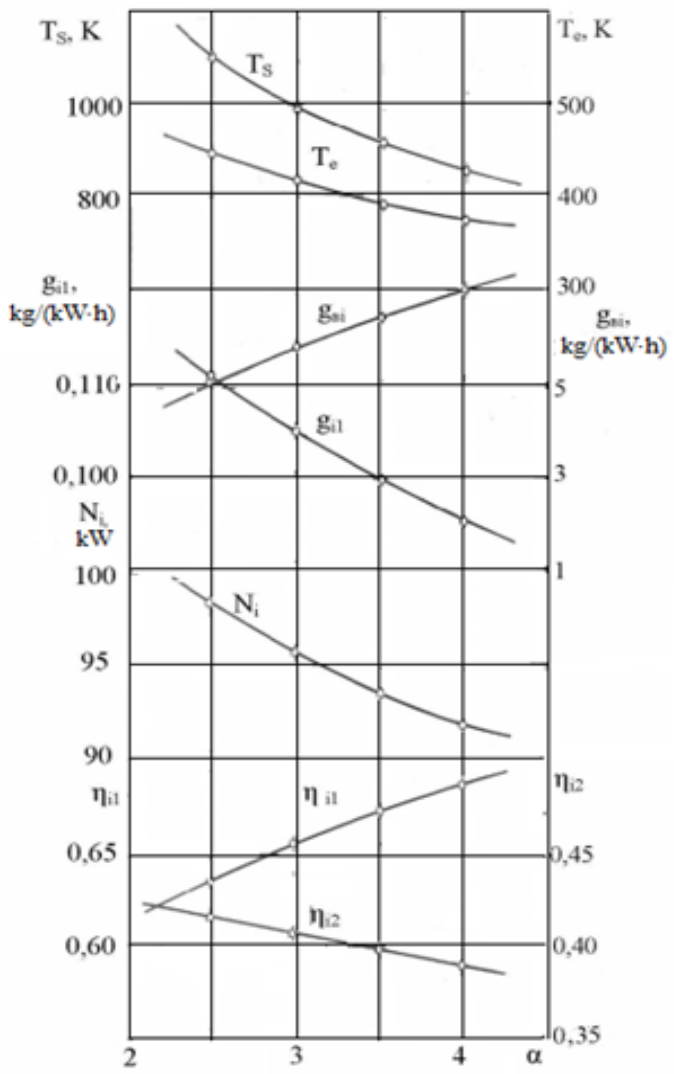


Fig. 8.5 Influence of the variation of the air to fuel ratio α in the combustion chamber, on the indicated parameters of the external combustion engine at p_s = 5 MPa.

At constant value of pressure of products of combustion p_s, arriving in the combustion chamber, with air to fuel ratio rise, the temperature of products of combustion decreases from 1123 K at $\alpha = 2.5$ to 837 K at $\alpha = 4$, indicated efficiency η_{i1} increases thus from 0.637 to 0.689 (figure 8.5). If the filling of tanks is carried out directly onboard vehicle, indicated efficiency η_{i2} with increase in the air to fuel ratio, decreases in consequence of the rise of the specific indicated rate of air g_{ai}, and accordingly the rise of losses of an indicated work of products of combustion at the compressor shaft. The engine indicated power decreases from 98.3 kW at $\alpha = 2.5$ to 91.6 kW at $\alpha = 4$.

8.6 Conclusion

The main conclusions obtained from the present study of external combustion engine are as follows:

In the external combustion engine with a filling of tanks by compressed air, the efficiency of transformation of chemical energy of fuel into mechanical work of gases essentially (on 60 - 70 %) surpasses the efficiency of traditional internal combustion engines with a spark ignition.

The external combustion engine, in consequence of the raised values of the air to fuel ratio and low values of the maximum combustion temperature (T_s<1300K), possesses high ecological characteristics without the use of additional devices for neutralizing the exhaust gases.

In the external combustion engine, it is possible to use any kinds of fuel, both gaseous and liquid.

However practical use of the external combustion engine as power plant in vehicles, for example on buses for service conditions in cities, demands: the conducting of an expensive program of development of the engine and its systems; (among others: the manufacturing from polymeric materials of the tanks for compressed air capable to withstand operating pressures up to 50 MPa), and the creation of filling stations and car repair shops necessary to keep asll this stock rolling.

8.7 References

[1] World energy: Development Perspectives Until 2010/ Translation from English by MIREK Commission; under Redaction of Y.N. Starshinov. – M.: Energia, 1980. -256 p.

[2] Guy Negre and Cyril Negre. Patent USA N°6305171B1 F01K 7/34. Method and Device for Additional Thermal Heating for Motor Vehicle Equipped Compressed Air Injection, Publ. 23.10.2001.

[3] Dyatshenko V.G. Internal Combustion Engine Theory - KNADU, 2009. - 500 p.

[4] Kang Ma, Lingen Chen, Fengrui Sun. Optimizations of a Model External Combustion Engine for Maximum Work Output with Generalized Radioactive Heat Transfer law. International Journal of Energy and Environment. Volume 2, Issue 4, 2011, pp.723-738.

[5] Yehuda B. Band, Oded Kafri, and Peter Salamon. Optimization of a Model External Combustion Engine. Journal of Applied Physics, Volume 53, Issue 1, Jan. 1982, pp. 29 - 33.

[6] Song, H. J.; Chen, L. G.; Sun, F. R. Optimisation of a Model External Combustion Engine with Linear Phenomenological Heat Transfer Law. Journal of the Energy Institute, Volume 82, Number 3, September 2009, pp. 180-183(4).

Chapitre 9

Conclusions et Perspectives

L'objectif principal de la présente thèse consiste à étudier l'influence de l'utilisation des carburants de substitution, tels que le gaz naturel et l'hydrogène à l'état pur et en mélange, sur les performances des moteurs à combustion interne à allumage par étincelles et par compression, à étudier la phase de combustion des moteurs alimentés par ces carburants et aussi, à étudier les performances d'un concept original du moteur à combustion externe.

Les résultats ainsi obtenus contribueront à une meilleure compréhension des différents phénomènes physico-chimiques complexes qui ont lieu dans les moteurs à combustion interne alimentés par des carburants de substitution à l'état pur et en mélange et à justifier l'utilisation future de ce type de carburants et des moteurs à combustion externe.

Afin d'atteindre nos objectifs, nous avons divisé ce travail en trois parties principales :

9.1 Utilisation des carburants de substitution à l'état pur dans les MCI

L'objectif de cette première partie était donc de réaliser un modèle mathématique de la phase combustion-détente de l'hydrogène, d'élaborer une méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion du moteur à gaz à l'aide de la méthode Zeldovitch-Polarny et sa comparaison avec les données expérimentales, de réaliser des tests expérimentaux d'un moteur à gaz converti à partir d'un moteur Diesel et d'élaborer un modèle mathématique basé sur le modèle de Wiebe avec le calcul précis du paramètre de la combustion *m*.

Les principaux résultats de cette étude dans le moteur à combustion interne peuvent se résumer comme suit:

Pour ce qui est des moteurs alimentés par l'hydrogène pur, la courbe de vitesse d'inflammation est proche de la forme triangulaire. Dans le modèle de combustion de Wiebe, l'utilisation de l'indice variable du caractère de la combustion *m*, qui varie selon une ligne, permet de décrire d'une façon plus précise la dynamique de combustion d'hydrogène. La variation du taux de compression et de l'angle d'avance à l'injection influence a un degré de

moins, la durée et la dynamique de la phase de combustion, plus que la variation du coefficient d'excès d'air. Cette influence permet d'utiliser une relation d'approximation entre la durée de combustion φ_z et le coefficient d'excès d'air α.

Pour déterminer la composition d'équilibre des produits de combustion dans un moteur à allumage par étincelle fonctionnant au gaz naturel, on suggère d'utiliser un système de 10 équations avec 10 inconnues, fondé sur 6 réactions chimiques, 3 équations de la balance matérielle et l'équation de la loi du Dalton. On utilise la méthode Zeldovitch-Polarny pour résoudre ce système d'équations, qui ne diffère pas des résultats obtenus par la méthode numérique de Newton.

Si le moteur à gaz naturel est muni d'un dispositif de suralimentation, il y aura une nette amélioration des paramètres de puissance du moteur. Cela contribue aussi à l'élimination des inconvénients du concept de «la combustion pauvre» et à la réduction des émissions des gaz à effets de serre, tels que les oxydes d'azote, le gaz carbonique et les hydrocarbures.

9.2 Utilisation des carburants de substitution en mélange dans les MCI

Dans cette partie, on a réalisé des tests sur un moteur à gaz naturel à petite cylindrée avec ajout d'hydrogène, en élaborant des cartographies pour le système de gestion avec microprocesseur de ce même moteur. On a élaboré aussi une approche analytique basée sur le modèle de Wiebe.

Nous avons montré que :

L'ajout de l'hydrogène au gaz naturel permet d'éliminer les inconvénients d'utilisation du concept de «la combustion pauvre», tout en gardant son avantage. Les essais comparatifs du moteur à essence avec celui alimenté par le mélange combustible, ont montré qu'en régime nominal, la puissance reste invariable et qu'en régime du couple moteur maximal, la puissance chute. La consommation spécifique effective du combustible en régime nominal et en régime du couple maximal (M_{emax}), baisse. La conversion du moteur à essence vers le mélange combustible gaz naturel/hydrogène mène à la réduction de façon considérable des émissions des NO_x, du CO et des CH.

9.3 Moteur à combustion externe

Pour réaliser cette étude, on a réalisé des tests sur un nouveau concept de moteur à combustion externe et on a élaboré un modèle d'estimation de l'influence de la pression et de la température des produits de combustion à l'intérieur du cylindre sur les performances de ce

même moteur.

Les principales conclusions obtenues durant cette étude sont les suivantes :

Le rendement de transformation de l'énergie chimique du combustible en travail mécanique des gaz dépasse essentiellement (de 60 - 70%) le rendement des moteurs à combustion interne conventionnels à allumage par étincelle.

Le moteur à combustion externe, à cause des valeurs trop élevées de la richesse et des faibles valeurs de la température de combustion maximale ($T_s < 1300\ K$), présente des caractéristiques écologiques élevées sans l'utilisation de dispositifs supplémentaires pour neutraliser les gaz d'échappement.

Dans le moteur à combustion externe, il est possible d'utiliser tous les types de carburant, tant gazeux et liquides.

9.4 Perspectives

Les études effectuées au cours de cette recherche ont permis d'avoir une meilleure compréhension de l'influence de l'utilisation des carburants de substitution à l'état pur et en mélange, sur les performances des moteurs à combustion interne ainsi que l'utilisation du concept des moteurs à combustion externe. Ces études sont donc un premier pas important vers une aide précieuse à l'emploi de nouveaux types de carburants et de moteurs ainsi qu'à l'amélioration des modèles mathématiques d'optimisation des moteurs fonctionnant avec de tels combustibles, qui permettront bientôt de réduire le nombre de tests expérimentaux longs et laborieux. Ces études auront aussi permis d'ouvrir de nouvelles voies de recherche plus appliquée dans la compréhension de la phase de combustion des moteurs sus-mentionnés et des paramètres physiques pouvant l'influencer. Cependant, avant d'aboutir à une solution optimale, d'autres études expérimentales et analytiques devront être entreprises et de préférence, en suivant les recommandations présentées ci-après.

Les résultats obtenus los de l'analyse de la phase de combustion de l'hydrogène en utilisant le modèle de Wiebe, vont permettre une description plus précise de la dynamique de combustion d'hydrogène. Il serait donc intéressant d'envisager le couplage de cette étude avec d'autres études utilisant différents modèles de combustion.

Il a été aussi démontré que la variation du taux de compression et de l'angle d'avance à l'injection à un degré moindre, influence la durée et la dynamique de la phase de combustion plus que la variation du coefficient d'excès d'air. Dans ce contexte, il sera souhaitable, d'étudier l'effet des autres paramètres sur la phase de combustion, tels que: l'avance à l'allumage, la richesse, la vitesse de rotation et le couple moteur.

Pour ce qui est de la toxicité dans les moteurs à combustion interne, il serait donc intéressant de comparer la méthode de calcul de la composition d'équilibre des produits de combustion, proposé par le professeur V.A. Zvonov et complétée par l'équation cinétique de Zeldovitch avec d'autres méthodes existantes afin de déceler les avantages et les inconvénients de cette méthode.

Le choix et le fondement des paramètres régulateurs du moteur à gaz suralimenté converti à partir d'un moteur diesel en utilisant le modèle mathématique du cycle de combustion de Wiebe avec le calcul précis du paramètre de la combustion *m* et en prenant en considération la variation de la pression de suralimentation, s'avèrent très utiles pour des futures études de ce type de moteurs, du point de vue des émissions de gaz à effets de serre.

Lors de notre étude visant à choisir les paramètres optimaux du fonctionnement d'un moteur à allumage par étincelle alimenté par un mélange gaz naturel/hydrogène, nous avons constaté que l'ajout de l'hydrogène au gaz naturel permet d'éliminer les inconvénients d'utilisation du concept de «la combustion pauvre», tout en gardant son avantage. Les émissions des gaz polluants ont chuté d'une façon significative: NO_x de 72 %; CO de 99 % et CH de 96 %. On a eu un gain minime au niveau de la consommation du carburant et malheureusement une perte de puissance. Il serait donc préférable et souhaitable même d'envisager le couplage de cette étude avec une étude détaillée d'un autre moteur pour une évaluation technico-économique plus détaillée de cette alternative intéressante pour la réduction des émissions polluantes et le développement des moteurs propres.

Les moteurs à combustion externe s'avèrent une solution prometteuse dans le domaine des transports. Avec un rendement et un rapport de mélange élevés, une basse température de combustion, ce genre de moteurs peut fonctionner avec différents types de carburant, qu'il soit liquide ou gazeux. La présente étude expérimentale et analytique a été réalisée sur un moteur fonctionnant seulement à l'essence. On attend que dans un futur proche, d'autres travaux liés à ce domaine voirent le jour, mais cette fois avec différents types de carburants.

ANNEXE A

I. Chapitre 6. Equations 6.1 and 6.2

The work of the Russian scientist Nikolai Semenov in the area of chemical kinetics and chain chemical reactions was well established and known in the mid-1950s and engine researchers had already started wondering whether better models, based on the theory of radical chain reactions, could be constructed to characterize engine combustion processes and thus contribute towards the design of better engines. The interest was further strengthened following the award to Semenov, jointly with Sir Cyril Hinshelwood, of the Nobel prize for chemistry in 1956 for their work in chemical reaction kinetics. Wiebe was one of the first to attempt linking chain chemical reactions with the fuel reaction rate in internal combustion engines and his approach was based on the premise that a simple one-step rate equation will not be adequate to describe complex reacting systems such as those occurring in an internal combustion engine. On the other hand, developing and solving rate equations which account for the simultaneous and sequential interdependent chain and chain branching reactions would be prohibitive. He reasoned that, for engineering purposes, the details of chemical kinetics of all the reactions could be bypassed and a general macroscopic reaction rate expression could be developed based on the concept of chain reactions.

In real combustion systems such as in an internal combustion engine, chain reactions may proceed sequentially and in parallel with the formation of intermediate species comprising free atoms and radicals. Wiebe called these intermediate species active centres. Being highly reactive, active centres play a pivotal role in chemical kinetics reactions and are crucial to the reaction path. For the initiation of the reaction, a certain concentration of active centres (initial centres) is required and these centres can be generated by heating the air–fuel mixture or providing electrical charge. During the combustion process a very large number of active centres will exist in close proximity to the molecules of the main reacting substances. Combustion produces molecules of final products and more active centres that are capable of starting new reaction cycles. Excluded from this scheme are chain inhibiting centres resulting from radicals or free atoms colliding with a third body (any other radical, atom, or molecule in the system or the system walls). As combustion progresses, concentration of reactants decreases progressively, causing corresponding decrease in the reaction rate.

In the combustion reaction of hydrogen forming water, a leading role is played by the elementary process

$OH+O_2=H_2O+H$ (Reaction I)

The most probable reaction of atomic hydrogen is

$H+O_2=OH+O$ (Reaction II)

which leads to the next reaction

$O+H_2=OH+H$ (Reaction III)

Reaction III provides the chain carriers *H* and *OH* for two more branching elementary processes (I and II). The three elementary processes (I, II, and III) make-up and elementary reaction cycle which is continuously repeated as the chain reactions propagate. The highly reactive radicals *OH* produced by processes (II) and (III) are the active centres.

Similarly, the oxidation of carbon monoxide can be represented by the following elementary reaction cycle

$OH+CO=CO_2+H$ (Reaction IV)

$H+O_2=OH+O$ (Reaction II)

$O+CO=CO_2$ (Reaction V)

These and other reactions may proceed in parallel or sequentially as shown schematically in Figure 1. The reactions within the dashed-line boxes are the elementary reaction cycles, whereas the reactions within the solid-line boxes are the effective reaction events. The latter represent ensembles of simultaneously occurring elementary reactions at time *t* resulting in the formation of products of complete combustion such as H_2O and CO_2 within a very short time interval *dt*, and active centres such as *OH* capable of initiating subsequent effective reaction events unless they are destroyed upon collision with the walls of the reaction vessel. The active centres initiating the effective reaction events were referred to by Wiebe as effective centres.

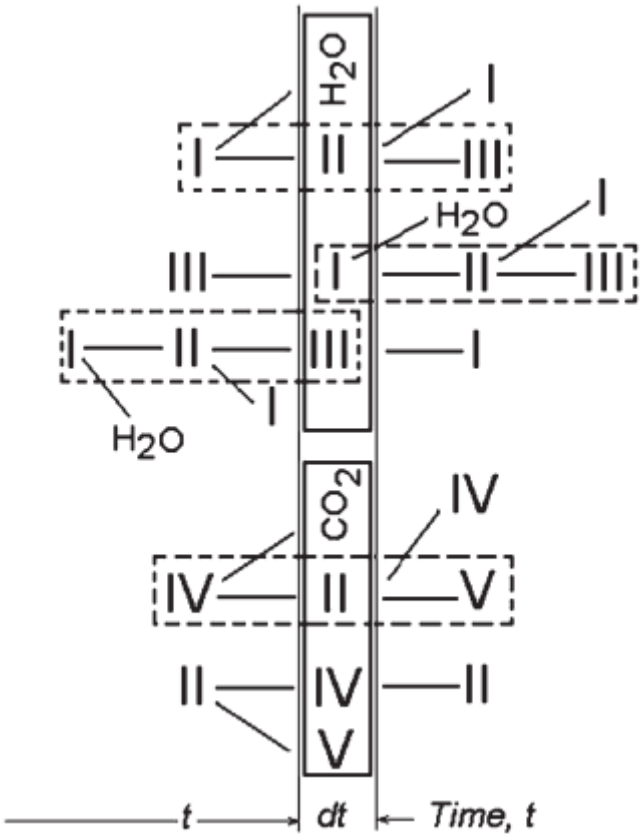


Fig.1 Schematic diagram of elementary chemical processes, elementary cycles, and effective events of chain reactions as a function of time (based on the scheme in [2]: Elementary reaction cycle; Effective reaction event

On the basis of this concept, Wiebe postulated that the incremental change in the number of molecules of the main reactants *dN* participating in the effective reaction events in the time interval *t* to *t* + *dt* is directly proportional to the change in the number of effective centres *dNe* – *dN* = *ndNe* where n is the constant of proportionality. In differential form

$$-\frac{dN}{dt} = n\frac{dN_e}{dt}. \tag{1}$$

The relative density of the effective centres is defined as

$$\rho = \frac{\frac{dN_t}{dt}}{N},$$

where *N* is the instantaneous number of molecules of the initial reactants. Equation (1) can now be written as

$$-\frac{dN}{N} = n\rho dt \tag{2}$$

from which

$$ln\frac{N}{N_0} = -\int_0^t n\rho dt$$

$$N = N_0 e^{-\int_0^t n\rho dt} \tag{3}$$

where No is the number of moles of the main reactant in the combustion system at the start of reactions.

If the burn fraction of the initial reactant at any moment in time t is defined as

$$x = \frac{N_0 - N}{N_0} \tag{4}$$

then

$$x = 1 - e^{-\int_0^t n\rho dt} \tag{5}$$

$$w = \frac{dx}{dt} = n\rho e^{-\int_0^t n\rho dt} = \rho n(1 - x) \tag{6}$$

If the relative density of the effective centres can be expressed as $\rho = kt^m$, where k and m are constants, and if $nk = K$, equation (5) can be transformed to

$$x = 1 - e^{-[K/(m+1)]t^{m+1}} \tag{7}$$

and the rate equation becomes

$$\frac{dx}{dt} = Kt^m e^{-[K/(m+1)]t^{m+1}} \tag{8}$$

Wiebe named the parameter *m* ‘combustion characteristic exponent’.

From equation (7) it is apparent that the chemical reactions cease when the burn fraction *x* tends to unity as time tends to infinity. However, in reality the combustion process in an internal combustion engine is finite and if the combustion duration is denoted t_z, the burn fraction becomes

$$x_d = 1 - e^{-[K/(m+1)]{t_z}^{m+1}}$$

from which

$$e^{-[K/(m+1)]{t_z}^{m+1}} = 1 - x_d \tag{9}$$

Similarly at any time *t*

$$e^{-[K/(m+1)]t^{m+1}} = 1 - x \tag{10}$$

Taking the logarithm of equations (9) and (10) and dividing one by the other yields, we obtain the Wiebe function for the non-dimensional burn fraction *x* as function of time *t*

$$x = 1 - e^{C(t/t_z)^{m+1}} \tag{11}$$

The derivative *w* (burn rate) of Wiebe function as functions of time *t* can now be written as

$$w = \frac{dx}{dt} = -C\,\frac{(m+1)}{t_z}\left(\frac{t}{t_z}\right)^m e^{-C(t/t_z)^{m+1}} \tag{12}$$

or as function of degrees crank angle as

$$x = 1 - e^{C\bar{\varphi}^{m+1}} \tag{13}$$

$$w = \frac{dx}{dt} = -C\,\frac{(m+1)}{\varphi_z}\bar{\varphi}^m e^{-C\bar{\varphi}^{m+1}} \tag{14}$$

II. Chapitre 8. Equation (8.3)

The equation

$$dQ=dH-Vdp$$

is also

$$dq=dh-vdp.$$

Enthalpy h, is made up of quantities which are functions of state (u, p, v), enthalpy is also a function of state. Just as internal energy, the enthalpy of a pure substance can be represented as a function of any two properties, or parameters, of state, for instance, of pressure p and temperature T:

$$h=f(p,t). \tag{1}$$

Further, as enthalpy is a function of state, its differential is a total differential:

$$dh=(\partial h/\partial T)p\ dT+(\partial h/\partial p)T\ dp \tag{2}$$

The mathematical formulation of the first law of thermodynamics for the case where the only kind of work is that of expansion,

$$dq=du+pdv, \tag{3}$$

with account taken of the Legendre transformation,

$$xdy=d(xy)-ydx, \tag{4}$$

$$pdv=d(pv)-vdp, \tag{5}$$

takes the following form:

$$dq=du+d(pv)-vdp \tag{6}$$

or, which is the same,

$$dq=d(u+pv)-vdp, \tag{7}$$

i.e.

$$dq=dh-vdp. \tag{8}$$

ANNEXE B

I. Version originale de l'article:

Analyze and mathematical modelling of the combustion process of one-cylinder spark ignited hydrogen fueled engine

Voici la version originale de l'article qui a fait l'objet d'une publication dans la revue scientifique *American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, N° 2, 21-24.*
Cet article fait partie des articles qui figurent dans la présente thèse dans le chapitre 6. Néanmoins, j'ai decidé de mettre sa version originale en langue russe dans l'annexe B.

АНАЛИЗ И МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ВОДОРОДА В ЧЕТЫРЕХТАКТНОМ ОДНОЦИЛИНДРОВОМ ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

А.П. Марченко, д-р техн. наук, А.А. Осетров, канд. техн. наук,
И. Дубей, д-р философии, Маамри Р., докторант

Актуальность проблемы

Водород рассматривается как перспективный вид топлива, в том числе и для двигателей внутреннего сгорания. Во-первых, при его сжигании практически отсутствуют выбросы CO, CH и твердых частиц. Некоторое их содержание в отработавших газах объясняется выгоранием смазочного масла. Во-вторых, широкие пределы воспламеняемости водорода позволяют организовать качественное регулирование мощности на эксплуатационных режимах, и, как следствие, увеличить КПД двигателя на частичных нагрузках. В-третьих, при сжигании бедных смесей водорода с воздухом можно радикально снизить выбросы NO без существенных материальных затрат. К недостаткам водорода относят высокую себестоимость его получения, трудности хранения водорода на борту транспортного средства, отсутствие инфраструктуры и др.
Преимущества водорода обуславливают развитие работ, связанных с использованием данного топлива в двигателях внутреннего сгорания [1–7].

Известно, что одним из наиболее эффективных инструментов исследования процессов в ДВС, оптимизации его конструкции, является математическое моделирование. При разработке математических моделей возникает ряд вопросов, не освещенных достаточно широко в технической литературе.

Это относится к динамике тепловыделения в водородном двигателе, влиянию на рабочий процесс конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Цель исследования

В настоящем исследовании поставлена цель проанализировать процесс сгорания водорода в четырехтактном одноцилиндровом двигателе с искровым воспламенением, разработать математическую модель, учитывающую особенности процесса сгорания, оценить влияние на процесс сгорания конструктивных и регулировочных параметров двигателя.

Экспериментальное оборудование

В основу работы положены результаты экспериментов, проведенных на одноцилиндровом четырехтактном двигателе CFR (1Ч8,255/11,42) бельгийскими учеными [2]. Основные параметры двигателя представлены в табл. 1., схема экспериментальной установки – на рис. 1, 2.

Таблица 1. Основные параметры исследуемого двигателя

Параметр	Значение параметра
Диаметр цилиндра, мм	82,55
Ход поршня, мм	114,2
Длина шатуна, мм	254
Степень сжатия	7-9,5
Частота вращения коленчатого вала, $мин^{-1}$	600

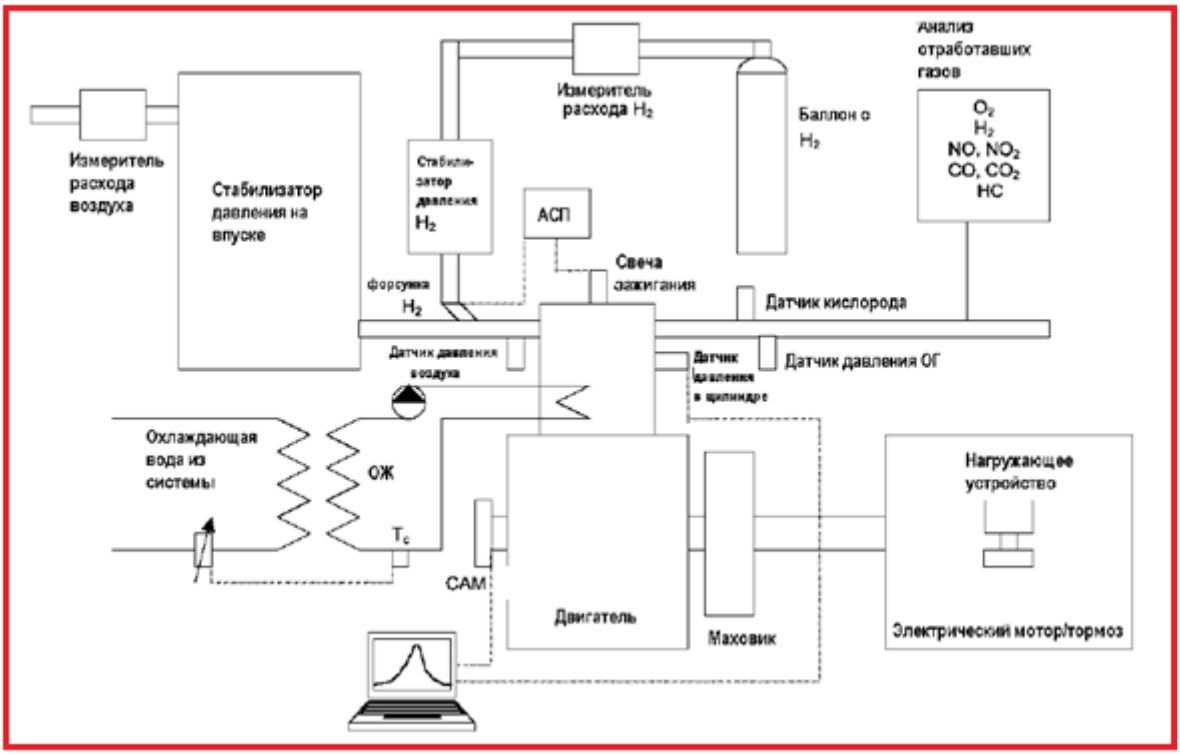


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

Двигатель CFR, предназначенный первоначально для определения октанового числа топлив, был переоборудован для использования водорода. На двигатель установили систему подачи водорода во впускной коллектор. Количество подаваемого топлива изменялось регулированием продолжительности подъема клапана форсунки.

В головку цилиндра был установлен охлаждаемый водой пьезоэлектрический датчик для измерения давления. Также измерялись нагрузка, частота вращения коленчатого вала, положение верхней мертвой точки, массовые расходы воздуха и водорода, давление смеси перед клапанами и отработавших газов на выпуске. В отработавших газах определялось содержание кислорода O_2, водорода H_2, оксида азота NO и диоксида азота NO_2, монооксида углерода CO, диоксида углерода CO_2 и несгоревших углеводородов CH. Частота вращения во всех испытаниях поддерживалась постоянной n=600 мин$^{-1}$, степень сжатия изменялась в диапазоне от 7 до 9,5.

Экспериментальные данные, полученные на двигателе CFR, позволили уточнить модель сгорания водорода в четырехтактном двигателе с искровым воспламенением.

Анализ и математическое моделирование процесса сгорания водорода

В настоящее время известны одно-, двух- и многозонные модели сгорания. В основу однозонных моделей положены законы сохранения массы и энергии. Количество выгоревшего топлива к определенному моменту времени и скорость тепловыделения

задаются эмпирическими либо полуэмпирическими зависимостями (например, методика И.И. Вибе). Входной координатой является время.

В многозонных моделях уравнения законов сохранения массы и энергии в дифференциальной форме дополняются уравнениями Навье-Стокса, описывающими турбулентное течение газа, и, помимо времени, вводятся пространственные координаты.

В двухзонных моделях пространственной координатой является радиус фронта пламени. Процесс сгорания моделируется на основе данных о скорости распространения пламени в ламинарных и турбулентных средах.

Недостатком двух- и многозонных моделей является необходимость и сложность задания большого количества граничных условий, полученных в результате экспериментальных либо расчетных исследований, существенные затраты машинного времени. Скорость распространения пламени, как правило, задается эмпирическими формулами на основе экспериментальных данных о скорости ламинарного и турбулентного горения в бомбах [2, 4, 5, 8, 9]. Учет специфики сгорания в ДВС производится эмпирическими коэффициентами, что снижает точность расчетов при исследованиях для других типов двигателей. Область применения данных моделей – детальные теоретические исследования процесса сгорания.

В настоящей работе для исследования и моделирования процесса сгорания водорода принята однозонная термодинамическая модель, в основу которой положены полуэмпирические формулы И.И. Вибе для определения количества выгоревшего топлива и скорости сгорания:

$$x = 1 - \exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \tag{1}$$

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{m+1}{\varphi_z}\bar{\varphi}^{m}\exp(C\bar{\varphi}^{m+1}), \tag{2}$$

где $\bar{\varphi} = \varphi / \varphi_z$, φ, φ_z - соответственно относительное время сгорания, текущее время от начала сгорания и продолжительность сгорания, представленные в углах поворота коленчатого вала; C – константа (например, при условии окончания сгорания в момент, когда доля выгоревшего топлива равна 0,999, константа $C = \ln(1 - 0{,}999) = -6{,}908$);

m - показатель характера сгорания - константа, определяющая динамику процесса сгорания.

Константы φ_z и m в данной модели подбираются эмпирическим путем из условия обеспечения удовлетворительного согласования расчетной и экспериментальной

индикаторной диаграмм (закона сгорания). Как правило, исследователи определяют зависимости φ_z и m от конструктивных и режимных параметров рабочего процесса, а затем используют данные зависимости в оптимизационных и других работах. В работе поставлена задача определения влияния конструктивных и режимных параметров рабочего процесса на закон сгорания и, соответственно, параметры φ_z и m модели И.И.Вибе.

На рис. 2 показано влияние продолжительности сгорания φ_z и показателя характера сгорания m на форму индикаторной диаграммы.

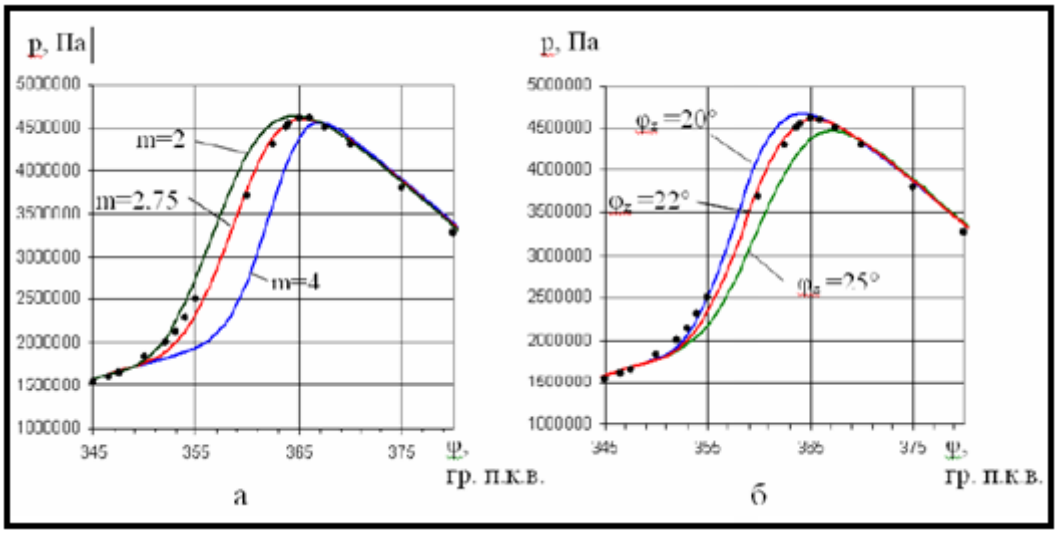
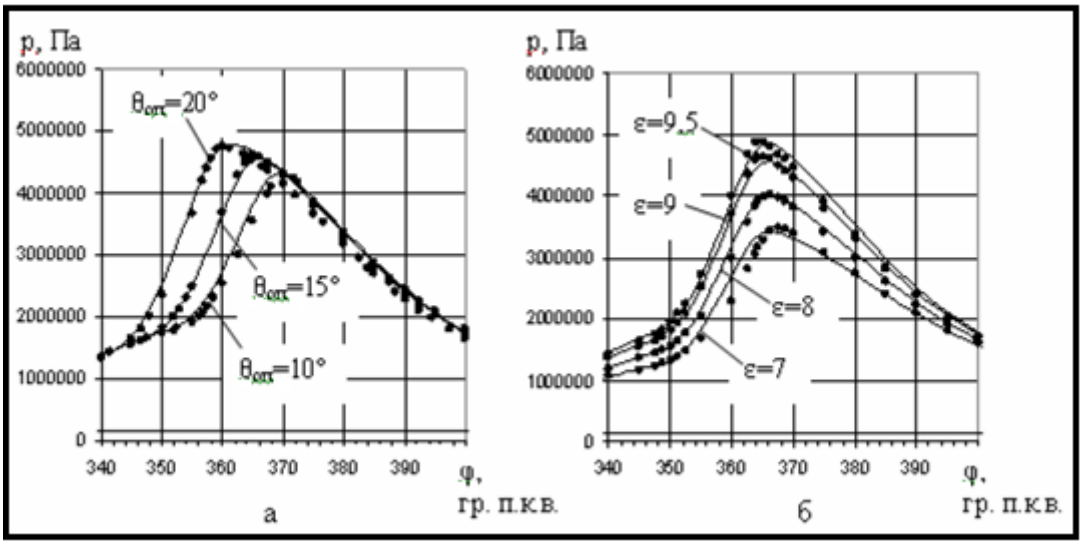


Рис. 2. Подбор показателя характера сгорания m (а) и продолжительности сгорания φz (б) в формулах (1) и (2) для режима n = 600 мин-1, Ne = 1,3 кВт. Точками показана экспериментальная диаграмма



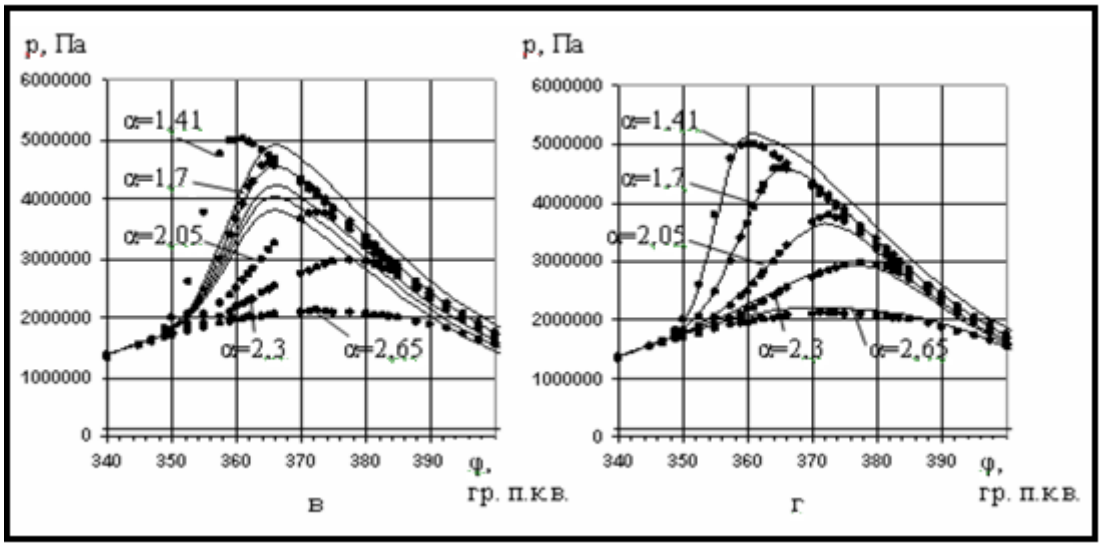


Рис. 3. Влияние изменения угла опережения зажигания *θоп* (а), степени сжатия *ε* (б) и коэффициента избытка воздуха *α* (в, г) на экспериментальную и расчетную индикаторные диаграммы. Точками показаны экспериментальные диаграммы

Видно, что для режима n = 600 мин$^{-1}$, Ne = 1,3 кВт наилучшее совпадение расчетной и экспериментальной диаграмм достигается при использовании φ_z= 22 гр. п.к.в. и m = 2,75. Однако и в этом случае наклон расчетных и экспериментальных кривых давления не совпадает. Очевидно, что сгорание происходит более интенсивно в начальной фазе и менее интенсивно в конечной фазе, то есть закон сгорания близок к треугольной форме (рис. 3). Нами предложен переменный показатель динамики сгорания, изменяющийся по линейной зависимости от m_1 = 1,5 до m_2 = 4:

$$m = (m_2 - m_1)\cdot\overline{\varphi} + m_1 . \qquad (3)$$

В этом случае скорость сгорания определяется по формуле:

$$\frac{dx}{d\varphi} = -C\frac{1}{\varphi_z}\overline{\varphi}^{m}\exp(C\overline{\varphi}^{m+1})\left[(m+1)\cdot\overline{\varphi}^{m} + \overline{\varphi}^{m+1}\ln(\overline{\varphi})\cdot(m_2 - m_1)\right].$$

Выводы

В результате расчетных исследований установлено, что форма кривой скорости сгорания при использовании водорода близка к треугольной.

Предложено в модели сгорания И.И. Вибе использовать переменный показатель характера сгорания m, изменяющийся по линейному закону, что позволяет более точно описать динамику сгорания водорода.

Показано, что изменение степени сжатия и угла опережения впрыскивания в меньшей степени влияет на продолжительность и динамику процесса сгорания, чем изменение коэффициента избытка воздуха. Учесть это влияние позволяет использование аппроксимирующей зависимости продолжительности сгорания φ_z от коэффициента избытка воздуха α.

Литература

1. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / А.И. Мищенко.- Киев: Наук. Думка,1984. - 143 с.

2. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines / Verhelst S. //Department of Flow, Heat and Combustion Mechanics,Ghent University, 2005. - 222 p.

3. Kim J.M. Performance characteristics of hydrogen fueled engine with the direct injection and spark ignition system / J.M. Kim, Y.T. Kim, J.T. Lee, S.Y. Lee // SAE. - paper nr 95249. - 1995.

4. Pol´aˇsek M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials / M. Pol´aˇsek, J. Macek, M.Tak´ats, O. V´ıtek // SAE. - paper nr 2002-01-0373. - 2002.

5. Ma J. Simulation and prediction on the performance of a vehicle’s hydrogen engine / J. Ma, Y. Su, Y. Zhou, Z. Zhang // Int. J. Hydrogen Energy, 28:77-83, 2003.

6. Sierens R. Experimental study of a hydrogen fuelled engine. Proceedings ASME Spring Engine Technology Conference / R Sierens., S. Verhelst // ICE 34-3. - paper nr. 2000-ICE-285. - pp. 9-16. - San Antonio. - 2000.

7. Kobayashi H. and Kawazoe H. Flame instability effects on the smallest wrinkling scale and burning velocity of high pressure turbulent premixed flames. 28th Symp. (Int.) on Combustion, pages 375-382, 2000.

8. Lipatnikov A.N. Turbulent flame speed and thickness:phenomenology, evaluation, and application in multidimensional simulations / A.N. Lipatnikov, J. Chomiak //Progress in Energy and Combustion Science. - 28:1 - 74. - 2002.

9. Keck J.C. Early flame development and burning rates in spark ignition engines and their cyclic variability /J.C. Keck, Heywood J.B., and Noske G. // SAE. - paper nr870164. - 1987.

II. Version originale de l'article:

Produits de combustion d'un moteur à gaz

Cet article a fait l'objet d'une publication dans: Eastern European Journal of Enterprise Technologies, Kharkov Ukraine - 2011- N° 5/6 (53) - 63 p - pp. 37-43 - ISSN 1729-3774. Il a été presenté aussi lors de la conférence scientifico-méthodologique et de recherche scientifique, section des moteurs à combustion interne et sous-section de l'amélioration des moteurs à piston à combustion interne, qui a eu lieu à l'Université Technique de l'Automobile et des Ponts et Chaussées de Moscou Russie le 29 Janvier - 07 Février 2013. Cet article fait partie de la présente thèse dans le chapitre 4 (Traduction en français) et ici on trouve sa version originale.

УДК 621.43.052

МЕТОДИКА РАСЧЁТА РАВНОВЕСНОГО СОСТАВА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Р. Маамри, докторант, Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; Ф.И. Абрамчук, докт. техн. наук, доц., зав. каф., ХНАДУ, Харьков; А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков; И. Дубе, докт., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; Л. Тюбаль, докт.., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; А. Коджо докт., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

Аннотация. *Приведена методика расчёта показателей токсичности газового двигателя. Выполнено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными.*

Ключевые слова: *методика расчета, процесс сгорания, токсичность, газовый двигатель, равновесный состав.*

CALCULATION METHOD OF COMBUSTION PRODUCTS EQUILIBRIUM COMPOSITION OF GAS ENGINE WITH SPARK IGNITION

R.Maamri, Ph.D. student, University of Québec in Trois-Rivières Canada, F.I.Abramtchuk, Ph.D., Technical Science, Assosiate Professor, Department Head. KhNAHU, A.N.Kabanov, Ph.D., Technical Science, Assosiate Professor, KhNAHU, Kharkov, Y. Dubé, Ph.D.,

Professor, University of Québec, Trois-Rivières, Canada. L. Toubal, Ph.D., Professor, University of Québec in Trois-Rivières, Canada, A. Kodjo, Ph.D., Professor, University of Québec in Trois-Rivières, Canada.

Abstract. *The toxic factors calculation method of gas engine has been shown. Comparison of calculation results with experimental data has been performed.*

Key words: *calculation method, combustion process, toxic, gas engine, equilibrium composition.*

Введение

Ввиду постоянно ухудшающейся экологической обстановки в мире всё больше внимания уделяется вопросам токсичности двигателей внутреннего сгорания. Соответственно, возникает необходимость расчёта содержания токсичных компонентов в продуктах сгорания. Обеспечение возможности выполнения этой задачи позволяет существенно экономить человеческие и материальные ресурсы за счёт сокращения количества экспериментальных исследований.

Анализ публикаций

В настоящее время для расчёта содержания токсичных компонентов в отработавших газах двигателя с искровым зажиганием в основном используется методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания, предложенная проф. Звоновым В.А. [1]. Для расчёта концентрации NO_x данная методика дополняется кинетическим уравнением Зельдовича [1].

Математически методика проф. Звонова В.А. представляет собой систему из N нелинейных уравнений с N неизвестными. Для решения такого рода системы используются два основных подхода: численный [2] и алгебраический [3]. Первый подход достаточно сложный при реализации и требует хороших навыков программиста у специалиста, создающего программу для выполнения расчётов. Второй подход, изначально созданный для ручного счёта, таких навыков не требует и достаточно широко используется [4, 5 и др.].

Цель исследования

Целью данного исследования является анализ существующих подходов решения системы нелинейных уравнений в методике расчёта содержания токсичных компонентов в отработавших газах двигателя с искровым зажиганием и разработка рекомендаций по выбору методики решения.

Выбор количества неизвестных в методике Зельдовича-Полярного

Так как механизм развития цепных реакций в процессе сгорания смесей воздуха и углеводородов изучен не до конца и в основном представляет собой теоретические допущения, у разных авторов предполагается разное количество уравнений. Так, в [6] использовалась система из 155 элементарных реакций для 39 компонентов. Однако, увеличение числа уравнений увеличивает сложность решения системы уравнений. Кроме того, многие авторы указывают, что учитывать многие промежуточные продукты реакций не обязательно [2, 5, 6 и др.].

В [4] предлагается решать систему из 14 уравнений с 14 неизвестными, из них - 11 химических компонентов. Однако, в данной системе используются избыточные элементы: энтальпии компонентов, кажущаяся молярная масса смеси. Кроме того, в [4] при горении с $\alpha \geq 1$ используется «реакция водяного газа»

$$CO + H_2O \rightleftarrows CO_2 + H_2 .$$

Однако, в условиях газового ДВС с искровым зажиганием проведение такой реакции при $\alpha \geq 1$ прохождение такой реакции практически невозможно.

Наиболее целесообразным является подход, предложенный в [5]. Здесь используется система из 10 уравнений с 10-ю неизвестными. Система содержит необходимый минимум уравнений для нахождения парциальных давлений CO и NO_x, при этом данные уравнения пригодны для использования в условиях газового ДВС с искровым зажиганием.

Описание расчётной методики (по Квасникову)

Предполагается, что в продуктах сгорания проходят следующие реакции

$$\left.\begin{aligned}
&1.\mathrm{CO_2} \rightleftarrows \mathrm{CO}+0.5\mathrm{O_2};\\
&2.\mathrm{H_2O} \rightleftarrows \mathrm{H_2}+0.5\mathrm{O_2};\\
&3.\mathrm{H_2O} \rightleftarrows \mathrm{OH}+0.5\mathrm{H_2};\\
&4.\mathrm{H_2} \rightleftarrows 2\mathrm{H};\\
&5.\mathrm{O_2} \rightleftarrows 2\mathrm{O};\\
&6.0.5\mathrm{N_2}+0.5\mathrm{O_2} \rightleftarrows \mathrm{NO}.
\end{aligned}\right\} \qquad (1)$$

Также считается, что в качестве топлива используется метан и в состав продуктов сгорания входят следующие 10 газов: CO_2; CO; H_2O; H_2; O_2; N_2; NO; OH; O; H.

Основу системы уравнений составляют уравнения химического равновесия

$$\frac{P_{\mathrm{CO}} \cdot P_{\mathrm{O_2}}^{\frac{1}{2}}}{P_{\mathrm{CO_2}}} = K_1, \qquad (2)$$

$$\frac{P_{\mathrm{H_2}} \cdot P_{\mathrm{O_2}}^{\frac{1}{2}}}{P_{\mathrm{H_2O}}} = K_2, \qquad (3)$$

$$\frac{P_{\mathrm{OH}} \cdot P_{\mathrm{H_2}}^{\frac{1}{2}}}{P_{\mathrm{H_2O}}} = K_3, \qquad (4)$$

$$\frac{P_{\mathrm{H}}^{2}}{P_{\mathrm{H_2}}} = K_4, \qquad (5)$$

$$\frac{P_{\mathrm{O}}^{2}}{P_{\mathrm{O_2}}} = K_5, \qquad (6)$$

$$\frac{P_{\mathrm{NO}}}{P_{\mathrm{O_2}}^{\frac{1}{2}} \cdot P_{\mathrm{N_2}}^{\frac{1}{2}}} = K_6, \qquad (7)$$

где $K_1 \ldots K_6$ - константы равновесия химических реакций (1); P_i - парциальное давление i-го компонента газовой смеси.

Значения констант равновесия $K_1 \ldots K_6$ вычисляются из таблиц, приведенных в [5, 7].

Уравнения (2)…(7) дополняются тремя уравнениями материального баланса (8)…(10)

$$\frac{\mathrm{O_т} + \chi_{\mathrm{OC}}\mathrm{O_{возд}}}{\mathrm{C_т} + \chi_{\mathrm{OC}}\mathrm{C_{возд}}} = \frac{\mu_{\mathrm{O}}\left(2P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}} + A\right)}{\mu_{\mathrm{C}}\left(P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{8}$$

где $A = P_{\mathrm{H_2O}} + 2P_{\mathrm{O_2}} + P_{\mathrm{OH}} + P_{\mathrm{NO}} + P_{\mathrm{O}}$; $\mathrm{O_т}$ - массовая доля атома кислорода в топливе; Овозд – массовая доля атома кислорода в воздухе; $\mathrm{C_т}$ - массовая доля атома углерода в топливе; $\mathrm{C_{возд}}$ - массовая доля атома углерода в воздухе; χ_{OC} - действительное соотношение масс атомов O и C в несгоревшей смеси; μ_{O} - молекулярная масса атома кислорода, кг/кмоль; μ_{C} - молекулярная масса атома углерода, кг/кмоль;

$$\frac{\mathrm{H_т} + \chi_{\mathrm{HC}} \cdot \mathrm{H_{возд}}}{\mathrm{C_т} + \chi_{\mathrm{HC}} \cdot \mathrm{C_{возд}}} = \frac{\mu_{\mathrm{H}} \cdot (B)}{\mu_{\mathrm{C}} \cdot \left(P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{9}$$

где $B = 2 \cdot P_{\mathrm{H_2O}} + 2 \cdot P_{\mathrm{H_2}} + P_{\mathrm{OH}} + P_{\mathrm{H}}$; $\mathrm{H_т}$ - массовая доля атома водорода в топливе; $\mathrm{H_{возд}}$ -
- массовая доля атома водорода в воздухе; χ_{HC} - действительное соотношение масс атомов H и C в несгоревшей смеси; μ_{H} - молекулярная масса атома водорода, кг/кмоль;

$$\frac{\mathrm{N_т} + \chi_{\mathrm{NC}} \cdot \mathrm{N_{возд}}}{C_{\mathrm{т}} + \chi_{\mathrm{NC}} \cdot \mathrm{C_{возд}}} = \frac{\mu_{\mathrm{N}} \cdot \left(2 \cdot \mathrm{P_{N_2}} + P_{\mathrm{NO}}\right)}{\mu_{\mathrm{C}} \cdot \left(P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}}\right)}, \tag{10}$$

где $\mathrm{N_т}$ - массовая доля атома азота в топливе; $\mathrm{N_{возд}}$ - массовая доля атома азота в воздухе; χ_{NC} - действительное соотношение масс атомов N и C в несгоревшей смеси; μ_{N} - молекулярная масса атома азота, кг/кмоль.

Замыкается система уравнений десятым уравнением (11), представляющим собой закон Дальтона

$$P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}} + P_{\mathrm{H_2O}} + P_{\mathrm{H_2}} + P_{\mathrm{O_2}} + P_{\mathrm{N_2}} + P_{\mathrm{OH}} + P_{\mathrm{NO}} + P_{\mathrm{H}} + P_{\mathrm{O}} = P, \tag{11}$$

где P - давление в камере сгорания на данном расчётном шаге.

Таким образом, уравнения (2)…(11) представляют собой систему из 10-ти нелинейных уравнений с 10-ю неизвестными.

В первом приближении будем считать равными нулю парциальные давления следующих газов

$$P_{O_2} = P_{NO} = P_O = P_H = P_{OH} = 0. \quad (12)$$

Тогда уравнение (8) может быть представлено в виде

$$\frac{2 \cdot P_{CO_2} + P_{CO} + P_{H_2O}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_1, \quad (13)$$

где

$$W_1 = \frac{\mu_C}{\mu_O} \cdot \frac{O_т + \chi_{OC} \cdot O_{возд}}{C_т + \chi_{OC} \cdot C_{возд}}. \quad (14)$$

Уравнение (9) представим в виде

$$\frac{2 \cdot P_{H_2O} + 2 \cdot P_{H_2}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_2, \quad (15)$$

где

$$W_2 = \mu_C \cdot \frac{H_т + \chi_{HC} \cdot H_{возд}}{C_т + \chi_{HC} \cdot C_{возд}}. \quad (16)$$

Уравнение (10) примет вид

$$\frac{2 \cdot P_{N_2}}{P_{CO_2} + P_{CO}} = W_3, \quad (17)$$

где

$$W_3 = \frac{\mu_C}{\mu_N} \cdot \frac{N_т + \chi_{NC} \cdot N_{возд}}{C_т + \chi_{NC} \cdot C_{возд}}. \quad (18)$$

С учётом условия (12) закон Дальтона (11) примет вид

$$P_{CO_2} + P_{CO} + P_{H_2O} + P_{H_2} + P_{N_2} = P. \quad (19)$$

Разделим уравнение (2) на уравнение (3)

$$\frac{P_{\mathrm{CO}} \cdot P_{\mathrm{H_2O}}}{P_{\mathrm{CO_2}} \cdot P_{\mathrm{H_2}}} = \frac{K_1}{K_2}. \tag{20}$$

Преобразуем уравнение (13)

$$2P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}} + P_{\mathrm{H_2O}} = W_1 P_{\mathrm{CO_2}} + W_1 P_{\mathrm{CO}}. \tag{21}$$

Отсюда

$$P_{\mathrm{H_2O}} = P_{\mathrm{CO_2}}\left(W_1 - 2\right) + P_{\mathrm{CO}}\left(W_1 - 1\right); \tag{22}$$

$$P_{H_2} = 0.5W_2\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - P_{CO}(W_1 - 1). \tag{23}$$

Из уравнения (17) следует, что

$$P_{\mathrm{N_2}} = 0.5 \cdot W_3\left(P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}}\right). \tag{24}$$

Подставим значения (22)…(24) в уравнение (19)

$$\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) + P_{CO_2}(W_1 - 2) + P_{CO}(W_1 - 1) + 0.5W_2\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - \\ -P_{CO}(W_1 - 1) + 0.5W_2\left(P_{CO_2} + P_{CO}\right) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - P_{CO}(W_1 - 1) + 0.5W_3\left(P_{CO_2} + \\ +P_{CO}\right) = P \tag{25}$$

Приведя подобные слагаемые в последнем уравнении (25), получаем

$$P_{CO_2} + P_{CO} + 0.5W_2 P_{CO_2} + 0.5W_2 P_{CO} + 0.5W_3 P_{CO_2} + 0.5W_3 P_{CO} = P \tag{26}$$

а, упростив последнее равенство, имеем

$$\left(P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}}\right)\left(1 + 0.5W_2 + 0.5W_3\right) = P, \tag{27}$$

или

$$P_{\mathrm{CO_2}} + P_{\mathrm{CO}} = \frac{P}{1 + 0.5W_2 + 0.5W_3}. \tag{28}$$

Подставив правую часть уравнения (28) в равенство (24), получим следующее выражение для расчета парциального давления азота

$$P_{N_2} = \frac{0.5W_3P}{1+0.5W_2+0.5W_3}, \quad (29)$$

или, вынеся 0,5 за скобки

$$P_{N_2} = \frac{W_3P}{2+W_2+W_3}. \quad (30)$$

Чтобы получить выражение для расчета парциального давления CO, воспользуемся уравнением (26). Оставляя в левой части слагаемые с CO и перенося в правую часть слагаемые с CO_2, получаем

$$P_{CO} + 0.5W_2P_{CO} + 0.5W_3P_{CO} = P - P_{CO_2} - 0.5W_2P_{CO_2} - 0.5W_3P_{CO_2} \quad (31)$$

Перепишем полученное выражение следующим образом

$$0.5P_{CO}(2 + W_2 + W_3) = 0.5 \cdot 2P - 0.5P_{CO_2}(2 + W_2 + W_3) \quad (32)$$

Разделив полученное равенство на $0,5(2+W_2+W_3)$, получаем уравнение для расчёта парциального давления CO в продуктах сгорания

$$P_{CO} = \frac{2P}{2+W_2+W_3} - P_{CO_2}. \quad (33)$$

Чтобы получить уравнение для расчета парциального давления H_2O в продуктах сгорания, выполним следующие действия.

Подставив выражение (33) в (22), получаем

$$P_{H_2O} = P_{CO_2} \cdot (W_1 - 2) + \left(\frac{2 \cdot P}{2+W_2+W_3} - P_{CO_2}\right)(W_1 - 1) \quad (34)$$

Раскрыв скобки, получим

$$P_{H_2O} = P_{CO_2}W_1 - 2P_{CO_2} + \frac{2W_1P}{2+W_2+W_3} - W_1P_{CO_2} - \frac{2P}{2+W_2+W_3} + P_{CO_2} \quad (35)$$

Приведя подобные слагаемые, окончательно получаем

$$P_{H_2O} = \frac{2P(W_1-1)}{2+W_2+W_3} - P_{CO_2}. \quad (36)$$

Чтобы получить уравнение для вычисления парциального давления H_2, выполним подобным образом подстановку выражения (33) в уравнение (23)

$$P_{H_2} = 0.5W_2\left(P_{CO_2} + C\right) - P_{CO_2}(W_1 - 2) - C(W_1 - 1), \tag{37}$$

где $C = \left(\frac{2P}{2 + W_2 + W_3} - P_{\mathrm{CO_2}}\right)$.

Раскрывая скобки, получим

$$P_{H_2} = 0.5W_2 \frac{2P}{2+W_2+W_3} - W_1P_{CO_2} + 2P_{CO_2} - \frac{W_1P}{2+W_2+W_3} + W_1P_{CO_2} + C. \tag{38}$$

Приведя подобные слагаемые, получим

$$P_{\mathrm{H_2}} = \frac{W_2P - 2W_1P + 2P}{2 + W_2 + W_3} + P_{\mathrm{CO_2}}, \tag{39}$$

или, после перестановок в правой части и группировки

$$P_{\mathrm{H_2}} = P_{\mathrm{CO_2}} + \frac{P\left(2 - 2W_1 + W_2\right)}{2 + W_2 + W_3}. \tag{40}$$

Чтобы составить квадратное уравнение относительно парциального давления CO_2, воспользуемся равенством (20). Перенеся все компоненты уравнения (20) влево, получим

$$\frac{P_{\mathrm{CO}} \cdot P_{\mathrm{H_2O}}}{P_{\mathrm{CO_2}} \cdot P_{\mathrm{H_2}}} - \frac{K_1}{K_2} = 0. \tag{41}$$

Приведем последнее уравнение к общему знаменателю

$$K_2P_{\mathrm{CO}}P_{\mathrm{H_2O}} - K_1P_{\mathrm{CO_2}}P_{\mathrm{H_2}} = 0. \tag{42}$$

Преобразуем полученное равенство. Введем промежуточные параметры. В уравнении (33) обозначим

$$\frac{2P}{2 + W_2 + W_3} = M_1. \tag{43}$$

В уравнении (36) обозначим

$$\frac{2P(W_1-1)}{2+W_2+W_3}=M_2\,. \tag{44}$$

В уравнении (40) обозначим

$$\frac{P(2-2W_1+W_2)}{2+W_2+W_3}=M_3\,. \tag{45}$$

Перепишем уравнение (42) так, чтобы все парциальные давления в нем были выражены через парциальное давление CO_2

$$K_2(M_1-P_{CO_2})(M_2-P_{CO_2})-K_1P_{CO_2}(P_{CO_2}+M_3)=0 \tag{46}$$

Раскрыв скобки, получим

$$K_2M_1M_2-K_2M_1P_{CO_2}-K_2M_2P_{CO_2}+K_2P_{CO_2}^2-K_1P_{CO_2}^2-K_1P_{CO_2}M_3=0 \tag{47}$$

.

Приведя подобные слагаемые и выполнив их группировку, получаем квадратное уравнение относительно P_{CO_2}

$$P_{CO_2}^2(K_2-K_1)+K_2M_1M_2-P_{CO_2}(K_2M_1+K_2M_2+K_1M_3)=0 \tag{48}$$

Дискриминант данного уравнения находим по формуле

$$D=\left(-(K_2M_{1+}K_2M_2+K_1M_3)\right)-4(K_2-K_1)K_2M_1M_2 \tag{49}$$

Корень уравнения (48), имеющий физический смысл, определяется при помощи зависимости

$$P_{CO2}=\frac{K_2M_1+K_2M_2+K_1M_3-\sqrt{D}}{2(K_2-K_1)}\,. \tag{50}$$

Найдя по формуле (30) парциальное давление N_2 и решив уравнение (48) относительно CO_2, находим парциальные давления CO, H_2O и H_2 по формулам (33), (36) и (40) соответственно.

Далее переходим ко второму приближению и вычисляем значения парциальных давлений оставшихся пяти компонентов продуктов сгорания.

Парциальное давление O_2

$$P_{O_2} = \left(\frac{K_1 \cdot P_{CO_2}}{P_{CO}} \right)^2 . \quad (51)$$

Парциальное давление гидроксильной группы OH

$$P_{OH} = \frac{K_3 \cdot P_{H_2O}}{\sqrt{P_{H_2}}} . \quad (52)$$

Парциальное давление атомарного водорода

$$P_H = \sqrt{K_4 \cdot P_{H_2}} . \quad (53)$$

Парциальное давление атомарного кислорода

$$P_O = \sqrt{K_5 \cdot P_{O_2}} . \quad (54)$$

Парциальное давление NO

$$P_{NO} = K_6 \sqrt{P_{N2} \cdot P_{O2}} . \quad (55)$$

Методика расчёта выбросов оксидов азота

Так как в ДВС с искровым зажиганием моноксид азота NO составляет более 97 % выбросов оксидов азота, то при определении концентраций NO_x принимается допущение, что в цилиндре газового двигателя с искровым зажиганием из всех оксидов азота образуется только этот компонент [1].

Сравнение экспериментальных и расчётных данных по образованию оксидов азота показывает, что равновесная модель образования NO не является достаточно точной. Этот факт соответствует основной теории процессов образования оксидов азота, разработанной Я.Б. Зельдовичем, согласно которой скорость горения существенно превышает скорость окисления атмосферного азота [1]. Таким образом, для более

точных расчётов необходимо использовать кинетическую модель образования NO. Последняя базируется на четырёх основных обратимых реакциях [1]

$$\left.\begin{array}{l} 0.\ O_2 \rightleftarrows O + O; \\ 1.\ N_2 + O \underset{k_{1р}}{\overset{k_{1п}}{\rightleftarrows}} NO + N; \\ 2.\ N + O_2 \underset{k_{2р}}{\overset{k_{2п}}{\rightleftarrows}} NO + O; \\ 3.\ N_2 + O_2 \underset{k_{4р}}{\overset{k_{4п}}{\rightleftarrows}} 2 \cdot NO. \end{array}\right\} \qquad (56)$$

В системе химических реакций (56) $k_{1п}$, $k_{1р}$, $k_{2п}$. $k_{2р}$. $k_{4п}$. $k_{4р}$ - константы скоростей реакций (1), (2) и (3) соответственно.

Расчётное кинетическое уравнение для образования NO для системы реакций (56) имеет следующий вид [1]

$$\frac{dr_{NO}}{d\varphi} = \frac{p \cdot r_{N_2}}{254.4 n T_{п.с.}} \left(1 - \frac{r_{NO}^2}{K_{4(NO)} r_{O_2} r_{N_2}}\right) \times \left(\frac{k_{1п} \cdot r_O}{1 + \frac{k_{1р} \cdot r_{NO}}{k_{2п} \cdot r_{O_2}}} + \frac{k_{4п} \cdot r_{O_2}}{2}\right), \qquad (57)$$

где p - текущее значение давления в цилиндре, МПа; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; $T_{п.с.}$ - текущее значение температуры в зоне продуктов сгорания, К; $K_{4(NO)}$ - константа равновесия для реакции 3 (56); $k_{1п}$, $k_{1р}$, $k_{2п}$, $k_{4п}$ - константы скоростей прямых (п) и обратных (р) реакций 1-3 системы (56); r - объёмная доля компонента в смеси.

Для расчетов были приняты следующие зависимости констант скоростей реакций системы (56) в зависимости от температуры смеси [1]

$$K_{1п} = 1.36 \cdot 10^{14} \exp(-315700 / (RT_{пс}));\qquad (58)$$

$$K_{1р} = 3.12 \cdot 10^{13} \exp(-1670 / (RT_{пс}));\qquad (59)$$

$$K_{2п} = 1.33 \cdot 10^{10} T_{пс} \exp(-29600 / (RT_{пс}));\qquad (60)$$

$$K_{4(NO)} = 21.12 \exp(-181000 / (RT_{пс}));\qquad (61)$$

$$K_{4п} = 9.1 \cdot 10^{24} T_{пс}^{-5/2} \exp(-538000 / (RT_{пс})). \quad (62)$$

В [1] указывается, что происходит «замораживание» оксидов азота NO в зоне максимальных температур, то есть при снижении температуры продуктов сгорания концентрация NO не уменьшается. Соответственно, концентрация NO в отработавших газах принимается равной концентрации NO в продуктах сгорания при максимальной температуре сгоревшей зоны в цилиндре двигателя.

Соответственно, расчёт концентрации NO в продуктах сгорания проводится в следующем порядке [1]. Сначала выполняется расчёт равновесного состава продуктов сгорания. Затем выполняется расчёт NO по кинетическому уравнению Зельдовича. Полученное значение NO «замораживается», и выполняется повторный расчёт равновесного состава с «замороженными» значениями NO, которые принимаются константами. Алгоритм расчёта равновесного состава продуктов сгорания при помощи методики Зельдовича-Полярного с использованием кинетического уравнения для расчёта концентрации NO приведен на рис. 1.

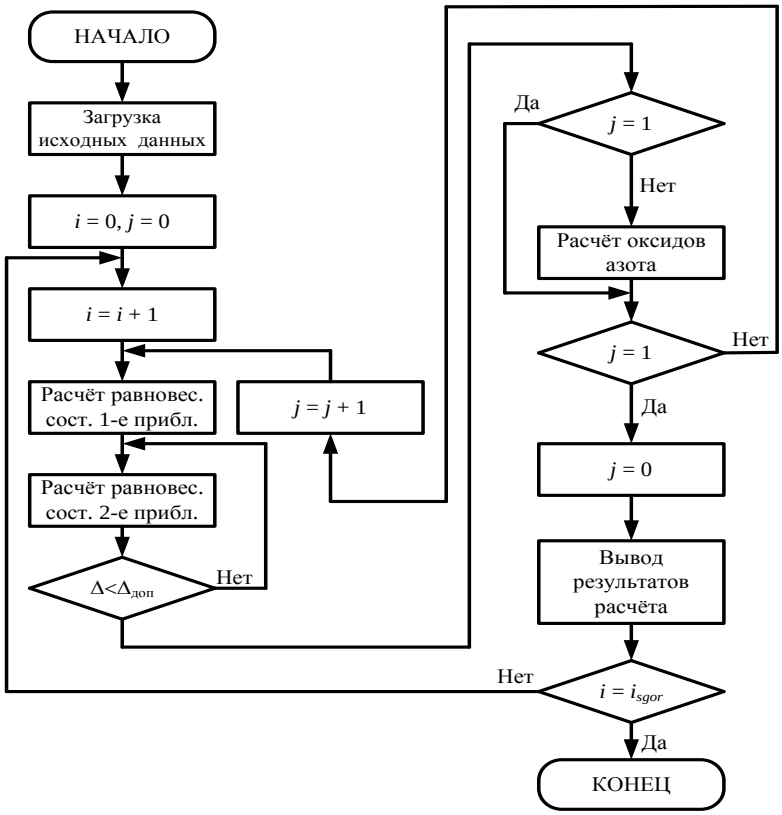
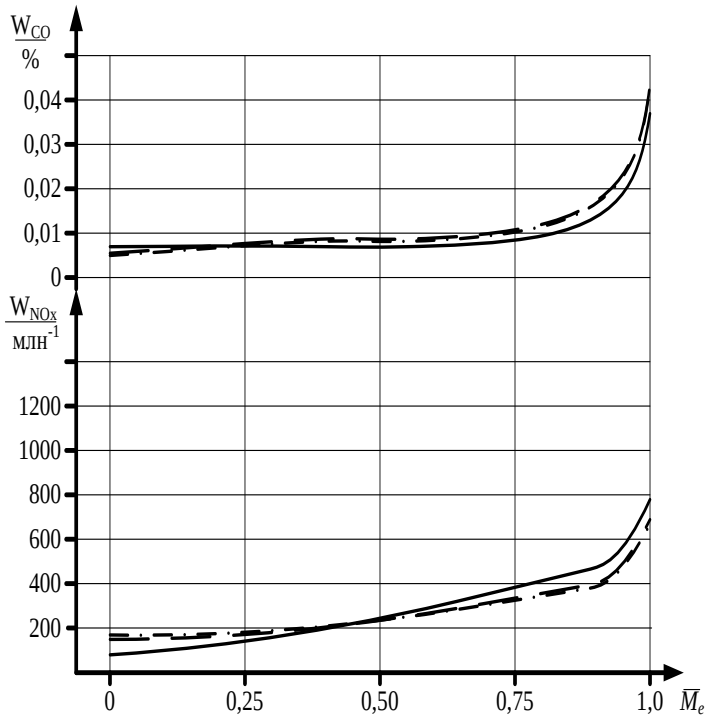


Рис. 1. Алгоритм расчёта равновесного состава продуктов сгорания газового двигателя при помощи методики Зельдовича-Полярного

Сравнение результатов расчётов с экспериментальными данными

На рис. 2 на примере нагрузочной характеристики двигателя 4ГЧ7,5/7,35 приведено сравнение результатов решения системы уравнений для расчёта равновесного состава продуктов сгорания по приведенной методике Зельдовича-Полярного и численной методике Ньютона [2] в сравнении с результатами эксперимента. При расчётах использовалась методика расчёта процесса сгорания с переменным показателем сгорания [8].



1 - методика Зельдовича-Полярного; 2 - методика Куценко; 3 - эксперимент

Рис. 2. Результаты расчётов токсичности двигателя 4ГЧ7,5/7,35 (n = 3650 мин$^{-1}$).

Как видно из рис. 2, разница в результатах расчёта по численному методу Ньютона и по методике Зельдовича-Полярного практически отсутствует. Погрешность расчётов в сравнении с экспериментом в обоих случаях составляет до 10 %. При этом методика Зельдовича-Полярного намного проще в реализации и не требует от специалиста, выполняющего расчёты, высокой квалификации программиста и допускает использование простых математических программных комплексов.

Выводы

1. Для определения равновесного состава продуктов сгорания в газовом двигателе с искровым зажиганием предлагается использовать систему из 10 уравнений с 10

неизвестными, основанную на 6 химических реакциях, 3 уравнениях материального баланса и уравнении закона Дальтона.

2. Для решения этой системы уравнения рекомендуется использовать методику Зельдовича-Полярного. Непосредственно алгоритм решения предлагается использовать приведенный в [5].

3. Сравнение результатов расчётов с результатами экспериментов показало, что разница в результатах расчёта по численному методу Ньютона и по методике Зельдовича-Полярного практически отсутствует. Погрешность расчётов в сравнении с экспериментом в обоих случаях составляет до 10 %. При этом методика Зельдовича-Полярного намного проще в реализации.

Литература

1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. Учеб. пособие для ВУЗов / В.А. Звонов - 2-е изд., перераб. и дополн.: – М.: «Машиностроение», 1981. - 154 с.

2. Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / Куценко А.С. К.: Наукова думка, 1988. - 104 с.

3. Зельдович Я.Б. Расчёты тепловых процессов при высокой температуре / Я.Б. Зельдович, А.И. Полярный. М.: НИИ №1, 1947. - 67 с.

4. Синярёв Г.Б. Жидкостные ракетные двигатели / Г.Б. Синярёв, М.В. Добровольский. М.: Государственное изд-во оборонной промышленности, 1955. - 488 с.

5. Квасников В.А. Теория жидкостных ракетных двигателей / В.А. Квасников. Л.: Государственное союзное изд-во судостроительной промышленности, 1959. - 542 с.

6. Bade Shrestha S.O. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / Bade Shrestha S.O., Karim G.A. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1999. - 18 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE 1999-01-3482).

7. Гурвич Л.В. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочное издание: в 4-х т. / Л.В. Гурвич, И.В. Вейц, В.А. Медведев и др. - 3-е изд., перераб. и расшир. М.: Наука, 1978. Т. 1: Элементы O, H (D, T), F, Cl и их соединения. - 1978. - 496 с.

8. Абрамчук Ф.І. Двозонна модель процесу згоряння малолітражного газового двигуна з іскровим запалюванням / Ф.І. Абрамчук, О.М. Кабанов, А.П. Кузьменко, М.С. Липинський, В.М. Муратов // Вісник національного транспортного університету. - 2011. - № 23. - С. 56-65.

III. Version originale de l'article:

Moteur à gaz suralimenté, converti à partir d'un moteur diesel

Cet article a fait l'objet d'une publication dans: Journal of The National Polytechnical University (KPI), Kharkov, Ukraine - 2011- N°54: New Solutions in Modern Technologies - 156 p - pp. 18-26 - ISSN 2079-5459. Il a été presenté aussi lors de la conférence scientifico-méthodologique et de recherche scientifique, section des moteurs à combustion interne et sous-section de l'amélioration des moteurs à piston à combustion interne, qui a eu lieu à l'Université Technique de l'Automobile et des Ponts et Chaussées de Moscou Russie le 29 Janvier - 07 Février 2013. Cet article ne fait pas partie de ceux qui figurent dans la présente thèse. Néanmoins, j'ai decidé de mettre sa version originale dans l'annexe B.

ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ РЕГУЛИРОВОЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С НАДДУВОМ, КОНВЕРТИРОВАННОГО ИЗ ДИЗЕЛЯ

Р. Маамри, Докторант. Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

Ф.И. Абрамчук, Доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой двигателей внутреннего сгорания. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

А.Н. Кабанов, Кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры двигателей внутреннего сгорания. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

М.С. Липинский, Аспирант. Кафедра двигателей внутреннего сгорания. Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

И. Дубе, Ph. D., профессор. Кафедра механики. Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

Л. Тюбаль, Ph. D., профессор. Кафедра механики. Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

А. Коджо, Ph. D., профессор. Кафедра электротехники и информатики. Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

Приведены результаты исследования газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля. Для данного типа двигателей уточнена математическая модель процесса сгорания с переменным показателем сгорания Вибе.

Ключевые слова: *токсичность, наддув, газовый двигатель.*

Наведені результати дослідження газового двигуна з наддуввом, конвертованого з дизеля. Для даного типу двигунів уточнена математична модель процесу згоряння зі змінним показником згоряння Вібе.

Ключові слова: *токсичність, наддув, газовий двигун.*

Results of investigation of gas engine with supercharging converted from diesel have been given. For this type of engines math model of combustion process with variable Viebe combustion factor has been specified.

Key words: *toxicity, supercharging, gas engine.*

1. Введение

Конвертирование дизелей грузовых автомобилей в газовые двигатели с искровым зажиганием в настоящее время является актуальной задачей [1]. Однако решение этой задачи связано с рядом трудностей. Так, в дизеле детали камеры сгорания не рассчитаны на тепловую нагрузку, создаваемую в камере сгорания аналогичного газового двигателя с искровым зажиганием. Это, а также постоянное ужесточение экологических требований к автомобильным ДВС заставляет использовать в газовых двигателях, конвертированных из дизелей, концепцию «бедного горения» [1].

Применение этой концепции вызывает снижение мощности двигателя, что особенно заметно на режимах максимальной нагрузки. Для компенсации потерь мощности, возникающих при конвертировании дизельного двигателя в газовый, целесообразно использовать наддув.

2. Анализ публикаций по теме исследования

В настоящее время во всём мире идут активные работы по конвертированию дизелей в газовые двигатели с использованием концепции «бедного горения» и применением наддува. В России выполняются работы по конвертированию дизеля КамАЗ-740 в двигатель с искровым зажиганием [2]. В США разработкой подобных научных программ занимаются компании John Deere, Cummins, Detroit Diesel, Caterpillar и др. [3]. В Европе газовое топливо активно внедряется на общественном транспорте. Примером могут служить автобусы Iveco CityClass [4]. В Украине подобные работы выполняются в ЛНТУ [5], ХНАДУ [1] и других научных центрах.

Анализ отечественной и зарубежной литературы показал, что в подавляющем большинстве исследований на газовых двигателях, конвертированных из дизелей, либо используется наддув, либо планируется его использовать в перспективе.

3. Цель исследования

Исходя из вышесказанного, целью данного исследования стал выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля, на примере двигателя 6ГЧН13/14.

4. Экспериментальный стенд

Для проведения экспериментальных исследований, а также для экспериментальной проверки расчётных моделей в газовой лаборатории кафедры ДВС ХНАДУ создан экспериментальный стенд, общий вид которого приведен на рис. 1. Стенд создан на базе газового двигателя с искровым зажиганием и наддувом 6ГЧН13/14, конвертированного из дизеля ЯМЗ-236.

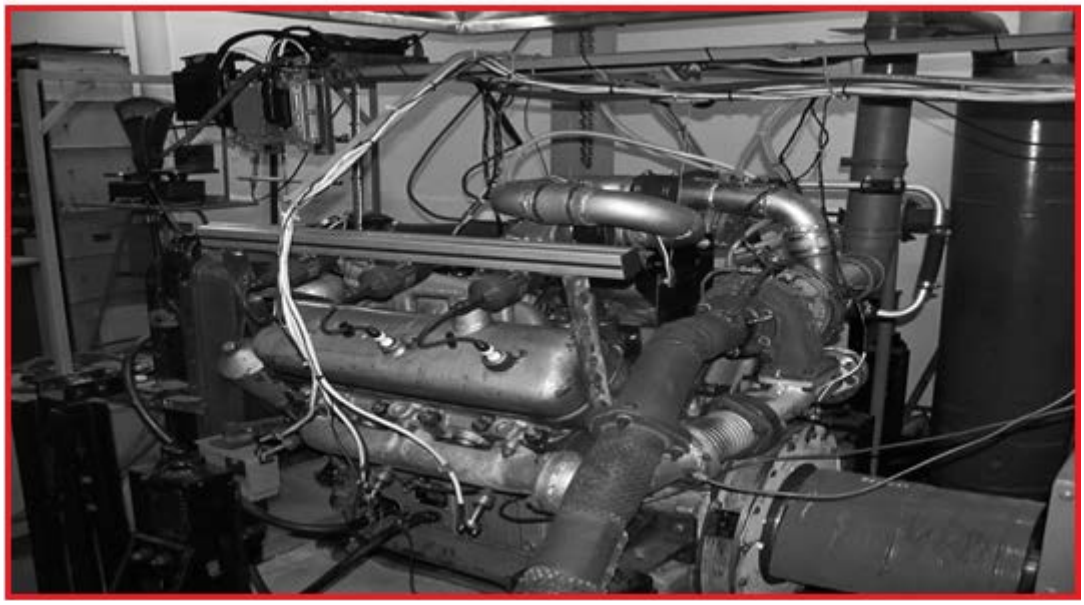


Рис. 1. Экспериментальный стенд

Стенд оборудован всеми приборами, необходимыми для определения как эффективных, так и индикаторных показателей мощности, экономичности и токсичности.

5. Математическая модель

Для сокращения количества экспериментов применялось расчётно-экспериментальное исследование. Для реализации такого подхода эксперимент заменяется математическим моделированием. Математическая модель проверяется и уточняется при помощи серии экспериментов, затем с использованием уточнённой модели проводится расчётное исследование.

В качестве математической модели была выбрана модель Вибе с уточнённым расчётом показателя сгорания *m*, предложенным А.Н. Кабановым [6].

Как показали предварительные исследования, давление наддува оказывает влияние на форму характеристики тепловыделения. Поэтому зависимость для показателя сгорания Вибе *m*, приведенная в [6], для расчёта характеристики тепловыделения не может быть использована в первоначальном виде, и должна быть уточнена с учётом влияния давления наддува. Кроме того, использование наддува также оказывает влияние на продолжительность сгорания.

Поэтому на основании предварительных экспериментальных исследований были предложены зависимости для переменного показателя сгорания Вибе m_{var} и продолжительности сгорания φ_z

$$m_{\mathrm{var}_i} = 10.639 \cdot \overline{\varphi}_i \cdot A \cdot B \cdot C \cdot E \cdot F + J\,, \tag{1}$$

где

$$A = \frac{\theta + 18}{40}, \tag{2}$$

$$B = \alpha + 0.00025\,, \tag{3}$$

$$C = \frac{0.005 \cdot \eta_v + 0.005}{0.01}, \tag{4}$$

$$E = \frac{n + 1100}{3000}, \tag{5}$$

$$F = \frac{\pi_k + 0.001}{0.95}, \tag{6}$$

$$J = -28.025\overline{\varphi}_i^2 + 98.045\overline{\varphi}_i^3 - 156.86\overline{\varphi}_i^4 + 86.88\overline{\varphi}_i^5, \tag{7}$$

где $\overline{\varphi}_i$ - относительный угол сгорания, $\overline{\varphi}_i$ = 0…1; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; α - коэффициент избытка воздуха; η_v - коэффициент наполнения; θ - угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ; π_k - степень повышения давления при наддуве.

$$\varphi_z = 28.25\left(0.812\cdot\alpha - 0.045\cdot\theta + 13.223\cdot 10^{-4}\cdot n - 0.1258\cdot\eta_v - \ldots \right.$$
$$\left. \ldots - 0.576\cdot\left(\pi_k - 1\right) + 0.512\right). \tag{8}$$

Так как модель Вибе не позволяет выполнить расчёт содержания токсичных компонентов в продуктах сгорания с достаточной точностью из-за невозможности определения распределения температур по цилиндру, она была дополнена двухзонной моделью, описанной в [7].

Достоинством двухзонной модели является то, что она позволяет не только с достаточной точностью рассчитать содержание оксидов азота NO_x в отработавших газах, но и получить данные, необходимые для расчёта возможности появления детонации и её количественной оценки.

6. Выбор степени сжатия и максимального давления наддува

Выбор степени сжатия определяется двумя факторами: механической прочностью деталей двигателя и вероятностью появления детонации при максимальных нагрузках.

Так как детали газового двигателя, конвертированного из дизеля, имеют большой запас прочности (степень сжатия при конвертировании снижается на несколько единиц), в данном случае на выбор степени сжатия влияет только второй фактор.

Количественная оценка детонации в двигателе выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [8]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{\left(h_{c'} - h\right)}{H_u}\cdot\left(1 - x\right)\cdot\left(\varepsilon - 1\right), \tag{9}$$

где $h_{c'}$ - удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h - удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u - низшая теплота сгорания, кДж/кг, x - доля выгоревшего топлива; ε - степень сжатия.

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет K_{dmax} = 1,5. Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению K_{dmax}.

В данном случае на возникновение детонации влияют два основных фактора: степень сжатия ε и степень повышения давления при наддуве π_k. Причём исследования [3] показывают, что можно получить лучшие показатели мощности, если снижать степень сжатия, при этом увеличивая давление наддува до максимума, который позволяет конструкция турбокомпрессора и механическая прочность деталей камеры сгорания.

Расчёты с использованием критерия K_d показали, что при максимальной степени повышения давления при наддуве, обеспечиваемой турбокомпрессором ТКР-9-12-07 на режимах максимальной нагрузки (π_{k_max} = 1,45), степень сжатия ε = 11,8 позволяет работать без детонации.

7. Многокритериальная оптимизация регулировочных параметров

Для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 6ГЧН13/14 использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, описанный в [9].

Решение этой задачи предполагает поиск компромисса между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества рабочего процесса использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч); эффективная мощность N_e, кВт; удельные выбросы оксидов азота g_{NOx}, г/(кВт·ч).

Концепция двигателя предполагает реализацию возможностей природного газа по верхнему пределу обеднения смеси, что позволяет частично осуществить качественное регулирование смеси. То есть, регулирование двигателя предполагается осуществлять не только за счёт открытия дроссельной заслонки, но и за счёт α и давления наддува.

Поэтому в качестве варьируемых параметров предлагается использовать следующие величины: коэффициент избытка воздуха α, угол опережения зажигания θ, град. пкв до ВМТ, частота вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$, угол открытия дроссельной заслонки $\varphi_{др}$, %, степень повышения давления наддува π_k.

Диапазоны изменения варьируемых параметров для решения задачи оптимизации регулировочных параметров приведены в таблице 1.

Таблица 1. Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации регулировочных параметров

α	θ	n	π_k	$\varphi_{др}$
-	град. пкв до ВМТ	хв$^{-1}$	-	%
1	5	800	1	0
1,5	40	2100	1,45	100

Диапазоны изменения варьируемых параметров для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя (табл. 1), выбирались исходя из следующих соображений.

При $\alpha < 1$ топливо сгорает не полностью и, как следствие, сильно увеличиваются выбросы CO и CH. При $\alpha > 1{,}5$ существенным образом уменьшается содержание NO_x в отработанных газах, однако из-за резкого увеличения цикловой нестабильности рабочего процесса и увеличения частоты пропусков вспышек существенным образом снижаются показатели мощности и экономичности газового ДВС, а также резко увеличиваются выбросы CH.

Пределы изменения угла опережения зажигания θ, град. п.к.в. до ВМТ, выбирались на основании экспериментальных данных, полученных в результате предварительных испытаний газового двигателя 6ГЧН13/14.

Диапазон изменения частоты вращения коленчатого вала n, мин$^{-1}$, выбирался исходя из соображений обеспечения стабильной работы двигателя при любой комбинации других факторов.

Угол открытия дроссельной заслонки изменялся от полного закрытия ($\varphi_{др} = 0$ %) до полного открытия ($\varphi_{др} = 100$ %).

Степень повышения давления при наддуве π_k изменялась при помощи перепуска топливо-воздушной смеси в обход турбокомпрессора. Соответственно, π_k изменялось от полного отсутствия наддува ($\pi_k = 1$) до максимальной степени наддува ($\pi_k = 1{,}45$).

8. Результаты исследования и построение характеристических карт

Проведенное расчётно-экспериментальное исследование показало, что работа газового двигателя без наддува позволяет достичь на номинальном режиме мощности базового дизеля N_e = 130 кВт только при $\alpha \approx 1$.

Запас прочности двигателя позволяет увеличивать степень повышения давления наддува на номинальном режиме до π_k = 1,45, теоретически позволяя достичь мощности 180 кВт при α = 1. Однако это приводит к тепловому перенапряжению деталей двигателя и возникновению детонации.

Чтобы снизить влияние последних факторов, смесь обедняется. Исследование показало, что для бездетонационной работы двигателя на номинальном режиме смесь необходимо обеднять до $\alpha \approx 1{,}3$. Это – предел бездетонационной работы двигателя при π_k = 1,45, при этом обеспечивается мощность N_e = 130 кВт при n = 2100 мин$^{-1}$ и крутящий момент M_e = 670 Н·м при n = 1500 мин$^{-1}$.

Выбросы NO_x на режимах максимальной нагрузки при π_k = 1,45 и $\alpha \approx 1{,}3$ снижаются на 35…45 % по сравнению с работой при π_k = 1,45 и $\alpha \approx 1$.

Таким образом, снижение частоты вращения при максимальном значении относительной нагрузки (P_e = 100 %) целесообразно выполнять за счёт увеличения коэффициента избытка воздуха до $\alpha \approx 1{,}5$. Надёжность воспламенения при высоких значениях α обеспечивается повышенной концентрацией топлива в районе свечи зажигания, обеспечиваемой наддувом.

Снижение нагрузки до $\overline{P}_e \approx 0{,}6$, таким образом, целесообразно осуществлять увеличением α. При π_k = 1,45 α можно увеличивать до $\alpha \approx 1{,}4\ldots1{,}6$, так как при дальнейшем увеличении α появляются пропуски вспышек.

Дальнейшее снижение нагрузки уже требует снижения π_k. Это требует небольшого увеличения α пропроционально снижению π_k. Кроме того, увеличение α в этих условиях требуется вследствие ухудшения условий воспламенения и сгорания при низком значении $\overline{P}_e$.

Таким образом, на минимальных оборотах холостого хода n = 800 мин$^{-1}$ значение α составляет α = 1,05.

Такой подход позволяет снизить выбросы NO_x на средних режимах на 60…70 % по сравнению с безнаддувным вариантом, работающим при малых значениях α.

Таким образом, на двигателе 6ГЧН13/14 предлагается к использованию смешанное регулирование мощности: при помощи изменения степени открытия дроссельной заслонки и изменением α. Кроме того, появляется третий управляющий фактор - степень повышения давления при наддуве π_k.

На рис. 2…5 приведены характеристические карты для микропроцессорной системы управления двигателем, которые получены в результате решения задачи оптимизации регулировочных параметров.

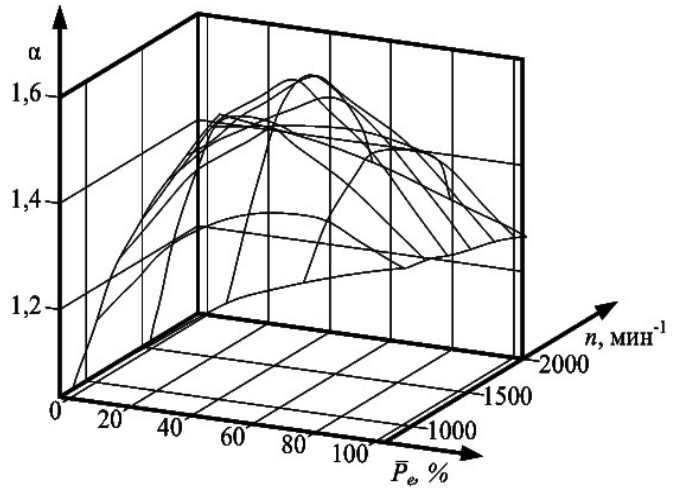


Рис. 2. Характеристическая карта управления α

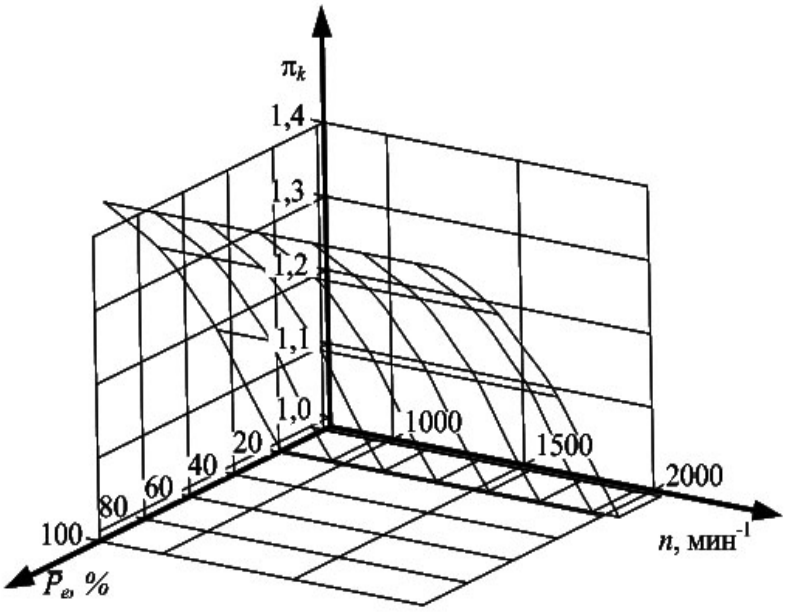


Рис. 3. Характеристическая карта управления степенью повышения давления при наддуве

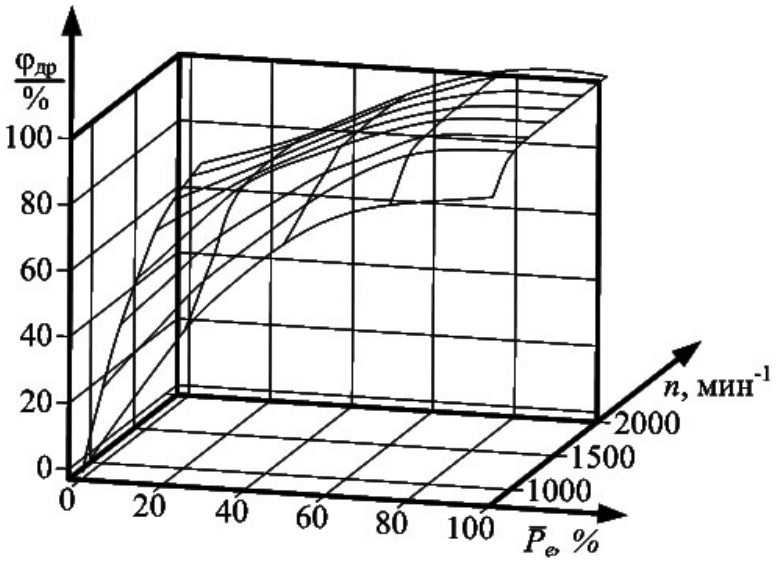


Рис. 4. Характеристическая карта управления углом открытия дроссельной заслонки

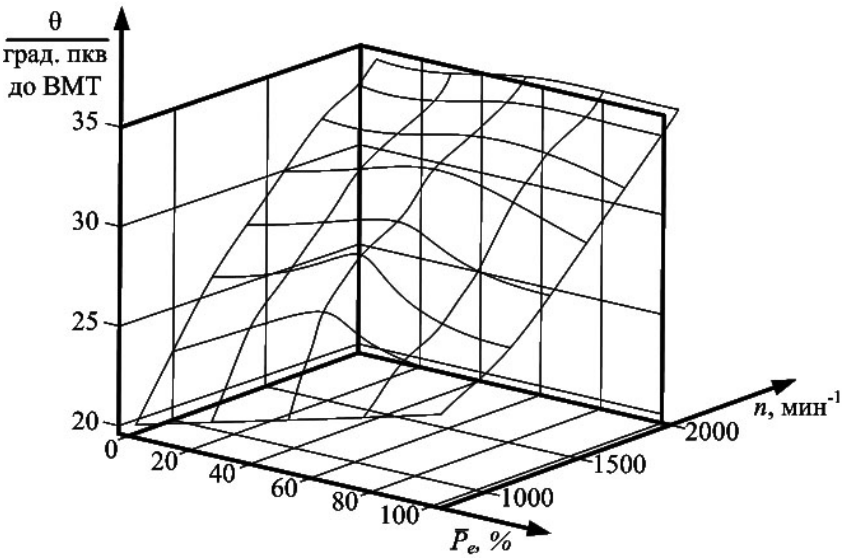


Рис. 5. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

9. Результаты испытаний двигателя 6ГЧН13/14

Результаты испытаний двигателя 6ГЧН13/14 получены при использовании микропроцессорной системы управления двигателем с характеристическими картами, приведенными на рис. 2…5. В качестве примера на рис. 6 приведена внешняя скоростная характеристика (ВСХД) газовых двигателей 6ГЧ13/14 (без наддува) и 6ГЧН13/14 (с наддувом).

Использование наддува позволило двигателю 6ГЧН13/14 достичь мощностных характеристик базового дизеля без наддува. Так, на номинальном режиме эффективная

мощность N_e увеличивается на 26 % (со 100 кВт до 135 кВт). Обороты, соответствующие максимуму M_e, изменились с n_{Metax} =1500 мин$^{-1}$ до n_{Metax} =1400 мин$^{-1}$. Максимальный эффективный крутящий момент, соответствующий этим оборотам, увеличился на 36 % (с 480 Н·м до 750 Н·м).

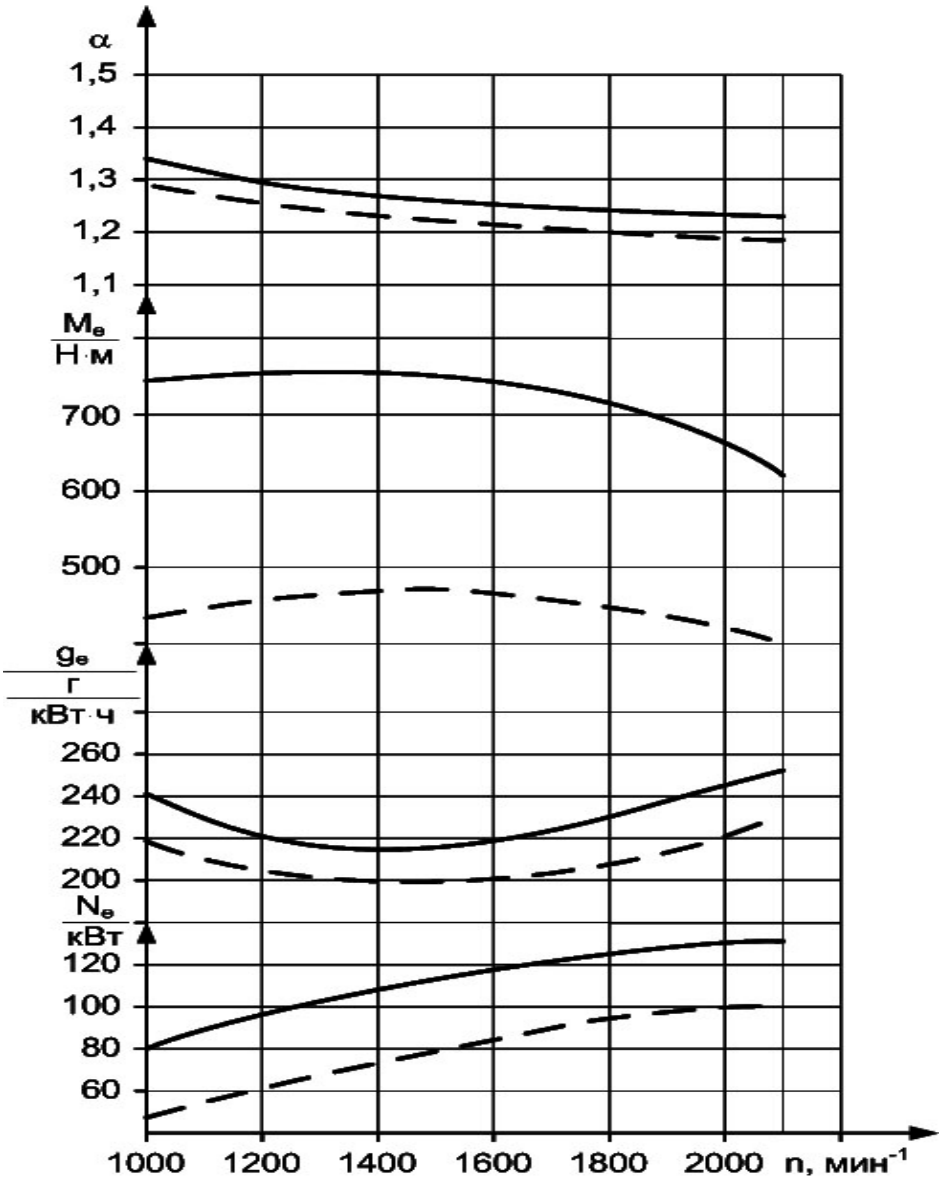


Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика двигателя 6ГЧН13/14:
——— - с наддувом; – – – – – - без наддува.

Из рис. 6. видно, что при использовании наддува N_e на режимах ВСХД увеличивается на 26…31 %, M_e - на 35…41 %, хотя удельный эффективный расход топлива g_e при этом увеличивается на 7…9 %. Несмотря на прирос мощности, α немного увеличивается (на 3…4 %).

Увеличение α способствует снижению температур в цилиндре двигателя на 5…

…10 % на всех режимах ВСХД. Это позволяет снизить выбросы оксидов азота NO_x на режимах ВСХД на 8…15 %. Выбросы CO и CH в обоих двигателях находятся практически на одинаковом уровне.

На частичных режимах давление наддува снижается, параллельно увеличивается α. Кроме того, осуществляется смешанное регулирование смеси на частичных режимах. Благодаря этому на частичных режимах выбросы NO_x снижаются на 19…36 %. На режимах холостого хода разница в выбросах NO_x практически отсутствует.

Результаты испытаний газового двигателя 6ГЧН13/14 с использованием 13-режимного цикла ESC показали следующие средние эксплуатационные выбросы нормируемых токсичных компонентов, г/(кВт·ч): $\overline{g}_{NO_x}$ = 2,36; $\overline{g}_{CO}$ = 1,03; $\overline{g}_{CH}$ = 1,07. При этом средние эксплуатационные выбросы нормируемых токсичных компонентов безнаддувного газового двигателя 6ГЧ13/14 составили, г/(кВт·ч) [6]: $\overline{g}_{NO_x}$ = 3,28; $\overline{g}_{CO}$ = 1,15; $\overline{g}_{CH}$ = 1,31.

Снижение средних эксплуатационных выбросов при установке регулируемого наддува на газовый двигатель 6ГЧ13/14 по сравнению с безнаддувным вариантом составило: по NO_x - 28 %, по CO - 10 %, по CH - 18 %.

Выводы

1. Анализ литературных источников показал, что использование регулируемого наддува на газовом двигателе позволяет устранить недостатки концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. На основании результатов предварительных испытаний предложены уравнения для переменного показателя сгорания Вибе m и продолжительности сгорания φ_z, учитывающие изменение давления наддува.

3. На основании выполненного расчётно-экспериментального исследования разработаны характеристические карты для микропроцессорной системы управления газовым двигателем с искровым зажиганием 6ГЧН13/14.

4. Испытания газового двигателя 6ГЧН13/14 с использованием разработанных характеристических карт показали улучшение мощностных показателей двигателя

6ГЧН13/14 в сравнении с безнаддувным вариантом: по N_e - 26…31 %, по M_e - 35…41 %. Удельный эффективный расход топлива g_e при этом увеличивается на 7…9 %.

5. Испытания газового двигателя 6ГЧН13/14 по 13-режимному циклу ESC показали, что снижение средних эксплуатационных выбросов при установке регулируемого наддува на газовый двигатель 6ГЧ13/14 по сравнению с безнаддувным вариантом составило: по NO_x - 28 %, по CO - 10 %, по CH - 18 %.

Литература

1. Богомолов В.А. Перспективы применения природного газа в качестве топлива для автомобильных дизелей [Текст] / В.А. Богомолов, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, С.В. Салдаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2005. - № 16. - С. 247-249.

2. Луканин В.Н. Предварительные результаты разработки газового двигателя с наддувом мощностью 200 кВт [Текст] / В.Н. Луканин, А.С. Хачиян, В.Е. Кузнецов, И.Г. Шишлов, Р.Х. Хамидуллин // Двигатели внутр. сгорания: пробл., перспективы развития: сб. науч. тр. - М.: МАДИ (ТУ). - 2000. - С. 68-79.

3. Cox G.B. Development of a Direct-Injected Natural Gas Engine System for Heavy-Duty Vehicles: Final Report [Текст] / G.B. Cox, K.A. DelVecchio, W.J. Hays - Caterpillar Inc. - 2002. - 67 p.

4. Nylund N-O. Pathways For Natural Gas Into Advanced Vehicles [Текст] / N-O Nylund, J. Laurikko, M. Ikonen. - Brussel: IANGV. - 2002. - 105 p.

5. Захарчук В.І. Розрахунково-експериментальні дослідження газового двигуна, переобладнаного з дизеля [Текст] / В.І. Захарчук, О.П. Сітовський, І.С. Козачук // Автомобільний транспорт. - 2005. - №16. - С. 276 - 278.

6. Кабанов А.Н. Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. - Х., 2007. - 206 с.

7. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания [Текст] / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Межвузовский сборник “Наукові нотатки”. - Луцк: Луцкий Национальный технический университет. - 2010. - № 28. - С. 4-8.

8. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine [Текст]: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. Calgary, Canada, 1997. - 248 p.

9. Соболь И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами [Текст] / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. - М.: Наука, 2005. - 110 с

IV. Version originale de l'article:

Moteur à gaz fonctionnant avec ajout constant hydrogène

Cet article a fait l'objet d'une publication dans: Journal of The National Polytechnical University (KPI), Kharkov, Ukraine - 2011- N°43 - 155 p - pp. 61-69 - ISSN 2079-5459.
Cet article ne fait pas partie de ceux qui figurent dans la présente thèse. Néanmoins, j'ai decidé de mettre sa version originale dans l'annexe B.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО С ПОСТОЯННОЙ ДОБАВКОЙ ВОДОРОДА В ТОПЛИВЕ

Р. Маамри, докторант, университет Квебека в Труа Ривиер
Канада, Ф.И. Абрамчук, доктор технических наук, Проф. ХНАДУ, А.Н. Кабанов, доцент, к.т.н. ХНАДУ, И. Дубе Проф. УКТР Канада, Л. Тюбаль, Проф. УКТР Канада, А. Коджо, Проф. УКТР Канада

Аннотация. *Приведены результаты исследования газового двигателя, работающего с постоянной добавкой водорода в топливе. Приведены характеристические карты для микропроцессорной системы управления двигателем, работающим на смеси природного газа и водорода.*
Ключевые слова: *природный газ, процесс сгорания, газовый двигатель, водород, оптимизация.*

Введение

Благодаря своим физико-химическим свойствам водород является самым экологически чистым топливом, и к тому же – возобновляемым источником энергии. Однако вопрос получения его в промышленных масштабах с целью массового внедрения его в автомобильный транспорт не решён до сих пор из-за высоких затрат энергии на выполнение этой операции [1]. Все автомобили, представленные зарубежными производителями, представлены максимум единичными опытными и выставочными образцами [1].

Компромиссным решением является использование водорода в виде постоянной добавки к различным более распространённым топливам. Это позволит снизить

количество водорода, необходимого в качестве топлива, и существенно повысит экологические свойства автомобиля.

Анализ публикаций по теме исследования

В мире ведутся активные работы по исследованию двигателей, работающих на смеси природного газа и водорода [2].

Концепция «бедного горения» (то есть горения смеси в цилиндре при высоких α) является одним из наиболее эффективных способов снижения выбросов NO_x двигателем с искровым зажиганием. При этом применениие добавки водорода к газовому топливу позволяет устранить основные недостаток данной концепции – неполное сгорание рабочей смеси и пропуски вспышек [3]. Кроме того, конвертация двигателя, работающего на жидком нефтяном топливе, на сжатый природный газ приводит к увеличению продолжительности сгорания, что, в свою очередь, приводит к увеличению выбросов несгоревших углеводородов CH с отработавшими газами. Добавка водорода к газовому топливу увеличивает скорость пламени, сокращая продолжительность сгорания и снижая таким образом выбросы CH [4, 5].

Исследования, проведенные в [6, 7] показывают, что небольшое увеличение концентрации водорода в газовом топливе способствует повышению мощности двигателя на несколько процентов в зависимости от режима. Это происходит за счёт увеличения скорости пламени и высокой низшей теплоты сгорания (H_u) этого топлива.

Кроме того, добавка водорода снижает энергию воспламенения, необходимую для надёжного воспламенения основного топлива. Так, добавка водорода к природному газу в количестве 10 % позволяет уменьшить энергию воспламенения в 5,7 раз, что позволяет отказаться от использования многоискровой высокоэнергетической системы зажигания при конвертации бензинового двигателя на природный газ [9].

Следует также отметить, что низкая плотность водорода при нормальных условиях сводит на нет эту прибавку мощности при содержании водорода в газовом топливе более 10 % по объёму [6, 7]. Кроме того, при $\alpha < 2$ добавка водорода снижает детонационную стойкость газового топлива [8].

Цель исследования

Проведенный анализ литературных источников показал целесообразность использования смеси природного газа и водорода (смесевого топлива) в качестве моторного топлива. Поэтому целью исследования является выбор оптимальных параметров работы малолитражного двигателя 4Ч7,5/7,35, работающего на смесевом топливе (смеси природного газа и водорода).

Выбор величины добавки водорода в смесевом топливе

Использование переменной добавки водорода в зависимости от режима работы двигателя иногда связано с рядом сложностей в эксплуатации транспортного средства. Это необходимость устанавливать, использовать и обслуживать две системы хранения и подачи топлива. Использование двух баллонов существенно увеличивает удельную массу баллона на 1 $м^3$ топлива по сравнению с использованием одного баллона. Кроме того, водород в чистом виде подвержен утечкам и взрывоопасен.

Исходя из вышеприведенных соображений, иногда целесообразно использование заранее приготовленного смесевого топлива. Содержание водорода в смесевом топливе рекомендуется в размере 10 % по объёму, по следующим соображениям.

1. Увеличение добавки водорода свыше 10 % уже не вызывает сильного снижения энергии воспламенения при $\alpha < 1{,}3$ [9].

2. Добавка водорода $\psi = 0{,}12$ вызывает снижение мощности двигателя на номинальном режиме на 7,5 %, в то время как добавка водорода $\psi = 0{,}1$ снижает мощность на этом режиме на 4 %.

Основные положения расчётной модели

С целью экономии материальных ресурсов был выбран расчётно-экспериментальный подход к исследованию. В качестве расчётной модели использовалась модель Вибе.
Исследования показали, что при увеличении добавки водорода до 10 % по объёму продолжительность сгорания уменьшается практически линейно. Зависимость

продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе ψ на установившемся режиме приведена на рис. 1.

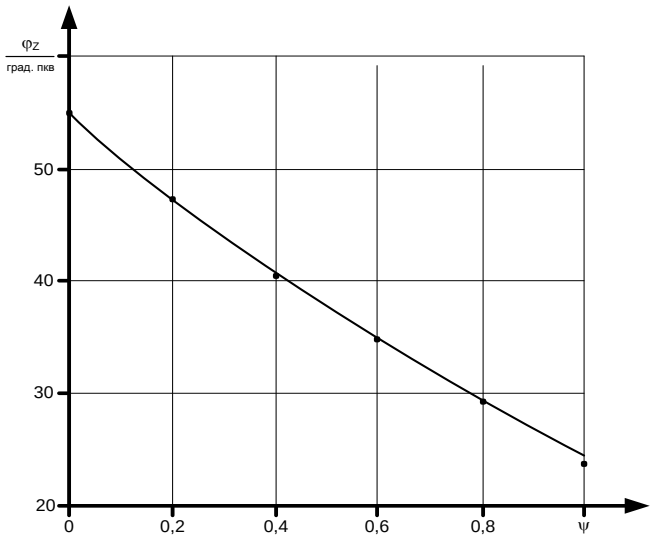


Рис. 1. Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе (параметры режима: n = 1000 мин$^{-1}$; ε = 12; α = 1; η_v = 0,7; θ = 22 град. пкв до ВМТ)

Для проверки модели Вибе с полученными уравнениями были проведены экспериментальные испытания в 7 точках. Сравнение экспериментальных значений p_i с рассчитанными по предлагаемой методике показало погрешность расчёта не более 10 %.

Так как образование токсичных веществ идёт в основном в пламени и продуктах сгорания, а возникновение детонации в двигателе напрямую зависит от температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания, модель Вибе была дополнена двухзонной моделью расчёта процесса сгорания, описанной в [15].

Для моделирования содержания токсичных веществ в цилиндре двигателя на основании температур сгоревшей смеси, полученных в результате расчета с применением двухзонной модели, использовалась методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания с уточнением содержания NO_x по кинетическому уравнению, предложенная Звоновым. Её описание приведено в [16].

Выбор степени сжатия

Качественным критерием выбора степени сжатия предложена работа двигателя на пределе детонации на режиме максимального крутящего момента при полностью открытой дроссельной заслонке.

Количественная оценка данного критерия выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [14]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \qquad (1)$$

где $h_{c'}$ - удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h - удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u - низшая теплота сгорания, кДж/кг, x - доля выгоревшего топлива; ε - степень сжатия.

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет K_{dmax} = 1,5. Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению K_{dmax}.

Для экспериментальной проверки расчётных значений K_{dmax} степень сжатия на стенде изменялась при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих значения степени сжатия ε = 9,8; ε = 12 и ε = 14. Экспериментальное значение K_{dmax} определялось при помощи метода обработки индикаторных диаграмм, описанного [12].

Сравнение расчётных данных с экспериментальными показало погрешность расчёта значения K_{dmax} не более 10 %.

Расчёты показали, что для ψ = 0,1 (при α = 1) предельной степенью сжатия является ε = 12, что было подтверждено экспериментально. Как следствие, выбор оптимальных параметров работы двигателя проводился для степени сжатия ε = 12.

Решение задачи оптимизации

Для решения задачи оптимизации использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, подробно описанный в [13].

Решение задачи оптимизации при выборе параметров рабочего процесса предполагает компромисс между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч); эффективная мощность N_e, кВт; удельные выбросы оксидов азота g_{NOx}, г/(кВт·ч).

Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации

Работа двигателя при $\alpha < 1$ нецелесообразна на любом режиме из-за ухудшения показателей мощности, экономичности и токсичности.

Работа двигателя при $\alpha > 2$ не рекомендуется из-за нестабильной работы двигателя на смесевом топливе с $\psi = 0{,}1$.

Выбор диапазона изменения угла опережения зажигания θ осуществлялся по результатам предварительных исследований.

Диапазон изменения частоты вращения n, мин$^{-1}$, является диапазоном изменения частоты вращения базового двигателя.

Угол открытия дроссельной заслонки $\varphi_{др}$ обозначен в % от полного открытия.

Итоговые диапазоны варьирования вышеперечисленных факторов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации

A	θ	N	$\varphi_{др}$
-	град. пкв до ВМТ	хв$^{-1}$	%
1	5	800	0
2	50	5600	100

Экспериментальный стенд

Для экспериментальной проверки математической модели, а также для оценки технико-экономических и экологических показателей двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси сжатого природного газа и водорода, использовался экспериментальный стенд, описанный в [10]. Стенд был создан на базе двигателя 4ГЧ7,5/7,35. Для обеспечения возможности работы стенда на смеси природного газа и водорода он был дополнен системой подачи водорода, описанной в [11]. Данная система обеспечивает независимую подачу трёх видов топлива (бензина, природного газа, водорода) в любых пропорциях, причём для подачи бензина использовалась штатная топливная система двигателя МеМЗ-307. Общий вид системы подачи природного газа и водорода, установленной на испытательном стенде, приведен на рис. 2.

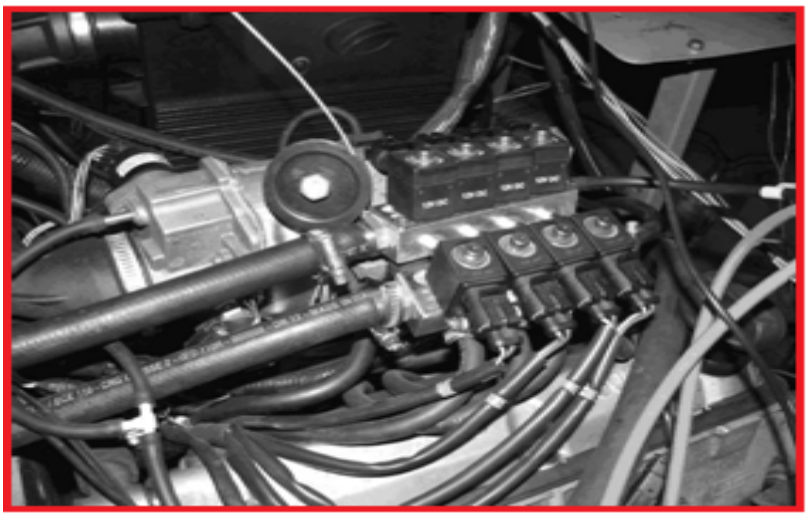


Рис. 2. Система подачи топлива на экспериментальном стенде.

Степень сжатия на стенде могла изменяться при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих следующие значения ε: ε = 9,8; ε = 12 и ε = 14.

Характеристические карты

На основании проведенных исследований получены характеристические карты для систем управления двигателя, приведенные на рис. 3 и 4.

При разработке характеристических карт учитывалось, что двигатель работает на смесевом топливе предложенного состава (10 % водорода и 90 % природного газа по объёму).

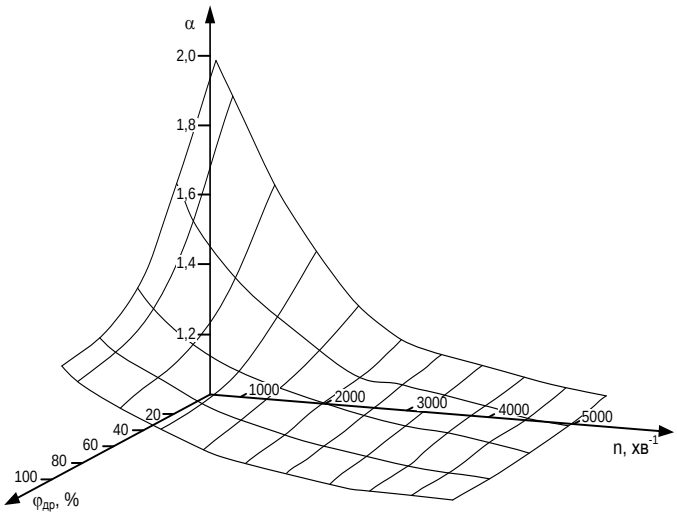


Рис. 3. Характеристическая карта управления коэффициентом избытка воздуха

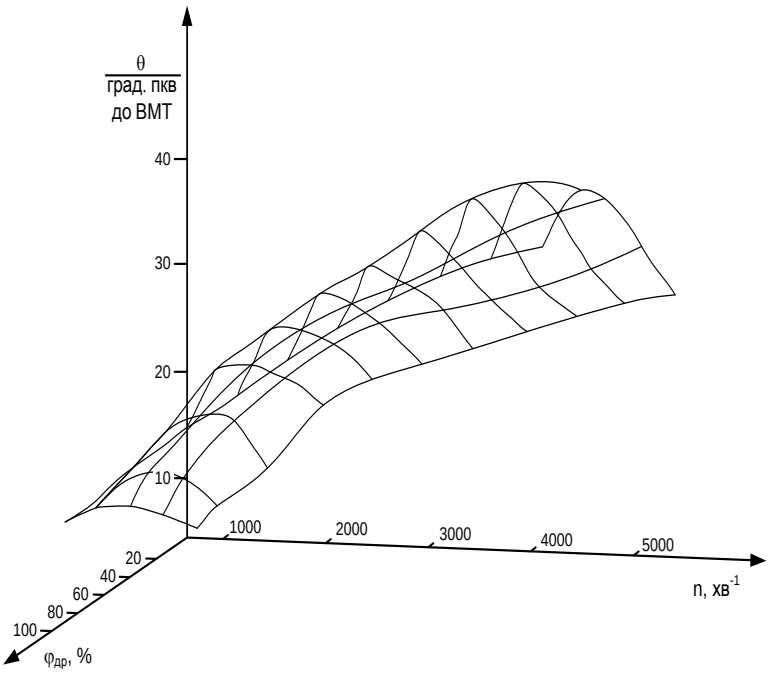
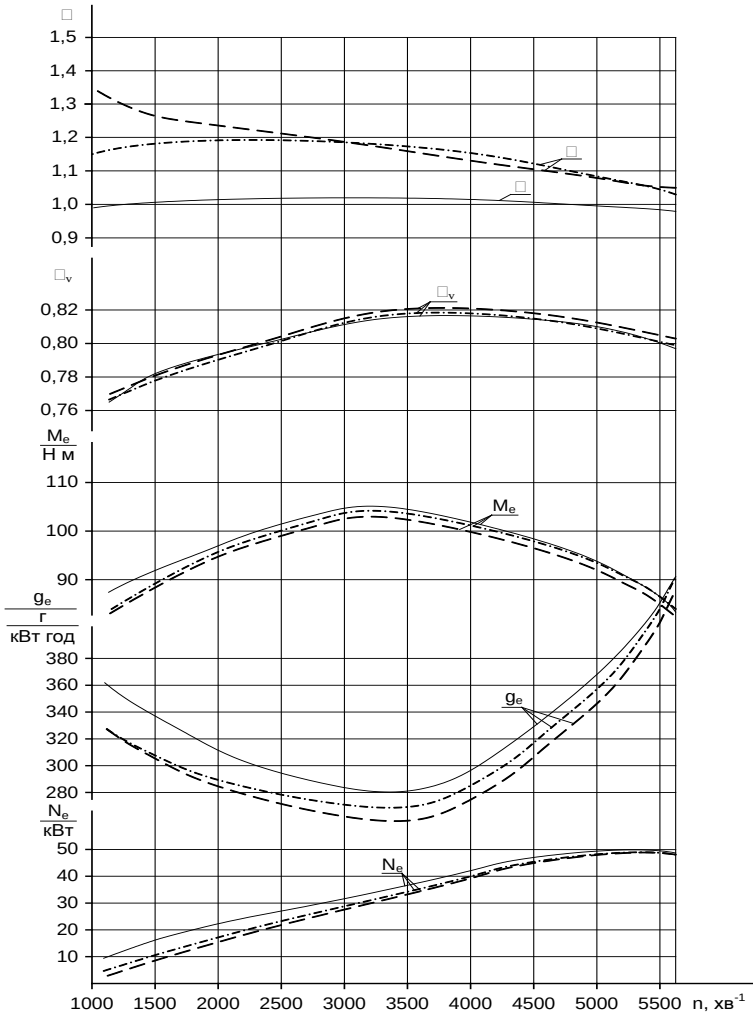


Рис. 4. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

Основные технико-экономические показатели двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХД) и изменение содержания нормируемых токсичных компонентов по ВСХД приведены соответственно на рис. 5 и 6.

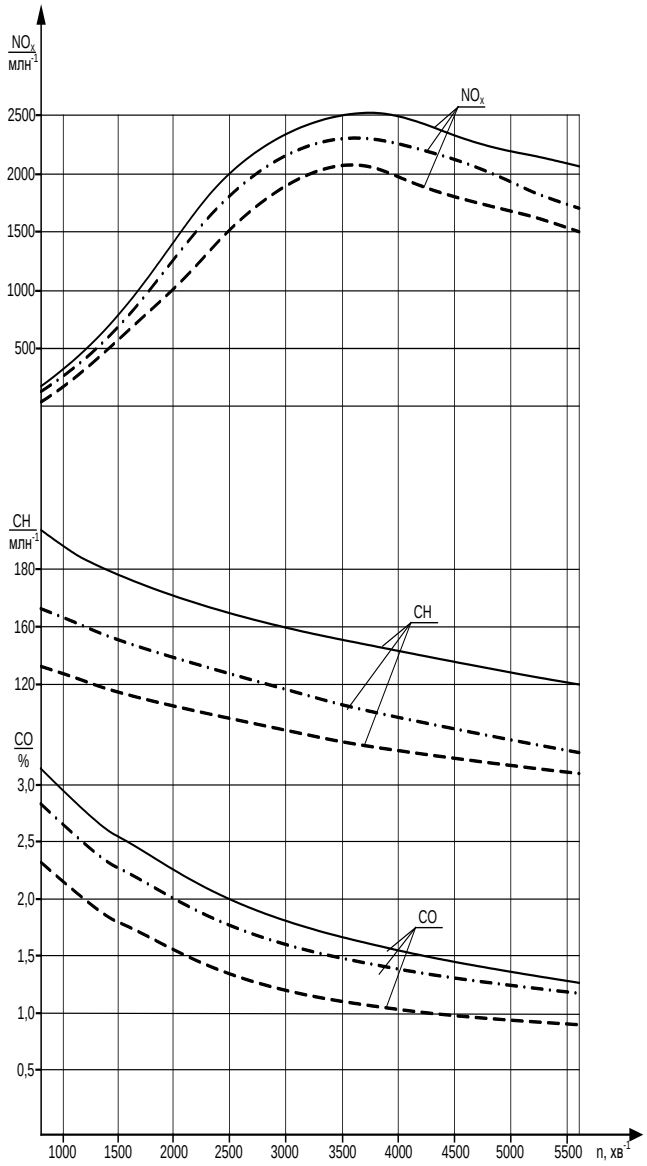


——— - бензин;

—·—·— - природний газ;

– – – – – - смесевое топливо

Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35



——— - бензин;

—·—·— - природный газ;

– – – – – - смесевое топливо.

Рис. 6. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35

Как видно из рис. 5, при переводе двигателя на смесевое топливо с $\psi = 0{,}1$ практически удалось избежать потерь мощности на номинальном режиме по сравнению с работой при $\psi = 0$ ($N_e = 50$ кВт). На режиме максимального крутящего момента M_{emax} ($n = 3500$ мин$^{-1}$) снижение мощности при переходе с природного газа на смесевое топливо составляет 7 %.

Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на 5 %, на режиме M_{emax} - на 9 %.

Токсичность двигателя оценивалась при помощи 13-ступенчатого цикла ESC. Результаты экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе, с использованием этого цикла приведены в таблице 2 (для двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе, n_{XX} = 800 мин$^{-1}$, n_A = 2575 мин$^{-1}$, n_B = 3650 мин$^{-1}$, n_C = 4725 мин$^{-1}$).

Таблица 2. Результаты испытаний двигателя по циклу ESC

№	$\delta_з$	$\bar{M}_{кр}$	n	g_{NO_x}	g_{CO}	g_{CH}
–	–	%	мин$^{-1}$	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)
1	0,15	0	n_{XX}	–	–	–
2	0,08	100	n_A	8,1	1,11	0,44
3	0,1	50	n_B	4,6	1,32	0,32
4	0,1	75	n_B	5,6	1,16	0,38
5	0,05	50	n_A	4,1	1,34	0,4
6	0,05	75	n_A	5,0	1,21	0,43
7	0,05	25	n_A	2,9	1,44	0,51
8	0,09	100	n_B	8,6	1,05	0,35
9	0,1	25	n_B	3,5	1,29	0,38
10	0,08	100	n_C	9,1	1,0	0,4
11	0,05	25	n_C	4,2	1,18	0,24
12	0,05	75	n_C	6,8	1,11	0,11
13	0,05	50	n_C	5,5	1,24	0,18

Средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов, г/(кВт·ч), определяются как сумма произведений выбросов токсичных компонентов на тринадцати режимах цикла на коэффициенты значимости этих режимов

$$\bar{g} = \sum_{i=1}^{13} \left(g_i \cdot \delta_{зi} \right), \qquad (2)$$

где $\bar{g}$ - выбросы компонента на режиме;

$\delta_з$ - коэффициент значимости режима.

В соответствии с таблицей 2 и зависимостью (2) средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, г/(кВт·ч): $\bar{g}_{NOx}$ = 4,95; $\bar{g}_{CO}$ = 1,45;

$\bar{g}_{CH}$ = 0,48.

Таким образом, снижение средних эксплуатационных выбросов двигателя 4ГЧ7,5/7,35 по сравнению с бензиновым двигателем-прототипом МеМЗ-307 составило: по NO_x - 61 %; по СО - 96 %; по СН - 78 %.

Выводы

1. Добавка водорода к природному газу позволяет устранить недостатки применения концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. На основе малолитражного газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования на трёх видах топлива в любых пропорциях – бензине, водороде и природном газе.

3. Предложены характеристические карты для систем управления составом топливо-воздушной смеси и углом опережения зажигания блока управления двигателем при работе его на смесевом топливе с постоянной добавкой водорода в 10 %.

4. Сравнительные испытания двигателя на бензине (заводская программа управления) и смесевом топливе (с использованием полученных характеристических карт) показали, что на номинальном режиме мощность не изменяется, на режиме максимального крутящего момента мощность падает на 10 %. Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на 5 %, на режиме M_{emax} - на 9 %.

5. Экспериментальное исследование с использованием 13-ступенчатого цикла ESC показало, что конвертация бензинового малолитражного двигателя МеМЗ-307 на смесевое топливо приводит к снижению выбросов: по NO_x - 61 %; по СО - 96 %; по СН - 78 %.

Литература

1. Кириллов Н.Г. Анализ перспективности различных видов альтернативных моторных топлив: сжиженный природный газ - моторное топливо XXI века / Н.Г. Кириллов, А.Н. Лазарев // Двигателестроение. - 2010. - № 1. - С. 26-33.

2. Watson H., Milkins E. Hydrogen and methane - automotive fuels of the future / SAE, Australia, 1975, 3/4, p. 17-19.

3. Jacob K. Performance of Lean-Birn Natural Gas Fueled Engine on Specific Fuel Consumption, Power Capacity and Emissions / Jacob K. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1990. - 18 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 901495).

4. Karim G.A. Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels / Karim G.A., Al-Alusi Y.H. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1984. - 12 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 840232).

5. Michael R.S. The Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation / Michael R.S., Mirza J.Y., Zafer D., Matthew N.S. – Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1993. - 16 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 932775).

6. Karim G.A. Comparative Studies of Methane and Propane as Fuels for Spark Ignition and Compression Ignition Engines / Karim G.A., Wierzba I. // SAE Transactions. - 1984. - № 92. - pp. 3677-3688.

7. Soriano B. Turbulent Combustion: master’s thesis: 115.01.02 / Soriano Benjamin. - Calgary, CA, 1990. - 163 p.

8. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / Мищенко А.И. - Киев: Наук, думка, 1984. - 143 с.

9. Абрамчук Ф.И. Пути повышения надёжности воспламенения топливовоздушной смеси газовых двигателей от искры электрического разряда / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, Э.Р. Муртазаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2010. - № 27. - С. 25-31.

10. Абрамчук Ф.И. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко, Г.В.

Майстренко // Механика и машиностроение: сб. науч. тр. - Харьков: ХПИ. – 2010. - №1. - С. 66-73.

11. Абрамчук Ф.И. Способ подачи водорода для питания автомобильного двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2010. - № 26. - С. 63-66.

12. Кабанов А.Н. Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. - Х., 2007. - 206 с.

13. Соболь И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. - М. : Наука, 2005. - 110 с.

14. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. Calgary, Canada, 1997. - 248 p.

15. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Межвузовский сборник “Наукові нотатки”. - Луцк: Луцкий Национальный технический университет. - 2010. - № 28. - С. 4-8.

16. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2007. - № 2. - С. 67 - 73.

V. Version originale de l'article:

Moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène

Cet article a fait l'objet d'une publication dans: Journal of Road Transport Scientific Papers, Kharkov Ukraine - 2011- N°43 - 278 p- pp. 152-159 - ISSN 2219-8342. Il a été presenté en langue russe lors de la conférence scientifique internationale: Problems and prospects of the automotive and road transport, qui a eu lieu à l'Université de l'Automobile et des Ponts et Chaussées de Kharkiv Ukraine le 3-4 Novembre 2011. Cet article fait partie de la présente thèse dans le chapitre 7 (Traduction en français) et ici on trouve sa version originale.

УДК 621.43.052

ВЫБОР ПАРАМЕТОРОВ РАБОТЫ МАЛОЛИТРАЖНОГО ДВИГАТЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА СМЕСИ ПРИРОДНОГО ГАЗА И ВОДОРОДА

Р. Маамри, докторант, Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; Ф.И. Абрамчук, докт. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков; А.Н. Кабанов, канд. техн. наук, доц., ХНАДУ, Харьков; И. Дубе, докт., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; Л. Тюбаль, докт.., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада; А. Коджо докт., проф., Университет Квебека в Труа-Ривьер, Канада

Аннотация. *Приведены результаты исследования малолитражного газового двигателя, работающего на смеси природного газа и водорода. Для данного типа двигателей уточнена математическая модель процесса сгорания с переменным показателем сгорания Вибе.*

Ключевые слова: *токсичность, процесс сгорания, газовый двигатель, природный газ, водород.*

Choosing of performance parameters of light-duty engine running on natural gas and hydrogen mixture

R. Maamri, PhD student, University of Quebec in Trois Riviéres Canada, F.I. Abramchuk, Ph.D., Associate Professor, KhNAHU, Kharkov, A.N. Kabanov, Ph.D., Associate Professor, KhNAHU, Kharkov, Y. Dubé, Ph.D., Professor, University of Quebec in Trois Riviéres Canada, L. Toubal, Ph.D., Professor, University of Quebec in Trois Riviéres Canada, A. Kodjo, Ph.D., Professor, University of Quebec in Trois Riviéres Canada

Abstract*. Results of investigation of gas engine with supercharging converted from diesel have been given. For this type of engines math model of combustion process with variable Wiebe combustion factor has been specified.*
Key words*: toxicity, supercharging, gas engine.*

Введение

С точки зрения токсичности отработавших газов водород является наилучшим известным топливом для ДВС [1]. Однако до сих пор не решена проблема получения водорода в количествах, достаточных для использования на автомобильном транспорте.

Вследствие больших затрат энергии на получение водород является дорогим топливом. Однако в небольших количествах относительно дешёвый водород получается в качестве отходов ряда химических производств (например, коксохимического). Этот водород можно использовать в качестве добавки к природному газу, получая, таким образом, смесевое топливо. Использование смесевого топлива уже даёт возможность обеспечить работу определённого количества автомобилей.

Таким образом, двигатели, работающие на смесевом топливе, в настоящее время уже могут занимать определённую узкую нишу - автомобили государственных служб в экологически чистых, заповедных и курортных зонах (общественный транспорт, службы такси, автомобили коммунальных служб и т.п.).

Анализ публикаций по теме исследования

Многие авторы указывают, что с истощением запасов нефти наиболее массовым топливом для ДВС станет природный газ [1, 5, 14 и др.]. При этом лучше всего экологические свойства этого топлива улучшаются путём использования добавки водорода к нему [2].

Например, очень эффективным путём снижения токсичности газового двигателя является использование концепция «бедного горения». При этом применениие добавки водорода к газовому топливу позволяет устранить основные недостаток данной концепции – неполное сгорание рабочей смеси и пропуски вспышек, а также существенно увеличить нижний предел воспламенения смеси по α [3]. Кроме того, конвертация двигателя, работающего на жидком нефтяном топливе, на сжатый природный газ приводит к увеличению продолжительности сгорания, что, в свою очередь, приводит к увеличению выбросов несгоревших углеводородов СН с отработавшими газами. Добавка водорода к газовому топливу увеличивает скорость пламени, сокращая продолжительность сгорания и снижая таким образом выбросы СН [4, 5].

Исследования, проведенные в [6, 7] показывают, что небольшое увеличение концентрации водорода в газовом топливе способствует повышению мощности двигателя на несколько процентов в зависимости от режима. Это происходит за счёт увеличения скорости пламени и высокой низшей теплоты сгорания (H_u) этого топлива.

Кроме того, добавка водорода снижает энергию воспламенения, необходимую для надёжного воспламенения основного топлива. Так, добавка водорода к природному газу в количестве 10 % позволяет уменьшить энергию воспламенения в 5,7 раз, что позволяет отказаться от использования многоискровой высокоэнергетической системы зажигания при конвертации бензинового двигателя на природный газ [9].

Цель исследования

Проведенный анализ литературных источников показал целесообразность использования смеси природного газа и водорода (смесевого топлива) в качестве моторного топлива. Поэтому целью исследования является выбор оптимальных

параметров работы малолитражного двигателя 4Ч7,5/7,35, работающего на смесевом топливе.

Экспериментальный стенд

Для выполнения экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси сжатого природного газа и водорода, использовался экспериментальный стенд, описанный в [10]. Для обеспечения возможности работы стенда на смеси природного газа и водорода была использована система подачи водорода, описанной в [11]. Данная система обеспечивает независимую подачу трёх видов топлива (бензина, природного газа, водорода) в любых пропорциях, причём для подачи бензина использовалась штатная топливная система двигателя МеМЗ-307. Общий вид системы подачи природного газа и водорода, установленной на испытательном стенде, приведен на рис. 1.

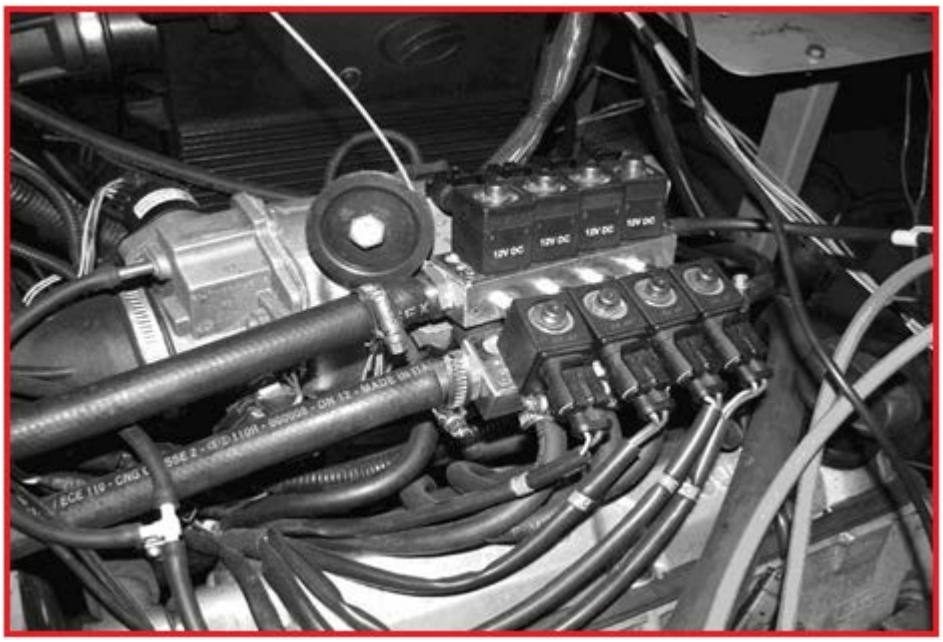


Рис. 1. Система подачи топлива на экспериментальном стенде.

Степень сжатия на стенде могла изменяться при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих следующие значения ε: ε = 9,8; ε = 12 и ε = 14.

Основные положения расчётной модели

С целью экономии материальных ресурсов был выбран расчётно-экспериментальный подход к исследованию. В качестве расчётной модели использовалась модель Вибе с уточнениями, предложенными в [12]. Уточнения заключаются в учёте того, что показатель сгорания Вибе m является не постоянной величиной, а изменяется в процессе сгорания. Методика определения изменения показателя сгорания Вибе m в процессе сгорания путём обработки характеристики тепловыделения, полученной экспериментально, также приведена в [12].

Так как уточнения методики Вибе, предложенные в [12], базируются на экспериментальных данных, то с целью обеспечения точности расчётов с использованием данной модели было выполнено экспериментальное исследование двигателя 4ГЧ7,5/7,35 на 27 режимах при 3-х степенях сжатия. Испытательные режимы были выбраны произвольно.

На основе результатов проведенных испытаний получена зависимость для переменного показателя сгорания Вибе и продолжительности сгорания в двигателе, работающем на смесевом топливе.

$$m_{\mathrm{var}i} = 10.639 \cdot \overline{\varphi}_i \cdot \left(\alpha + 0.00025\right) \cdot \frac{\theta + 18}{40} \times \frac{\eta_v - 0.25}{0.8} \cdot \frac{\varepsilon + 1}{11} \cdot \frac{n + 500}{5000} - \\ -2.3 \cdot \psi - 28.025 \cdot \overline{\varphi}_i^2 + 98.045 \cdot \overline{\varphi}_i^3 - 156.86 \cdot \overline{\varphi}_i^4 + 86.88 \cdot \overline{\varphi}_i^5 , \quad (1)$$

где $\overline{\varphi}_i$ - относительный угол сгорания, $\overline{\varphi}_i$ = 0…1; n - частота вращения коленчатого вала двигателя, мин$^{-1}$; α - коэффициент избытка воздуха; η_v - коэффициент наполнения; θ - угол опережения зажигания, град. пкв до ВМТ; ε – степень сжатия; ψ - объёмная доля добавки водорода к природному газу, ψ = 0…1.

Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе ψ на установившемся режиме приведена на рис. 2.

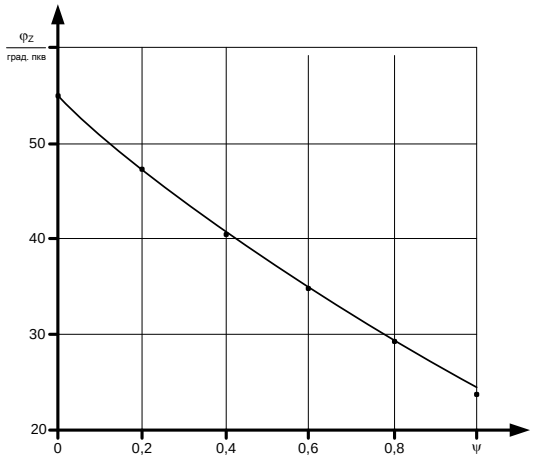


Рис. 2. Зависимость продолжительности сгорания от доли водорода в смесевом топливе (параметры режима: n = 1000 мин$^{-1}$; ε = 12; α = 1; η_v = 0,7;θ = 22 град. пкв до ВМТ).

На основании исследования влияния добавки водорода на продолжительность сгорания получено расчётное уравнение для продолжительности сгорания в малолитражном двигателе, работающем на смесевом топливе.

$$\varphi_z = 37 \cdot \left(0.812 \cdot \alpha - 0.015 \cdot \theta + 4.223 \cdot 10^{-4} \cdot n - 0.1258 \cdot \eta_v + 0.947 - \psi \cdot 0.788\right) \qquad (2)$$

Для проверки модели Вибе с полученными уравнениями были проведены дополнительные испытания на 10 режимах, не совпадающих с теми, при помощи которых были получены уравнения (1) и (2). Сравнение экспериментальных значений p_i с рассчитанными по предлагаемой методике показало погрешность расчёта не более 5 %.

Так как образование токсичных веществ идёт в основном в пламени и продуктах сгорания, а возникновение детонации в двигателе напрямую зависит от температуры несгоревшей смеси в процессе сгорания, уточнённая модель Вибе была дополнена двухзонной моделью расчёта процесса сгорания, описанной в [15].

Для моделирования содержания токсичных веществ в цилиндре двигателя на основании температур сгоревшей смеси, полученных в результате расчета с

применением двухзонной модели, использовалась методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания с уточнением содержания NO_x по кинетическому уравнению, предложенная Звоновым. Её описание приведено в [12].

Методика выбора степени сжатия

Критерием выбора степени сжатия предложено обеспечение работы двигателя на пределе детонации на режиме максимального крутящего момента при полностью открытой дроссельной заслонке.

Количественная оценка степени детонации выполнялась расчётным путём при помощи методики, описанной в [14]. В основе данной методики лежит расчёт критерия детонации в процессе сгорания

$$K_d = \frac{(h_{c'} - h)}{H_u} \cdot (1 - x) \cdot (\varepsilon - 1), \qquad (3)$$

где $h_{c'}$ - удельная энтальпия несгоревшей смеси в момент начала сгорания, кДж/кг; h - удельная энтальпия несгоревшей смеси в любой момент времени, кДж/кг; H_u - низшая теплота сгорания, кДж/кг, x - доля выгоревшего топлива; ε - степень сжатия.

Пограничная детонация присутствует на режиме в том случае, если максимальное значение критерия детонации в процессе сгорания составляет K_{dmax} = 1,5. Превышение этого значения означает наличие детонации на режиме, причём её интенсивность прямо пропорциональна значению K_{dmax}.
Для экспериментальной проверки расчётных значений K_{dmax} степень сжатия на стенде изменялась при помощи трёх комплектов поршней, обеспечивающих значения степени сжатия ε = 9,8; ε = 12 и ε = 14. Экспериментальное значение K_{dmax} определялось при помощи метода обработки индикаторных диаграмм, описанного [12].

Экспериментальная проверка расчётных данных при помощи стенда, описанного в [10, 11], показала погрешность расчёта значения K_{dmax} не более 10 %.

Расчётно-экспериментальные исследования показали, что для ψ = 0,1 (при α = 1) предельной степенью сжатия является ε=12, что было подтверждено

экспериментально. Как следствие, для двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси природного газа и водорода, была выбрана степень сжатия ε=12, и выбор оптимальных регулировочных параметров двигателя проводился для степени сжатия ε=12.

Решение задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе

Для решения задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смеси природного газа и водорода, использовался метод исследования пространства параметров с использованием сеток Соболя, подробно описанный в [13].

Решение задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя предполагает поиск компромисса между мощностью, экономичностью и токсичностью двигателя. Поэтому в качестве критериев качества рабочего процесса использовались следующие величины: удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт·ч); эффективная мощность N_e, кВт; удельные выбросы оксидов азота g_{NOx}, г/(кВт·ч).

Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя

Выбор диапазона варьирования факторов при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя осуществлялся из следующих соображений.

Работа двигателя при $\alpha < 1$ нецелесообразна на любом режиме из-за одновременного ухудшения показателей мощности, экономичности и токсичности.

Максимальное значение доли водорода в смесевом топливе ψ принимается исходя из обеспечения возможности качественного регулирования смеси. Таким образом, максимальное значение ψ – это добавка водорода, обеспечивающая стабильную работу двигателя на режиме минимальных оборотов холостого хода при полностью открытой дроссельной заслонке. Предварительные исследования показали, что такая работа двигателя обеспечивается при $\alpha = 4$ и $\psi = 0{,}6$. Эти значения принимаются как максимальные значения α и ψ в исследовании.

Выбор диапазона изменения угла опережения зажигания θ осуществлялся по результатам предварительных исследований.

Диапазон изменения частоты вращения n, мин$^{-1}$, является диапазоном изменения частоты вращения базового двигателя.

Угол открытия дроссельной заслонки $\varphi_{др}$ обозначен в % от полного открытия, изменяется от 0 до 100.

Итоговые диапазоны варьирования вышеперечисленных факторов приведены в таблице 1.

Таблица 1. Диапазон варьирования параметров двигателя при решении задачи оптимизации регулировочных параметров двигателя

A	-	N	ψ	$\varphi_{др}$
-	град. пкв до ВМТ	хв$^{-1}$	-	%
1	5	800	0	0
4	60	5600	0,6	100

Результаты исследования

Анализ влияния величины добавки водорода в смесевом топливе на рабочий процесс двигателя показал, что увеличение ψ позволяет работать с большими значениями α, что, в свою очередь, позволяет снизить концентрацию NO_x в отработавших газах и улучшить показатели экономичности за счет увеличения коэффициента наполнения η_v. На номинальном режиме ψ = 0,02, что практически не уменьшает мощности двигателя, при этом выбросы NO_x уменьшаются на 5 % по сравнению с ψ = 0. Дальнейшее увеличение добавки водорода на номинальном режиме приводит к снижению мощности. Так, на номинальном режиме увеличение добавки водорода с ψ = 0 до ψ = 0,1 снижает N_e на 4 %.

При переходе на частичные режимы увеличение добавки водорода до ψ = 0,03…0,6 позволяет увеличить значения α на этих режимах, что позволяет работать при полностью открытой дроссельной заслонке. Это приводит к снижению выбросов NO_x на 8-90 %, в зависимости от режима. Вследствие увеличения коэффициента наполнения g_e при этом в среднем улучшается приблизительно на 5-25 %, а N_e на

частичных режимах не снижается, а при высоких частотах вращения - даже увеличивается.

На режиме минимальных оборотов холостого хода добавка водорода составила $\psi = 0.6$, что достаточно для работы газового двигателя на этом режиме при полностью открытой дроссельной заслонке. Дальнейшее увеличение α требует дальнейшего увеличения ψ, что нецелесообразно.

Увеличение α, связанное с применением качественного регулирования, не отражается на качестве воспламенения смеси, так как увеличение добавки водорода существенно снижает энергию воспламенения смесевого топлива (рис. 3). Это позволяет использовать штатную систему зажигания двигателя МеМЗ-307 для воспламенения топливо-воздушной смеси.

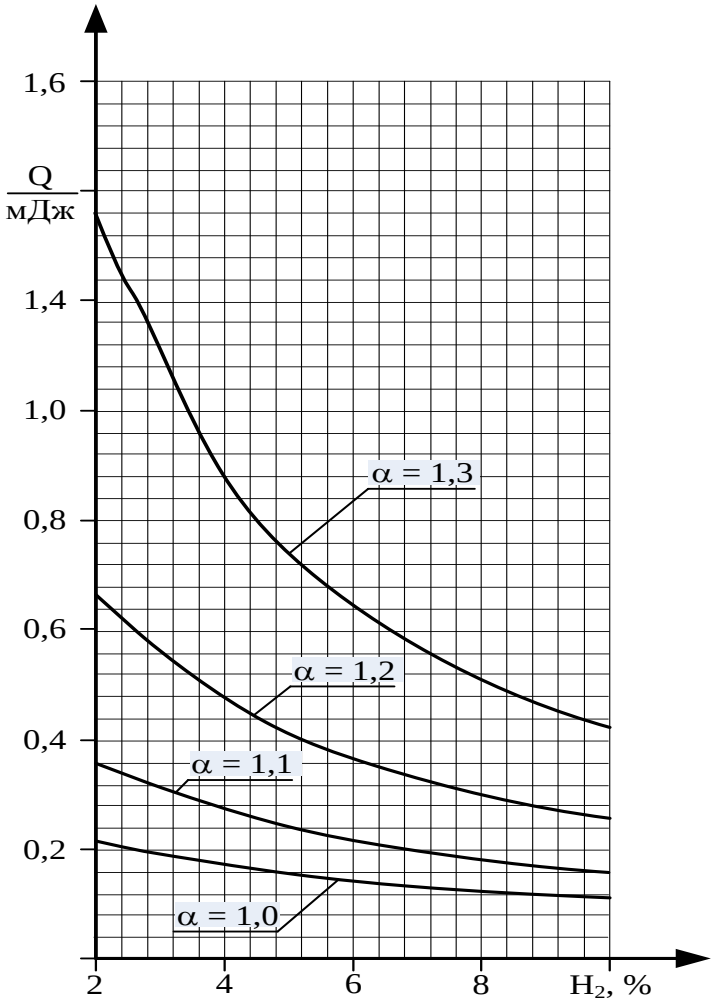


Рис. 3. Влияние добавки водовода на энергию воспламенения смеси природного газа и воздуха при различных коэффициентах избытка воздуха

Характеристические карты

На основании проведенных исследований получены характеристические карты для систем управления двигателя, приведенные на рис. 4, 5 и 6.

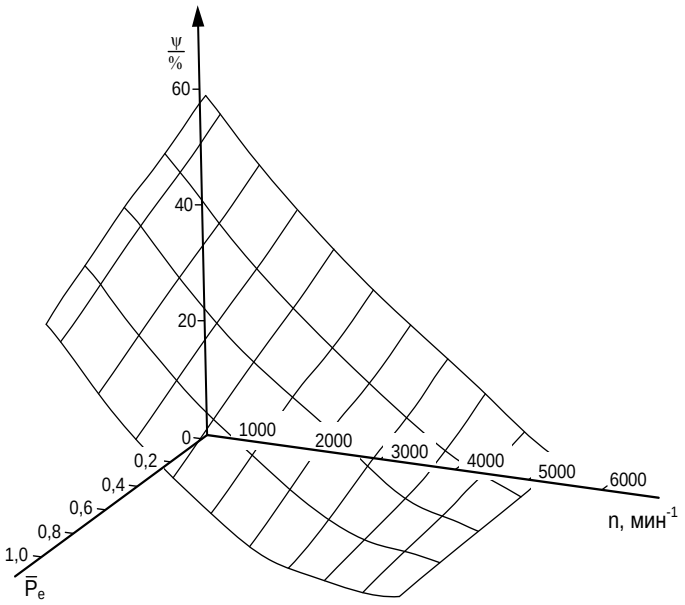


Рис. 4. Характеристическая карта управления добавкой водорода

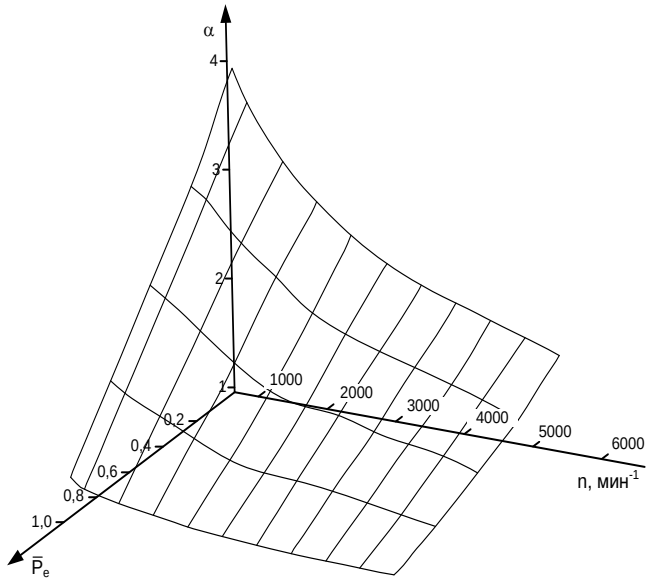


Рис. 5. Характеристическая карта управления коэффициентом избытка воздуха

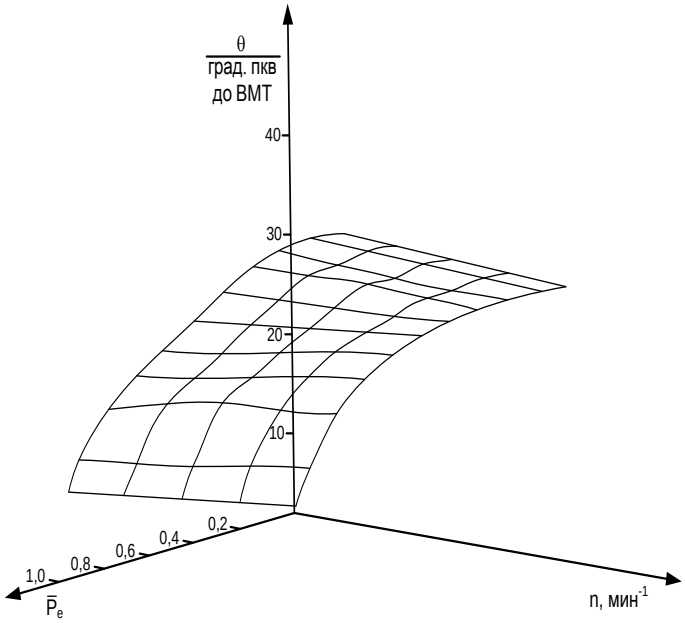
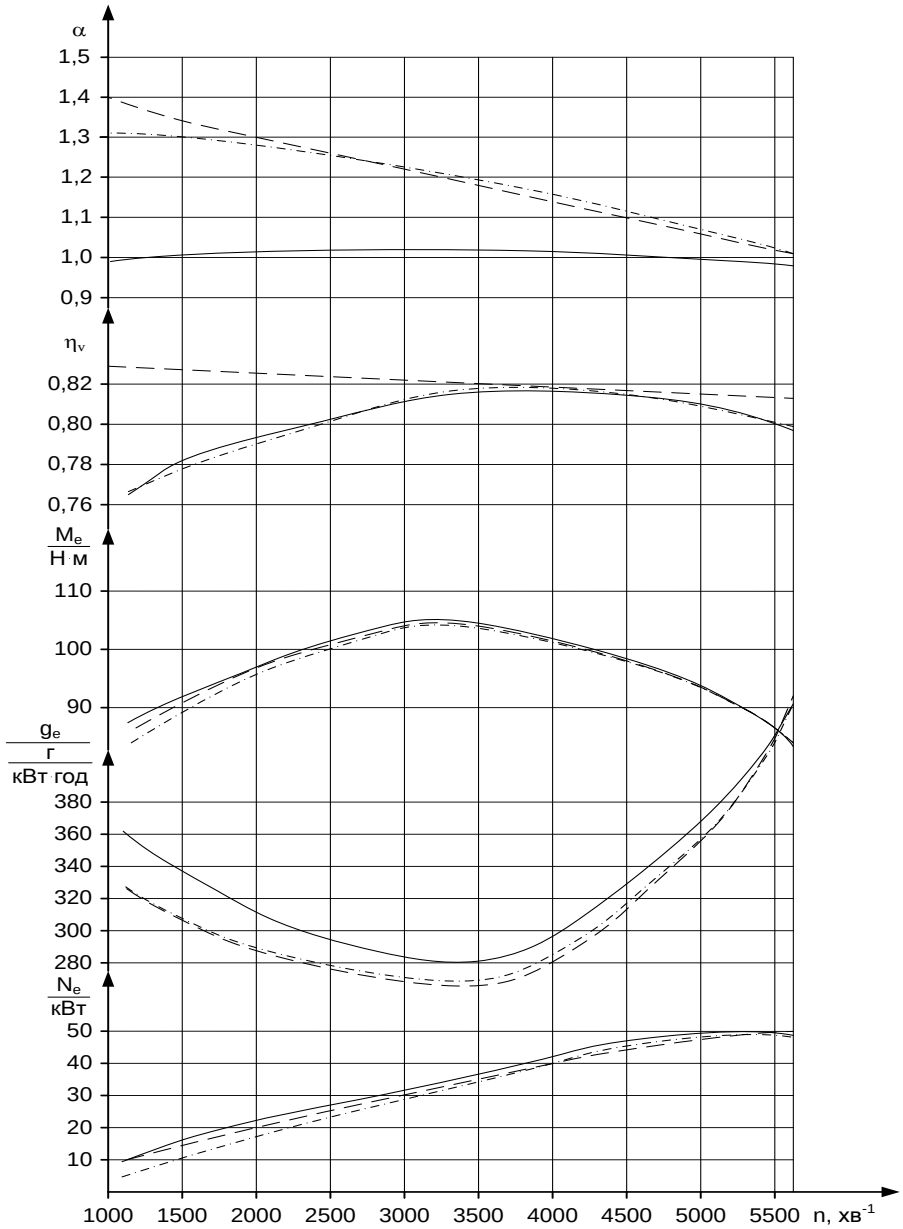


Рис. 6. Характеристическая карта управления углом опережения зажигания

Основные технико-экономические показатели двигателя

Внешняя скоростная характеристика двигателя (ВСХД) и изменение содержания нормируемых токсичных компонентов по ВСХД приведены соответственно на рис. 7 и 8.

В связи с тем, что дроссельная заслонка в двигателе открыта постоянно, под внешней скоростной характеристикой понимается скоростная характеристика, снятая при максимальной цикловой подаче топлива в цилиндре.

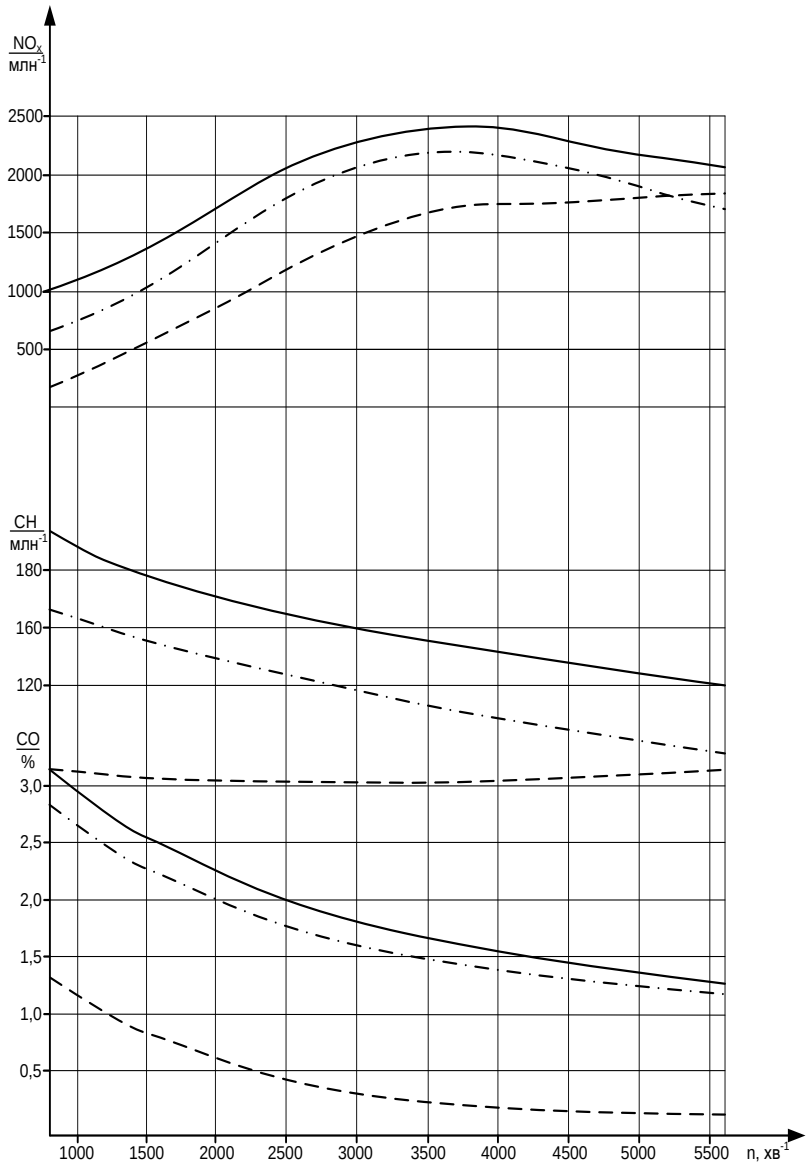


——— - бензин;

–·–·–· - природний газ;

– – – – - смесевое топливо.

Рис. 7. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35



——— - бензин;

–·–·–·– - природный газ;

– – – – – - смесевое топливо.

Рис. 8. Внешняя скоростная характеристика двигателя 4ГЧ7,5/7,35

Как видно из рис. 7, при переводе двигателя на смесевое топливо практически удалось избежать потерь мощности на номинальном режиме по сравнению с работой при $\psi = 0$ (N_e = 50 кВт). На режиме максимального крутящего момента M_{emax} (n = 3500 мин$^{-1}$) снижение мощности при переходе с природного газа на смесевое топливо составляет 5 %.

Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме снижается на

5 %, на режиме M_{emax} - на 12 %.

При переходе на частичные режимы снижение g_e увеличивается и составляет до 25 %.

Токсичность двигателя оценивалась при помощи 13-ступенчатого цикла ESC. Результаты экспериментального исследования двигателя 4ГЧ7,5/7,35, работающего на смесевом топливе, с использованием этого цикла приведены в таблице 2.

Таблица 2. Результаты испытаний двигателя по циклу ESC

№	$\delta_з$	$\bar{M}_{кр}$	n	g_{NOx}	g_{CO}	g_{CH}
–	–	%	мин$^{-1}$	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)	г/(кВт·ч)
1	0,15	0	ХХ	–	–	–
2	0,08	100	n_A	6,1	0,56	0,16
3	0,1	50	n_B	2,5	0,51	0,08
4	0,1	75	n_B	4,9	0,48	0,11
5	0,05	50	n_A	2,7	0,54	0,12
6	0,05	75	n_A	4,2	0,56	0,14
7	0,05	25	n_A	0,9	0,32	0,11
8	0,09	100	n_B	6,8	0,53	0,13
9	0,1	25	n_B	2,1	0,25	0,1
10	0,08	100	n_C	7,2	0,5	0,14
11	0,05	25	n_C	1,7	0,28	0,05
12	0,05	75	n_C	5,1	0,56	0,04
13	0,05	50	n_C	3,7	0,47	0,06

Средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов, г/(кВт·ч), определяются как сумма произведений выбросов токсичных компонентов на тринадцати режимах цикла на коэффициенты значимости этих режимов

$$\bar{g} = \sum_{i=1}^{13} \left(g_i \cdot \delta_{зi} \right), \tag{4}$$

где $\bar{g}$ - выбросы компонента на режиме;
$\delta_з$ - коэффициент значимости режима.

В соответствии с таблицей 2 и зависимостью (4) средние эксплуатационные выбросы токсичных компонентов двигателя 4ГЧ7,5/7,35, г/(кВт·ч): $\bar{g}_{NOx}$ = 3,54; $\bar{g}_{CO}$ = 0,39;

$\bar{g}_{CH}$ = 0,09.

Таким образом, снижение средних эксплуатационных выбросов двигателя 4ГЧ7.5/7.35 по сравнению с бензиновым двигателем-прототипом МеМЗ-307 составило: по NO_x - 72 %; по CO - 99 %; по CH - 96 %.

Выводы

1. Добавка водорода к природному газу позволяет устранить недостатки применения концепции «бедного горения», сохранив её достоинства.

2. Предложены уравнения переменного показателя сгорания и продолжительности сгорания для уточнённой модели Вибе, позволяющие учесть влияние добавки водорода на эти факторы.

3. На основе малолитражного газового двигателя 4ГЧ7,5/7,35 создан экспериментальный стенд, позволяющий проводить исследования на трёх видах топлива в любых пропорциях - бензине, водороде и природном газе.

4. На основе проведенных исследований предложен оптимальный подход к использованию смесевого топлива в малолитражных газовых двигателях. Этот подход учитывает изменение доли водорода в смесевом топливе от 2 до 60 % по объёму, что позволило реализовать качественное регулирование смеси.

5. Предложены характеристические карты для систем управления составом топливо-воздушной смеси, углом опережения зажигания и коэффициентом избытка воздуха блока управления двигателем.

6. Сравнительные испытания двигателя на бензине (заводская программа управления) и смесевом топливе с использованием полученных характеристических карт) показали, что на номинальном режиме и режиме максимального крутящего момента мощность практически не изменяется. Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме по сравнению с бензиновым двигателем снижается на 3 %, на режиме M_{emax} - на 10 %.

7. Экспериментальное исследование с использованием 13-ступенчатого цикла ESC показало, что конвертация бензинового малолитражного двигателя МеМЗ-307 на смесевое топливо приводит к снижению выбросов: по NO_x - 72 %; по CO - 99 %; по CH - 96 %.

Литература

1. Кириллов Н.Г. Анализ перспективности различных видов альтернативных моторных топлив: сжиженный природный газ - моторное топливо XXI века / Н.Г. Кириллов, А.Н. Лазарев // Двигателестроение. - 2010. - № 1. - С. 26-33.

2. Watson H., Milkins E. Hydrogen and methane - automotive fuels of the future? / SAE, Australia, 1975, 3/4, p. 17-19.

3. Jacob K. Performance of Lean-Birn Natural Gas Fueled Engine on Specific Fuel Consumption, Power Capacity and Emissions / Jacob K. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1990. - 18 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 901495).

4. Karim G.A. Some Considerations of Cyclic Variations in Spark Ignition Engines Fueled with Gaseous Fuels / Karim G.A., Al-Alusi Y.H. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1984. - 12 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 840232).

5. Michael R.S. The Effect of Hydrogen Addition on Natural Gas Engine Operation / Michael R.S., Mirza J.Y., Zafer D., Matthew N.S. - Calgary, CA: Univercity of Calgary, 1993. - 16 p. - (Preprint / Univercity of Calgary: SAE № 932775).

6. Karim G.A. Comparative Studies of Methane and Propane as Fuels for Spark Ignition and Compression Ignition Engines / Karim G.A., Wierzba I. // SAE Transactions. - 1984. - № 92. - pp. 3677-3688.

7. Soriano B. Turbulent Combustion: master’s thesis: 115.01.02 / Soriano Benjamin. - Calgary, CA, 1990. - 163 p.

8. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей / Мищенко А.И. - Киев: Наук, думка, 1984. - 143 с.

9. Абрамчук Ф.И. Пути повышения надёжности воспламенения топливовоздушной смеси газовых двигателей от искры электрического разряда / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.П. Кузьменко, Э.Р. Муртазаев // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. -Харьков: ХНАДУ. - 2010. - № 27. - С. 25-31.

10. Абрамчук Ф.И. Автоматизированный стенд для исследования и доводки газового малолитражного быстроходного двигателя внутреннего сгорания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Пойда, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Механика и машиностроение: сб. науч. тр. - Харьков: ХПИ. - 2010. - №1. - С. 66-73.

11. Абрамчук Ф.И. Способ подачи водорода для питания автомобильного двигателя / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, А.А. Дзюбенко, А.П. Кузьменко // Автомобильный транспорт: сб. науч. тр. - Харьков: ХНАДУ. - 2010. - № 26. - С. 63-66.

12. Кабанов А.Н. Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами транспортных дизелей путём конвертирования их в газовые двигатели: дис. канд. техн. наук: 05.05.03 / Кабанов Александр Николаевич. - Х., 2007. - 206 с.

13. Соболь И.М. Выбор оптимальных критериев в задачах со многими параметрами / И.М. Соболь, Р.Б. Статников. - М. : Наука, 2005. - 110 с.

14. Attar A.A. Optimization and Knock Modelling of a Gas Fueled Spark Ignition Engine: PhD thesis: Mechanical Engineering / A.A. Attar. Calgary, Canada, 1997. - 248 p.

15. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, В.Н. Муратов, А.П. Кузьменко, Г.В. Майстренко // Межвузовский сборник “Наукові нотатки”. - Луцк: Луцкий Национальный технический университет. - 2010. - № 28. - С. 4-8.

16. Абрамчук Ф.И. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания / Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов // Двигатели внутреннего сгорания. - Харьков: НТУ «ХПИ». - 2007. - № 2. - С. 67 - 73.

American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 1, 9-15
Available online at http://pubs.sciepub.com/ajvd/1/1/2
© Science and Education Publishing
DOI:10.12691/ajvd-1-1-2

Investigation in Adjusting the Parameters of a Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas Engine

Rachid Maamri[1,*], Fedor Ivanovitsh Abramtshuk[2], Alexandre Nikolaevitsh Kabanov[2], Mekhael Sergeevitsh Lipinsky[2], Yves Dubé[3], Lotfi Toubal[3], Agbossou Kodjo[4]

[1]Department of Mechanical Engineering, Quebec University in Trois Rivières, Trois Rivières, Canada
[2]Department of Internal Combustion Engines, Kharkov National Automobile and Highway University, Kharkov, Ukraine
[3]Department of Mechanical Engineering, Quebec University in Trois Rivières, Trois Rivières, Canada
[4]Department of Electrical and Computer, Quebec University in Trois Rivières, Trois Rivières, Canada
*Corresponding author: maamrilarbaa@gmail.com

Received July 01, 2013; Revised July 29, 2013; Accepted July 31, 2013

Abstract Many cities and countries today have programs to convert older, polluting diesel transit buses and trucks to run on clean, economical natural gas. Properly implemented, this is an excellent way to quickly reduce fuel costs, clean up the air and reduce noise with minimum capital costs. A poorly executed conversion program, however, can lead to higher exhaust emissions, much higher fuel consumption, unacceptable power losses, poor durability and high maintenance costs. This article gives the results of our investigation of a forced aspiration gas engine 6GCHN13/14 converted from diesel. The mathematical model of the combustion process specified for the gas engine uses a variable Wiebe combustion factor. Use of the developed characteristic maps has shown improvement of engine power indicators in comparison with that of a naturally aspirated engine, as well as a decrease in average operational emissions with the use of adjustable forced aspiration.

Keywords: *combustion, wiebe combustion factor, mathematical model, natural gas, engine mapping*

Cite This Article: Maamri, Rachid, Fedor Ivanovitsh Abramtshuk, Alexandre Nikolaevitsh Kabanov, Mekhael Sergeevitsh Lipinsky, Yves Dubé, Lotfi Toubal, and Agbossou Kodjo, "Investigation in Adjusting the Parameters of a Diesel Engine Converted to Forced Aspiration Gas Engine." *American Journal of Vehicle Design* 1, no. 1 (2013): 9-15. doi: 10.12691/ajvd-1-1-2.

American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 2, 21-24
Available online at http://pubs.sciepub.com/ajvd/1/2/1
© Science and Education Publishing
DOI:10.12691/ajvd-1-2-1

Analyze and Mathematical Modeling of the Combustion Process of One-Cylinder Spark Ignited Hydrogen Fueled Engine

Rachid Maamri[1,*], Alexandre Petrovitsh Martshenko[2], O. O. Osetrov[2], Yves Dubé[1], Lotfi Toubal[1], Agbossou Kodjo[1]

[1]Department of Mechanical Engineering, Trois Rivières University in Quebec, Trois Rivières, Canada
[2]Department of Internal Combustion Engines, Kharkov National Technical University, Kharkov, Ukraine
*Corresponding author: maamri@uqtr.ca

Received July 01, 2013; Revised August 25, 2013; Accepted August 27, 2013

Abstract Hydrogen is a potential replacement for fossil fuels in the transportation sector because it is clean, renewable and has the possibility to reduce emission of criteria pollutants (NO_x) and the effect on global warming via carbon dioxide which is negligible. The present research study is devoted to analyze the process of combustion of hydrogen in the four-cycle one-cylinder spark ignited engine and to concern with developing a numerical model that consider the features of process of combustion, to estimate the influence of the constructive and the control parameters of the engine on process of combustion. It is found that the curve of speed of combustion at hydrogen blending is close to the triangular form. It was found that varying the compression ratio and, to a lesser extent, the ignition timing influences the duration and the dynamics of the combustion process, more than at varying the air–fuel ratio.

Keywords: *hydrogen internal combustion engines, wiebe combustion model*

Cite This Article: Rachid Maamri, Alexandre Petrovitsh Martshenko, O.O.Osetrov, Yves Dubé, Lotfi Toubal, and Agbossou Kodjo, "Analyze and Mathematical modeling of the Combustion Process of One-Cylinder Spark Ignited Hydrogen Fueled Engine." *American Journal of Vehicle Design* 1, no. 2 (2013): 21-24. doi: 10.12691/ajvd-1-2-1.

American Journal of Vehicle Design, 2013, Vol. 1, No. 2, 25-29
Available online at http://pubs.sciepub.com/ajvd/1/2/2
© Science and Education Publishing
DOI:10.12691/ajvd-1-2-2

Development of External Combustion Engine

Rachid Maamri[1,*], Wassily Georgivitsh Dyatshenko[2], Alexandre Ivanovitsh Varonkov[3], Oleg Uryevitsh Linkov[2], Yvan Nikolaevitsh Nikitenko[3], Yves Dubé[1], Lotfi Toubal[1], Agbossou Kodjo[1]

[1]Department of Mechanical Engineering, Trois Rivières University in Quebec, Trois Rivières, Canada
[2]Department of Internal Combustion Engines, Kharkov National Technical University, Kharkov, Ukraine
[3]Department of Internal Combustion Engines, Kharkov and Highway University, Kharkov, Ukraine
*Corresponding author: maamri@uqtr.ca

Received July 01, 2013; Revised August 25, 2013; Accepted August 27, 2013

Abstract The internal combustion engines are generally a major source of air pollution. However the spark ignition engines are recognized by their carbon monoxide and unburned hydrocarbon emission. One of the methods used to reduce the emission of these pollutants is the use of external combustion engine. This paper describes the development of an external combustion engine which uses air in tanks at pressures of 30 - 50 MPa and at ambient temperature as combustion energy carrier, and hydrogen, alcohols or traditional motor fuel from organic minerals as chemical energy carrier. Research workings out are in the field finished to level of practical use. The mathematical and simulation model has been developed, tested, and verified to simulate a 4-stroke cycle of a spark ignition engine fuelled with gasoline. The results obtained from the present study have shown the capability of the model to predict the performance satisfactorily.

Keywords: *external combustion engine, efficiency, temperature, pressure, mathematical model*

Cite This Article: Rachid Maamri, Wassily Georgivitsh Dyatshenko, Alexandre Ivanovitsh Varonkov, Oleg Uryevitsh Linkov, Yvan Nikolaevitsh Nikitenko, Yves Dubé, Lotfi Toubal, and Agbossou Kodjo, "Development of External Combustion Engine." *American Journal of Vehicle Design* 1, no. 2 (2013): 25-29. doi: 10.12691/ajvd-1-2-2.

ANNEXE C

Liens Internet des Articles Déjà Publiés

Article4: Produits de combustion d'un moteur à gaz

R.Maamri, F.I. Abramtchuk, A.N.Kabanov, Y. Dubé, L. Toubal, A. Kodjo

Eastern European Journal of Enterprise Technologies, Kharkov Ukraine - 2011- N° 5/6 (53) - 63 p - pp. 37-43 - ISSN 1729-3774

Методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания газового двигателя с искровым зажиганием Методика расчёта равновесного состава продуктов сгорания газового двигателя с искровым зажиганием

Р. Маамри, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, И. Дубе, Л. Тюбаль, А. Коджо

1.*http://search.driver.research-infrastructures.eu (il faut juste rentrer maamri dans le moteur de recherché à gauche)*

2. http://goo.gl/qh6O9

3. http://journals.uran.ua/eejet/article/view/1246

4. http://scipeople.ru/publication/108888/

5. http://www.scholar.ru/tag.php?tag_id=34819

6. http://jet.com.ua/en/annotatsii-nauchnich-razrabotok-2011-g/technologii- organichesk- ich-i-neorganicheskich-veschestv-i-ekologiya

7. http://212.111.212.230/index.php/1729-3774/rt/capture Cite/1246/1148/Abnt Citation Plugin

8. http://journals.uran.ua/index.php/1729-3774/article/viewFile/1246/1148

9. http://scholar.google.fr/scholar?hl=fr&q=maamri+rachid&btnG=&lr=

10. http://212.111.212.230/index.php/1729-3774/rt/capture Cite/1246/1148/Abnt Citation Plugin

11. http://www.scholar.ru/tag.php?tag_id=34821

Article: Moteur à gaz suralimenté, converti à partir d'un moteur diesel

Kodjo A., Toubal L., Dubé Y., Lipinsky M.S., Kabanov A.N., Abramtshuk F.I.

Maamri R.

Journal of The National Polytechnical University (KPI), Kharkov, Ukraine - 2011- N°54: New Solutions in Modern Technologies - 156 p - pp. 18-26 - ISSN 2079-5459

Выбор и обоснование регулировочных параметров газового двигателя с наддувом, конвертированного из дизеля

Коджо А., Тюбаль Л., Дубе И., Липинский М.С., Кабанов А.Н., Абрамчук Ф.И., Маамри Р.

1. http://sciencelit.net/author/Maamri_R.html
2. http://goo.gl/QP2YV
3. http://goo.gl/Fo0EK
4. http://goo.gl/6UvuE (9-conference)
5. http://www.pandia.ru/text/77/447/3862.php (conference)
6. http://zaz.gendocs.ru/docs/2800/index-688450.html?page=14 (conference)
7. http://www.tiatd.ru/science/conference/lukans_6_tezis/ (conference)

Article:Moteur à gaz foctionnant avec ajout constant hydrogène

R. Maamri, F.I. Abramtshuk, A.N. Kabanov, Y. Dubé, L. Toubal, A. Kodjo

Journal of The National Polytechnical University (KPI), Kharkov, Ukraine - 2011- N°43 - 155 p - pp. 61-69 - ISSN 2079-5459

Р*езультаты исследования газового двигателя, работающего* с *постоянной добавкой водорода* в *топливе*

Р. Маамри, Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, И. Дубе, Л. Тюбаль, А. Коджо

1. http://archive.nbuv.gov.ua/portal/natural/vcpi/NRvST/2011_43/61_69.pdf
2. http://www.nbuv.gov.ua/portal/natural/vcpi/NRvST/2011_43/Sodergan.pdf

Article7: Moteur à petite cylindrée fonctionnant avec un mélange de gaz naturel et d'hydrogène

Abramtshuk F.I., Kabanov A.N., Maamri R., Dubé Y., Toubal L., Kodjo A.

Journal of Road Transport Scientific Papers, Kharkov Ukraine – 2011- N°43 - 278 p- pp. 152-159 - ISSN 2219-8342

Выбор параметров работы малолитражного двигателя, работающего на смеси природного газа и водорода

Абрамчук Ф. И., Кабанов А. Н., Маамри Р., Дубе И., Тюбаль Л., Коджо А.

1. http://dspace.khadi.kharkov.ua/dspace/handle/123456789/206
2. http://cyberleninka.ru/article/n/vybor-parametrov-raboty-malolitrazhnogo-dvigatelya-rabotayuschego-na-smesi-prirodnogo-gaza-i-vodoroda
3. http://elibrary.ru/contents.asp?issueid=1007180
4. http://elibrary.ru/item.asp?id=17305825
5. http://eco-madi.ru/sites/default/files/Sbornik_lch_2013.pdf