

## **ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟΣ ΤΩΝ ΒΑΣΙΚΩΝ ΠΑΡΑΜΕΤΡΩΝ ΕΝΟΣ ΕΝΔΕΙΚΝΥΟΜΕΝΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΕΡΓΟΥ ΣΤΟΥΣ ΠΑΛΙΝΔΡΟΜΙΚΟΥΣ ΚΙΝΗΤΗΡΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ.**

Γεώργιος Θ. Βλάχος\*, Χρήστος Κουτσογεώργης\*\*, Δημήτριος Τσελές\*\*\*, Κων/ος Γλύστρας\*, Θεόδωρος Βλάχος\*<sup>#</sup>, Γεώργιος Πολίτης\*, Ιωάννης Λιβέρης\*\*\*\*, Ιωάννης Σαλμόν\*\*<sup>#</sup>, Γεώργιος Πολλάλης\*\*\*\*.

\* Τμήμα Μηχανολογίας Τ.Ε.Ι. Πειραιά. Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.

\*<sup>#</sup> Τμήμα Μηχανολογίας Πολυτεχνείου του Τορίνο

\*\* Γενικό Τμήμα Μαθηματικών, Τομέας Πληροφορικής.

\*\*# Οικονομικό Τμήμα Κεντρικής Διοίκησης

\*\*\* Τμήμα αυτοματισμού

\*\*\*\* Τμήμα Ηλεκτρολογίας Τ.Ε.Ι. Πειραιά, Εργαστήρια Ηλεκτρικών Μετρήσεων και Ηλεκτρικών Μηχανών.

Αυτή εργασία προέκυψε από το ερευνητικό έργο "Αρχιμήδης" που χρηματοδοτήθηκε από το από την Ευρωπαϊκή Ένωση (75%) και από το Υπουργείο Παιδείας (25%) στα πλαίσια ΕΠΕΑΕΚ II

### **ΠΕΡΙΛΗΨΗ**

Με βάση τα φαινόμενα που λαμβάνουν χώρα κατά τη φάση της καύσης στους παλινδρομικούς κινητήρες και συνθέτοντας κατάλληλα τις μαθηματικές σχέσεις που εκφράζουν αυτά με τη χρήση των αρχών της θερμορευστοδυναμικής και της χημείας, είναι δυνατόν να δημιουργηθεί ένα "μοντέλο" προσομοίωσης του φαινομένου της καύσης σε ένα κινητήρα εσωτερικής καύσης με ελεγχόμενη έναυση της καύσης, του οποίου τα αποτελέσματα θα πρέπει να επαληθεύονται με εκείνα που προκύπτουν από τα πειραματικά δεδομένα. Με την εμφάνιση νέων γνώσεων των χημικών και φυσικών φαινομένων που αυτά λαμβάνουν χώρα στο φαινόμενο της καύσης και με τη διάθεση δυνατών υπολογιστικών εργαλείων και συστημάτων μετρήσεων, δείχνεται πράγματι μια πολύτιμη μέθοδος για τη μελέτη των διαφόρων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα. Στις παραμέτρους αυτές ιδιαίτερο βάρος έχουν οι παράμετροι που αφορούν τον ενδεικνυόμενο κύκλο έργου του κινητήρα και ιδιαίτερα τη φάση της καύσης αυτού, αφού το ποσό της θερμικής ενέργειας που εκλύεται σε αυτή είναι εκείνο που καθορίζει την

απόδοση του κινητήρα. Στόχος της εργασίας αυτής είναι να δώσει ένα μαθηματικό μοντέλο το οποίο ξεκινώντας από τα πειραματικά δεδομένα της πίεσης που επικρατεί μέσα στο θάλαμο καύσης να επιτρέψει τη δημιουργία ενός δυνατού υπολογιστικού εργαλείου σε κώδικα matlab για τον προσδιορισμό των βασικών παραμέτρων ενός ενδεικνυόμενου κύκλου στον οποίο η φάση της καύσης αποτελεί βασικό μέρος αυτού.

**ΛΕΞΕΙΣ ΚΛΕΙΔΙΑ:** Ενδεικνυόμενος κύκλος, HRR, πίεση, θάλαμος καύσης, κυβισμός, θερμοκρασία.

### **ABSTRACT**

According to the phenomena that take place in the combustion stage at reciprocating engines and combining the suitable mathematic relations that express the above, as also with the use of the hot fluid dynamics laws and chemistry laws it is possible to create a simulation model for the combustion stage in a spark ignition internal combustion engine. The results from the simulation should be verified with those from the experimental data. With the evolution in knowledge of the chemical and physical properties at combustion process and the growth of calculating tools and measurement systems is revealed a precious method for the study of various engine operation parameters. From these parameters more significant are the parameters that concern the indicated work cycle of an engine and particularly at the stage of combustion, since the amount of thermal energy which is released in this stage determines the output of the engine. The aim of this work is to give a mathematic model, which starts from the experimental data of pressure that exist in the combustion chamber allows the creation of a strong calculating tool in Matlab for the determination of basic parameters of an indicated cycle.

**KEYWORDS:** Indicated cycle, HRR, pressure, combustion chamber, displacement, temperature.

## 1. Εισαγωγή

Στην προσπάθεια της εξέλιξης των παλινδρομικών μηχανών εσωτερικής καύσης ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η μελέτη των φαινομένων που εμφανίζονται και ελέγχουν τη διεργασία της καύσης και στους δύο τύπους κινητήρων, σε εκείνους με ελεγχόμενη έναυση της καύσης και σε εκείνους με έναυση της καύσης με συμπίεση. Στις δύο αυτές περιπτώσεις η καύση είναι εκείνη που ελέγχει τη μετατροπή της χημικής ενέργειας του καυσίμου σε θερμική ενέργεια, αποτελώντας έτσι κυρίαρχη φάση λειτουργίας του κύκλου έργου του κινητήρα. Πράγματι, αυτή έχει επίδραση στις επιδόσεις του κινητήρα, όπως η αποδιδόμενη ισχύς και η κατανάλωση του καυσίμου, καθώς και στο περιβάλλον, όπως η σύνθεση των αερίων που εκπέμπονται σε αυτό.

Ο τρόπος που συμβάλει η καύση στην απόδοση του κινητήρα φαίνεται από τη μορφή που έχει ο ενδεικνυόμενος κύκλος έργου του κινητήρα που είναι γνωστό ότι αυτός αποτελεί αξιόπιστο κριτήριο, καθώς προκύπτει από τον ίδιο τον κινητήρα με τη χρήση του ειδικού μηχανισμού που καταγράφει την πίεση που επικρατεί μέσα στον κύλινδρο. Ο μηχανισμός αυτός ήταν δύσκολος στη χρησιμοποίησή του αφού, εκτός των άλλων, απαιτούσε ειδικά την επικοινωνία με το περιβάλλον εντός του κυλίνδρου. Σύμφωνα με το ερευνητικό πρόγραμμα "Αρχιμήδης" θα έπρεπε να χρησιμοποιηθούν εναλλακτικά καύσιμα σε ίδιους και σε διαφορετικούς κινητήρες με στόχο την εξοικονόμηση ενέργειας αλλά κυρίως τη δραστική μείωση των εκπεμπόμενων αερίων ρύπων στη ατμόσφαιρα. Είναι φανερό η ανάγκη της γνώσης του ειδικού αυτού κύκλου έργου για να

αποφασιστούν τόσο οι καλύτερες δυνατές παρεμβάσεις πάνω στους κινητήρες όσο η επιλογή της λύσης εκείνης που έχει τα περισσότερα πλεονεκτήματα. Αντί της λύσης της κατασκευής ενός δυναμοδεικτικού μηχανισμού για την αποτύπωση των κύκλων έργων και η κατασκευή των υποδοχών αυτού πάνω στους κινητήρες, έγινε επιλογή η κατασκευή αυτών των κύκλων με τη βοήθεια των τιμών της πίεσης που επικρατεί μέσα στο θάλαμο καύσης και στον κύλινδρο με την εφαρμογή ενός αισθητήρα πιεζοηλεκτρικού τύπου κατάλληλα τοποθετημένου πάνω στον κινητήρα. Στη συνέχεια η ανάλυση και η μελέτη του ενδεικνυόμενου κύκλου πραγματοποιήθηκε όπως πιο κάτω: Ξεκινώντας από το σήμα της πίεσης είναι δυνατόν να εξεταστούν και να μελετηθούν οι παράμετροι και τα χαρακτηριστικά της διεργασίας της καύσης, η οποία αποτελεί βασική συνιστώσα στη διαμόρφωση του κύκλου αυτού. Στόχος της εργασίας αυτής είναι η εξομοίωση του φαινομένου της καύσης με ένα μαθηματικό μοντέλο που θα εκφράζει τις μαθηματικές σχέσεις θα ελέγχουν το φαινόμενο αυτό και τις παραμέτρους ενός ενδεικνυόμενου κύκλου έργου, θεωρώντας γνωστές τις τιμές της πίεσης που έχουν ληφθεί με πειραματικές δοκιμές πάνω στον κινητήρα. Το μοντέλο αυτό σε ένα επόμενο στάδιο θα χρησιμεύσει για τη διαμόρφωση ενός αλγόριθμου με τη βοήθεια του υπολογιστικού πλαισίου matlab τόσο για την κατασκευή του ενδεικνυόμενου κύκλου όσο και για την ανάλυση αυτού για τον προσδιορισμό των βασικών παραμέτρων που ελέγχουν αυτόν.

Η γνώση του κύκλου αυτού θα δώσει την ευκαιρία της πάρα πέρα βελτίωσης της απόδοσης ενός παλινδρομικού κινητήρα αφού δίνει τη ευκαιρία να μελετηθούν και να χρησιμοποιηθούν τόσο νέοι μηχανισμοί όπως, οι μηχανισμοί μεταβλητού εσωτερικού χρονισμού, όσο της ρύθμισης αυτού βελτιώνοντας τους εξωτερικούς και εσωτερικούς χρονισμούς λειτουργίας.

## 2. Προσομοίωση του φαινομένου της καύσης.

Επιλέγεται το θερμοδυναμικό μοντέλο προσομοίωσης για την παρουσίαση του φαινομένου της καύσης στους παλινδρομικούς κινητήρες. Ο αλγόριθμος εκτελεί μια σειρά από υπολογισμούς που προσδιορίζουν τις χρήσιμες παράμετρος που είναι κατάλληλες για την κατασκευή, την ανάλυση και τη μελέτη του ενδεικνυόμενου κύκλου.

Αυτές παράμετρος υπολογίστηκαν με τη χρήση των πιο κάτω μαθηματικών σχέσεων:

- Ο γεωμετρικός νόμος του κινηματικού μηχανισμού διωστήρα – στροφαλοφόρου άξονα.
- Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας των αερίων μαζών μέσα στον θάλαμο καύσης.
- Η μεταβολή του πηλίκου των ειδικών θερμοτήτων  $C_p/C_v = k$  σε συνάρτηση της θερμοκρασίας.
- Η μεταβολή του συντελεστή συναγωγής της εναλλαγής της θερμότητας  $h$  με τα τοιχώματα του κυλίνδρου σε συνάρτηση της θερμοκρασίας.
- Η μεταβολή του μέρους της μάζας του καυσίμου που έχει καεί  $x_b$  σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  της περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα.
- Η νόμος που εκφράζει το ποσό της θερμότητας που ελευθερώνεται κατά την καύση.

### 3. Προσδιορισμός του νόμου της κίνησης του κινηματικού ζεύγους διωστήρα – στροφαλοφόρου άξονα.

Για να προσδιοριστεί η θέση του εμβόλου σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα γίνεται αναφορά στο σχήμα 3.1. Για το σκοπό αυτό εισάγονται τα πιο κάτω γεωμετρικά μεγέθη:

- Η εσωτερική διάμετρος  $d$  του κυλίνδρου μέσα στο οποίο παλινδρομεί το έμβολο.
- Η διαδρομή του εμβόλου  $c$  από το (Α.Ν.Σ.) στο (Κ.Ν.Σ) και προφανώς θα ισούται με το διπλάσιο της ακτίνας του στροφάλου  $r$  του στροφαλοφόρου άξονα.
- Το μήκος του διωστήρα  $l$  με  $a$  η απόσταση από την κάτω επιφάνεια του εμβόλου μέχρι το κέντρο του πείρου σύνδεσης του διωστήρα με το έμβολο.
- Η κάθετος διατομή του κυλίνδρου  $A_c$  και η οποία θα δίνεται από τη σχέση:

$$A_c = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

- Ο όγκος ενός κυλίνδρου  $V$  θα δίνεται από τη σχέση:  $V = A_c \cdot c$
- Το πηλίκο  $\lambda$  που δίνεται από τη σχέση:  $\lambda = \frac{r}{l}$ .
- Η σχέση συμπίεσης  $\varepsilon$  η οποία είναι το πηλίκο του μέγιστου όγκου στο εσωτερικό του κυλίνδρου και του ελάχιστου που είναι ο νεκρός χώρος  $V_M$  και η

οποία θα δίνεται από τη σχέση:  $\varepsilon = \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{V + V_M}{V_M} = 1 + \frac{V}{V_M}$ .

- Η ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα που μπορεί να εκφραστεί σε στροφές αυτού ανά δευτερόλεπτο  $[n \cdot \text{sec}^{-1}]$  ή σε γωνιακή ταχύτητα “ $\omega$ ” εκφρασμένη σε ακίνια το δευτερόλεπτο  $[\text{rad} \cdot \text{sec}^{-1}]$  ή  $[\text{sec}^{-1}]$  που δίνεται από τη σχέση:  $\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60}$  με  $n$  σε  $[\text{στρ} \cdot \text{min}^{-1}]$ .
- Η γωνιακή περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα “ $\theta$ ” εκφράζει τη γωνία που διαγράφει η περιστροφή του στροφάλου που μετρείται όταν το έμβολο βρίσκεται στο (Α.Ν.Σ) και θα δίνεται από τη σχέση:  $\theta = \omega \cdot t = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot r$ .

Επιλέγοντας ως αρχή του χρόνου τη στιγμή κατά την οποία το έμβολο βρίσκεται στο (Α.Ν.Σ) δηλαδή για  $t=0$  η γωνία  $\theta=0$ . Με φορά περιστροφής του κινητήρα αυτή που φαίνεται στο σχήμα 3.1.

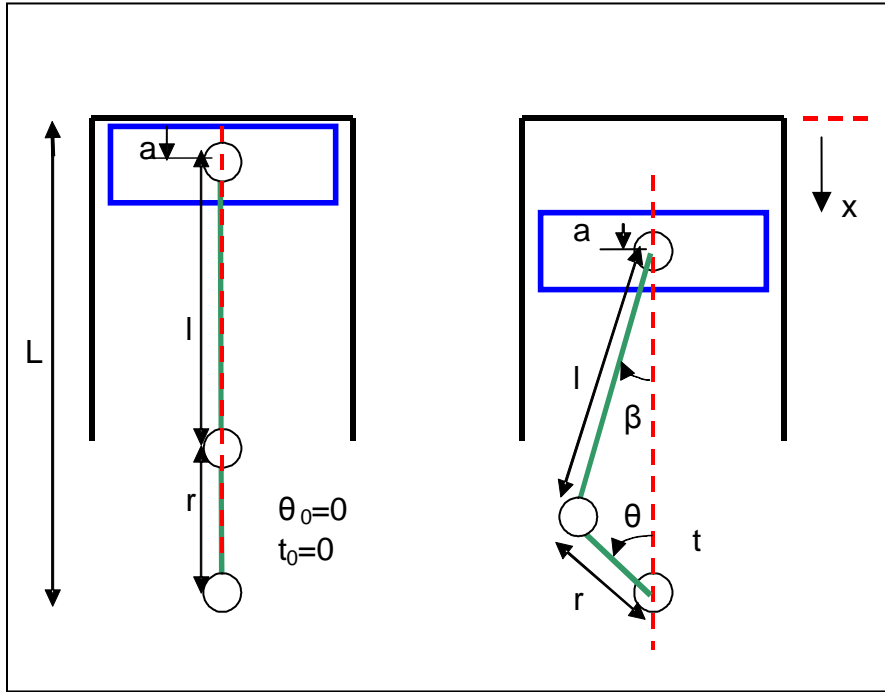
Μετά από τους υπολογισμούς προκύπτει:

$$x(\theta) = r \cdot \left\{ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sigma \nu \beta) \right\} = r \cdot \left\{ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - (\lambda \cdot \eta \mu \theta)^2}) \right\} \quad [1]$$

$$= r \cdot \left\{ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta \mu \theta^2}) \right\}$$

$$x(\theta) = \frac{c}{2} \cdot \left\{ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta \mu \theta^2}) \right\} \quad [2]$$

$$\frac{x}{c} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta \mu \theta^2}) \right\} \quad [3]$$



Σχήμα 3.1. Κινηματικό ζεύγος διωστήρα – στροφαλοφόρου άξονα.

Παραγωγίζοντας τη σχέση [2] ως προς το χρόνο προσδιορίζεται η ταχύτητα του εμβόλου, πράγματι:

$$\frac{dx}{dt} = \omega \cdot \frac{c}{2} \cdot \left\{ \frac{\eta\mu\theta + \lambda \cdot \eta\mu 2\theta}{2 \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta\mu^2 \theta})} \right\} \quad [4]$$

Η επιτάχυνση το εμβόλου θα δίνεται από τη σχέση

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \omega^2 \cdot \frac{c}{2} \cdot \left\{ \frac{\sigma\upsilon\nu\theta + \lambda \cdot \sigma\upsilon\nu 2\theta}{(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta\mu^2 \theta})} \right\} \quad [5]$$

Ο όγκος ο οποίος καταλαμβάνει το εργαζόμενο ρευστό σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα. Ο στιγμιαίος όγκος στο εσωτερικό του κυλίνδρου θα αποτελείται από δυο όρους, ένα σταθερό που εκφράζει το νεκρό χώρο και ο άλλος είναι ανάλογος της μετατόπισης του εμβόλου  $x(\theta)$ :

$$V(\theta) = V_M + V_{\text{εμβόλου}} \quad [6]$$

Ο νεκρός χώρος εκφράζεται σε συνάρτηση της σχέσης συμπίεσης  $\varepsilon$ :

$$\varepsilon = 1 + \frac{V}{V_M} \text{ από την οποία προκύπτει: } V_M = \frac{V}{\varepsilon - 1} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot c}{4 \cdot (\varepsilon - 1)} \quad [7]$$

Ο όγκος που μεταβάλλεται με τη σχέση:  $V_{\text{αμβόλου}} = A_c \cdot x(\theta) = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot x(\theta)}{4}$

$$V(\theta) = V_M + V_{\text{αμβόλου}} = \left\{ \frac{\pi \cdot d^2 \cdot c}{4 \cdot (\varepsilon - 1)} + \frac{\pi \cdot d^2 \cdot x(\theta)}{4} \right\} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left\{ \frac{c}{(\varepsilon - 1)} + x(\theta) \right\}$$

και με την αντικατάσταση της [5] στην τελευταία προκύπτει:

$$V(\theta) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left\{ \frac{c}{(\varepsilon - 1)} + \frac{c}{2} \cdot \left[ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta \mu^2 \theta}) \right] \right\} \quad [8]$$

#### 4. Η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας των αερίων μαζών μέσα στον θάλαμο καύσης.

Για να προσδιοριστεί η μεταβολή της θερμοκρασίας μέσα στο θάλαμο καύσης σε συνάρτηση της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα, θεωρείται ότι: η μάζα του ρευστού που περιέχεται στο κύλινδρο παραμένει σταθερή κατά τη χρονική διάρκεια ενός κύκλου έργου κατά την οποία οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές, είναι ομογενής τόσο στην κατανομή της θερμοκρασίας και στην χημική σύνθεση, σε αυτές τις συνθήκες θεωρείται ότι οι αέριες μάζες συμπεριφέρονται σαν ιδανικά αέρια, δηλαδή ισχύει:

$$P \cdot v = R \cdot T \text{ ή ακόμη } P \cdot V_t = m \cdot R \cdot T \quad [9]$$

όπου  $P$  είναι η πίεση που επικρατεί μέσα στο θάλαμο καύσης

$V_t$  είναι ο στιγμιαίος διαθέσιμος όγκος

$m$  είναι η μάζα του αερίου μείγματος

R είναι η σταθερά του αερίου μείγματος (αέρας, καύσιμο και παραμένοντα καυσαέρια), ίση με  $287 \text{ [} J \cdot K g_m^{-1} \cdot K^{-1} \text{]}$

Η αρχή διατήρησης της ύλης θα εκφράζεται από τη σχέση:

$$m = m_b + m_a + m_r$$

με m μάζα σε μια τυχαία χρονική στιγμή

$m_b$  η μάζα του καυσίμου

$m_a$  η μάζα του εισερχομένου αέρα

$m_r$  η μάζα των καυσαερίων που παραμένουν στον κύλινδρο μετά το τέλος της φάσης

της εξαγωγής. Η συμμετοχή των λαμβάνεται ποσοτικά υπόψη από την

παράμετρο “α’”. Αυτή ορίζεται από το πηλίκο της μάζας των παραμενόντων

καυσαερίων προς τη μάζα του καυσίμου  $a' = \frac{m_r}{m_b}$ .

Αφού ληφθεί υπόψη το πηλίκο μείγματος  $a = \frac{m_a}{m_b}$  τότε θα ισχύει:

$$m = m_b + m_a + m_r = m_b + a \cdot m_b + a' \cdot m_b = m_b \cdot (1 + a + a') \quad [10]$$

Από τη σχέση [9] προκύπτει:

$$T = \frac{P \cdot V_t}{m \cdot R} = \frac{P \cdot V_t}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \quad \text{ή ακόμη}$$

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \quad [11]$$

για το λόγο ότι η θερμοκρασία είναι συνάρτηση της γωνίας του στροφαλοφόρου άξονα επειδή και ο διαθέσιμος όγκος όσο και η πίεση εξαρτώνται απ’ αυτήν.

Για το πηλίκο των ειδικών θερμοτήτων k, του μείγματος χρησιμοποιήθηκαν διαφορετικά επίπεδα ακρίβειας με μεταβολή αυτού μόνο με τη θερμοκρασία :

$$k = \text{σταθερό}$$

$$k = A + B \cdot T$$

$$k = A + B \cdot T + C \cdot T^2$$

Για την περούσα εργασία οι τιμές των σταθερών A, B, και C δίνονται από πίνακες των οποίων οι τιμές προσδιορίζονται πειραματικά, χρησιμοποιήθηκαν για παράδειγμα οι σχέσεις :

$$k = 1,392 + 8,13 \cdot 10^{-5} \cdot T \quad [12]$$

$$k = 1,357 - \left( \frac{0,037 \cdot a_{st}}{a} \right) - 1,036 \cdot 10^{-4} \cdot T + 2,5 \cdot 10^{-8} \cdot T^2$$

δείχνοντας με  $a_{st}$  το στοιχειομετρικό πηλίκο μείγματος που για το χρησιμοποιούμενο καύσιμο λαμβάνεται  $a_{st}=14,6$ .

### **5. Προσδιορισμός της θερμικής ενέργειας που ελευθερώνεται κατά την καύση.**

Στην παράγραφο αυτή θα προσδιοριστεί η πρόοδος της καύσης, δηλαδή ο νόμος που εκφράζει τη θερμότητα που παράγεται κατά την καύση του μείγματος, με βάση των τιμών της πίεσης που επικρατεί στο θάλαμο καύσης σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα.

Στο σχήμα 5.1 θεωρείται ως σύστημα μελέτης, για την επίλυση του αυτού θερμοδυναμικού προβλήματος, το αέριο μείγμα που περιέχεται στο θάλαμο καύσης.

Με την υπόθεση ότι το καύσιμο μείγμα είναι ομογενές, καθώς επίσης και ότι οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας είναι ομοιόμορφα κατανεμημένες, παρόλο που βρίσκεται σε εξέλιξη η καύση του μείγματος, εφαρμόζεται η αρχή διατήρησης της ενέργειας στο προς

μελέτη σύστημα που θεωρείται κλειστό (μέθοδος Langrange) μεταξύ αρχής και τέλους της καύσης.

Για μια τυχούσα θέση του στροφαλοφόρου άξονα  $\theta$ , η ροή της θερμότητας που ελευθερώνεται από τις χημικές αντιδράσεις οξείδωσης  $\left(\frac{dU_{ch}}{d\theta}\right)$  και η ποσότητα ενέργειας που οφείλεται στη μάζα των αερίων που εισέρχεται στο σύστημα δια μέσου της επιφάνειας ελέγχου του  $\left(\sum_i \left(h_i \cdot \frac{dm_i}{d\theta}\right)\right)$ , προκαλούν στο σύστημα: μια μεταβολή της εσωτερικής του ενέργειας  $\left(\frac{dU}{d\theta}\right)$ , την παραγωγή ενός μηχανικού έργου στο εξωτερικό χώρο αυτού δια μέσου του εμβόλου  $\left(\frac{dL_e}{d\theta}\right)$  καθώς και μιας απώλειας από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης  $\left(\frac{dQ_{ht}}{d\theta}\right)$ , γράφεται η σχέση:

$$\frac{dU_{ch}}{d\theta} + \sum_i h_i \cdot \frac{dm_i}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad [13]$$

Η σχέση αυτή ισχύει τόσο για τους κινητήρες με ελεγχόμενη έναυση της καύσης όσο και για εκείνους με έναυση της καύσης με συμπίεση.

Παρατηρείται ότι η ακρίβεια των αποτελεσμάτων εξαρτάται από την ακρίβεια με την οποία προσδιορίζονται οι όροι της σχέσης [13].

Θεωρώντας ότι η μάζα του συστήματος παραμένει σταθερή κατά τη διάρκεια του φαινομένου της καύσης, ο όρος  $\frac{dm_i}{d\theta}$  είναι μηδενικός  $\left(\frac{dm_i}{d\theta} = 0\right)$ , προκύπτει ότι:

$$\frac{dU_{ch}}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad [14]$$

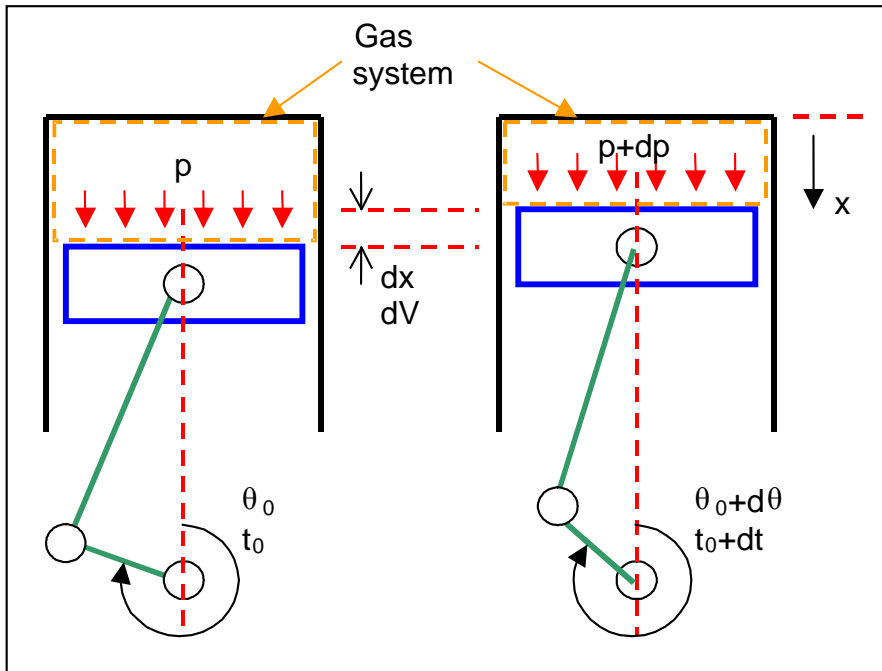
Αυτή η σχέση μπορεί να εκφράζει τον νόμο προόδου του φαινομένου της καύσης, δηλαδή της θερμικής ενέργειας που παράγεται σε αυτή και που συμβολίζεται ως HRR (HRR: Heat Release Rate). Το HRR δείχνει την ταχύτητα με την οποία μετατρέπεται η χημική ενέργεια που περιέχεται στο καύσιμο στις άλλες μορφές ενέργειας που περιγράφονται πιο πάνω.

Ο πρώτος όρος του δεύτερου σκέλους της σχέσης [14] γράφεται:

$$\frac{dU}{d\theta} = m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\theta} + C_v \cdot T \cdot \frac{dm}{d\theta} \quad \text{επειδή } \frac{dm}{d\theta} = 0 \text{ προκύπτει:}$$

$$\frac{dU}{d\theta} = m \cdot C_v \cdot \frac{dT}{d\theta} \quad [15]$$

όπου  $C_v$  είναι η ειδική θερμότητα του μείγματος υπό σταθερό όγκο.



Σχήμα 5.1 Σύστημα πάνω στο οποίο εφαρμόζεται η αρχή διατήρησης της ενέργειας για τον προσδιορισμό της ενέργειας που παράγεται κατά τη καύση.

Ο υπολογισμός της μέσης θερμοκρασίας των αερίων μαζών μέσα στο κύλινδρο υπολογίστηκε από τη σχέση [11] η οποία ξαναγράφεται:

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \text{ και}$$

$$\frac{dT(\theta)}{d\theta} = \frac{P}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{V}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \quad [16]$$

Αντικαθιστώντας την τελευταία στην [15] προκύπτει:

$$\frac{dU}{d\theta} = m \cdot C_v \cdot \left( \frac{P}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{V}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \right) \quad [17]$$

Το έργο που παράγει το σύστημα στον εξωτερικό χώρο  $L_e$  αυτού θα δίνεται από τη σχέση [18]:

$$L_e = \int_A \int_s \bar{\Pi} \cdot dA \times ds = \int_A \int_x P \cdot dA \times dx = \int_{\theta} P(\theta) \cdot dV \quad \text{όπου } \bar{\Pi} \text{ είναι ο τανιστής πρώτου}$$

βαθμού (3) και ως εκ τούτου

$$dL_e = P \cdot dV \text{ και παραγωγίζοντας ως προς } d\theta:$$

$$\frac{dL_e}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \quad [18]$$

παρατηρείται ότι στην τελευταία σχέση η πίεση  $P$  και ο όγκος  $dV$  αφορούν στιγμιαίες τιμές στο εσωτερικό του επιλεγέντος συστήματος μελέτης.

Αθροίζοντας τις σχέσεις [17] και [18] προκύπτει:

$$\frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} = m \cdot C_v \cdot \left( \frac{P}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{V}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R} \cdot \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \right) +$$

$$+ p \cdot \frac{dV}{d\theta}$$

$$\frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} = \left( \frac{P \cdot m \cdot C_v}{m_b \cdot (1+a+a') \cdot R} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{V \cdot m \cdot C_v}{m_b \cdot (1+a+a') \cdot R} \cdot \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \right) + p \cdot \frac{dV}{d\theta}$$

$$\frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} = \left( \frac{P \cdot C_v}{R} \cdot \frac{dV(\theta)}{d\theta} + \frac{V \cdot C_v}{R} \cdot \frac{dP(\theta)}{d(\theta)} \right) + p \cdot \frac{dV}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{C_v}{R} + 1 \right) + V \cdot \frac{C_v}{R} \cdot \frac{dP}{d\theta} \quad [19]$$

Έχοντας :  $R = C_p - C_v$  και  $k = \frac{C_p}{C_v}$  προκύπτει:

$$\frac{C_v}{R} = \frac{C_v}{C_p - C_v} = \frac{1}{\frac{C_p - C_v}{C_v}} = \frac{1}{\frac{C_p}{C_v} - 1} = \frac{1}{k - 1}$$

Η σχέση παραγόμενης θερμότητας HRR γίνεται:

$$HRR = \frac{dU_{ch}}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + \frac{dL_e}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta}$$

$$HRR = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{C_v}{R} + 1 \right) + V \cdot \frac{C_v}{R} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{1}{k-1} + 1 \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta}$$

$$HRR = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{1}{k-1} + 1 \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad [20]$$

Για τον προσδιορισμό των θερμικών απωλειών από τα τοιχώματα του θαλάμου καύσης δημιουργήθηκε ένα μαθηματικό μοντέλο, με την υπόθεση ότι έχει αποκατασταθεί κανονική σταθερή λειτουργία του κινητήρα, του τύπου:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = S \cdot h \cdot (T - T_p) \quad [21]$$

δείχνοντας με  $\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$  τη θερμότητα που εναλλάχτηκε με τα τοιχώματα σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα, με  $h$  τον στιγμιαίο συντελεστή μετάδοσης της θερμότητας, με  $S$  το εμβαδόν της εσωτερικής επιφάνειας του κυλίνδρου όπου στιγμιαία επιδρούν τα καυσαέρια, με  $T$  η θερμοκρασία των αερίων μαζών και  $T_p$  η θερμοκρασία των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, η οποία λαμβάνεται, για λόγους απλούστευσης, σταθερή με τη γωνία  $\theta$  περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα. Η θερμοκρασία αυτή δεν είναι ομοιόμορφη για τις επιφάνειες που περιβάλλουν το θάλαμο καύσης. Στην εφαρμογή αυτές διακρίνονται σε τρεις περιοχές που σε κάθε μία η θερμοκρασία θεωρείται ομογενής: η κεφαλή ( περίπου 550 [K]) το έμβολο (περίπου 500 [K]) και ο κύλινδρος (περίπου 400 [K]). Συνήθως η μορφή που έχουν οι επιφάνειες της κεφαλής και του εμβόλου καθιστούν δύσκολο τον υπολογισμό του αντιστοίχου εμβαδού της επιφάνειας εναλλαγής της θερμότητας όπου εφάπτονται οι αέριες μάζες, για το λόγο αυτό θεωρείται ότι αυτές έχουν εμβαδόν ίσο με εκείνη την επιφάνεια που έχει διάμετρο ίση με τη διάμετρο του κυλίνδρου. Στη συνέχεια γίνεται διόρθωση των αποτελεσμάτων με διάφορους συντελεστές μορφής. Η επιφάνεια του κυλίνδρου, αντίθετα, μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια του ενδεικνυόμενου κύκλου έργου σε συνάρτηση της θέσης του εμβόλου και του κινηματικού μηχανισμού διωστήρα – στροφαλοφόρου άξονα του κάθε κινητήρα.

Για τον υπολογισμό του συντελεστή μετάδοσης της θερμότητας  $h$ , που προσδιορίζεται με δυσκολία, υπάρχουν διάφορες μέθοδοι που βασίζονται στο να θεωρηθεί ότι το αέριο εργαζόμενο ρευστό κινείται με τυρβώδη ροή και ότι έχουν αποκατασταθεί οι συνθήκες σταθερότητας της κίνησης αυτής. Με αυτές τις υποθέσεις επιτρέπεται να συνδεθούν μεταξύ τους οι αριθμοί των Nusselt και Reynolds με τη σχέση:

$$N_u = c_0 \cdot R_e^2 \quad [22]$$

Στη προκειμένη περίπτωση χρησιμοποιήθηκε το μοντέλο υπολογισμού του  $h$  που έχει προτείνει ο Woschni (15). Αυτό το μοντέλο προσδιορίζει το συντελεστή  $h$  σε συνθήκες βεβιασμένης συναγωγής και αυξανόμενης της τιμής του για να ληφθεί υπόψη το μέρος που μεταδίδεται με ακτινοβολία. Η σχέση υπολογισμού κατά τον Woschni είναι:

$$h = C \cdot d^{n-1} \cdot p^n \cdot w^n \cdot T^{0,75-1,62n} \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad [23]$$

Ο όρος “ $w$ ” λαμβάνει υπόψη του την τυρβώδη ροή που προκαλείται από την καύση. Ειδικά ο όρος αυτός του Woschni (15) είναι μια χαρακτηριστική ταχύτητα που αποτελείται από δύο μέρη, ένα που θεωρεί τη μέση ταχύτητα του εμβόλου και ειδικότερα έχει να κάνει με την ταχύτητα που είναι συνδεδεμένη με το βαθμό “swirl” του κινητήρα, το άλλο αναφέρεται στην τυρβώδη ροή που οφείλεται στην καύση. Αυτή η επιπλέον τυρβώδη ροή λαμβάνεται υπόψη δια μέσου της διαφοράς μεταξύ της πίεσης που μετρείται μέσα στο θάλαμο καύσης και της πίεσης που μετρείται όταν ο κινητήρας περιστρέφεται δίχως να υπάρχει καύση.

Από τη σχέση [23] προκύπτουν άλλες που συναντώνται στη βιβλιογραφία. Από αυτές θεωρήθηκαν χρήσιμες αυτή που πρότεινε ο Gatowski (9) [24] και αυτή που πρότεινε ο Heywood (10) [26]:

$$h = 1,31 \cdot C_1 \cdot d[m]^{0,2} \cdot p[atm]^{0,8} \cdot T[K]^{0,53} \cdot w \left[ \frac{m}{s} \right]^{0,8} \quad [24]$$

με

$$w = 2,28 \cdot \left( u \left[ \frac{m}{s} \right] + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot C_2 \cdot \frac{V_{disp} \cdot T_{IVC} \cdot (p_f - P_m)}{V_{IVC} \cdot P_{IVC}} \right) \quad [25]$$

όπου  $C_1$  και  $C_2$  είναι σταθερές και από εμπειρία προτείνονται τιμές ίσες με τη μονάδα.

$$h = 3,26 \cdot C_1 \cdot d[m]^{n-1} \cdot p[KPa]^n \cdot T[K]^{0,75-1,62n} \cdot w \left[ \frac{m}{s} \right]^n \quad [26]$$

με

$$w = 2,28 \cdot \left( u \left[ \frac{m}{s} \right] + u_{swirl} \left[ \frac{m}{s} \right] + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot C_2 \cdot \frac{V_{disp} \cdot T_{IVC} \cdot (P_f - P_m)}{V_{IVC} \cdot P_{IVC}} \right) \quad [27]$$

Οι σταθερές  $C_1$  και  $C_2$  εδώ θα κυμαίνονται μεταξύ 0,7 και 1,3.

Στις προηγούμενες μαθηματικές σχέσεις “ $p_f$ ” είναι η μετρούμενη πίεση στο θάλαμο καύσης, παρουσία αυτής (firing), και “ $p_m$ ” είναι η πίεση που επικρατεί στο θάλαμο καύσης δίχως την παρουσία του φαινομένου αυτής (motored). Τα μεγέθη “ $T_{IVC}$ ”, “ $P_{IVC}$ ” και “ $V_{IVC}$ ” αφορούν θερμοκρασίες, πιέσεις και όγκους σχετικούς σε μια χρονική στιγμή του κύκλου του κινητήρα που περιέχεται μεταξύ του κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής και της αρχής της καύσης, για παράδειγμα ακριβώς τη στιγμή του κλεισίματος της βαλβίδας (Intake Valve Closing). “ $V_{disp}$ ” είναι ο όγκος που δημιουργεί το έμβολο κατά την κίνησή του, δηλαδή ο κυβισμός ενός κυλίνδρου.

Φυσικά η πίεση “ $p_m$ ” υπολογίζεται δια μέσου μιας πολυτροπικής θερμοδυναμικής μεταβολής της οποίας ο εκθέτης προσδιορίζεται πειραματικά.

Για την τιμή του εκθέτη “ $n$ ” που παρουσιάζεται στη σχέση [26] αυτός λαμβάνεται ίσος με 0,8.

Από τα πιο πάνω προσδιορίστηκε η μαθηματική σχέση της HHR η οποία θα έχει τη μορφή:

$$HRR = \frac{dU_{ch}}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad [28]$$

Ολοκληρώνοντας το HHR ως προς τη γωνία περιστροφής  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα προκύπτει η συσσώρευση όλης της θερμικής ενέργειας που παράχθηκε από τη μετατροπή της χημικής ενέργειας από το φαινόμενο της καύσης.

Είναι ανάγκη να προσδιοριστεί με προσοχή το σημείο κατά το οποίο θα αρχίσει η ολοκλήρωση. Θεωρητικά, πράγματι, η χημική ενέργεια που ελευθερώνεται θα πρέπει να είναι ίση με το μηδέν μέχρι τη στιγμή που θα αρχίσει η καύση. Όμως, η παρουσία πολλών ενοχλητικών σημάτων στο κυρίως σήμα της πίεσης, που συνοδεύεται προφανώς από την εισαγωγή αβεβαιοτήτων, και η παρουσία σφαλμάτων που μπορούν να παρουσιαστούν κατά τη διάρκεια λήψης αυτού, μπορούν να δώσουν μη μηδενικές τιμές στο HHR, ακόμη, και στις στιγμές που δεν υπήρχε το φαινόμενο της καύσης. Η μεταβολή στο χρόνο του σήματος της πίεσης οφείλεται από αυτά τα παρασιτικά σήματα. Πράγματι, ένα μέρος αυτών τείνει να εξουδετερωθεί μεταξύ των, με αποτέλεσμα να έχουν επίδραση πάνω στο νόμο ελευθέρωσης της θερμικής ενέργειας και στην ολοκλήρωση αυτής.

Για την εξουδετέρωση αυτών των παρεμβολών θα πρέπει να γίνει η ολοκλήρωση μόνο από τη στιγμή κατά την οποία το φαινόμενο της καύσης έχει ήδη αρχίσει, για παράδειγμα, αμέσως μετά την αρχή της καύσης ή αμέσως μετά την αρχή της έγχυσης του καυσίμου.

Αφού κατασκευαστεί το γράφημα της συσσωρευμένης θερμικής ενέργειας, είναι δυνατόν να γίνει η επεξεργασία αυτού με διάφορους τρόπους, φέρνοντας στην επιφάνεια μερικά χαρακτηριστικά μεγέθη. Για παράδειγμα, με στόχο να προσδιοριστεί η ταχύτητα και η γωνιακή διάρκεια του φαινομένου της καύσης στο εσωτερικό του ενδεικνυόμενου κύκλου έργου, συχνά τυποποιείται η καμπύλη που δείχνει τη συσσώρευση της χημικής

ενέργειας που ελευθερώθηκε ως προς την μέγιστη τιμή αυτής. Με την υπόθεση ότι κάθε μόριο του καυσίμου ελευθερώνει, καιγόμενο, το ίδιο ποσό ενέργειας (αν και στην πραγματικότητα η θερμογόνος δύναμη μεταβάλλεται μετά της θερμοκρασίας), δια μέσου αυτής της τυποποίησης προσδιορίζεται σε πρώτη προσέγγιση η μεταβολή το μέρους της μάζας του καυσίμου μείγματος που έχει ήδη καεί.

Για να προσδιοριστεί η ταχύτητα και η θέση που βρίσκεται η καύση γίνεται αναφορά μόνο σε συγκεκριμένα σημεία της τυποποιημένης με αυτόν τον τρόπο αρχικής καμπύλης. Ειδικότερα, προσδιορίζονται οι γωνίες  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα στις οποίες αντιστοιχούν: το 10% μάζας που κάηκε (αρχή της καύσης), το 50% και το 90% (τέλος καύσης). Το γωνιακό διάστημα μεταξύ 10% και 90% δίνει πληροφορίες για τη χρονική διάρκεια και τη ταχύτητα της καύσης. Η γωνία του στροφαλοφόρου άξονα που αντιστοιχεί στο 50%, αντίθετα, λαμβάνεται σα δείκτης της θέσης του φαινομένου της καύσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου και είναι ένα από τα σημεία αναφοράς για την απόφαση εάν θα πρέπει να πραγματοποιηθεί παρέμβαση στην προπορεία ή στην καθυστέρηση της έναρξης του φαινομένου της καύσης.

Από την καμπύλη που προκύπτει από την ολοκλήρωση του νόμου απελευθέρωσης ενέργειας HHR είναι δυνατόν να βγουν και άλλα συμπεράσματα, όπως για παράδειγμα εάν έχει ολοκληρωθεί ή όχι το φαινόμενο της καύσης. Από το καύσιμο που εισάγεται στο θάλαμο καύσης για κάθε κύκλο έργου και για κάθε κύλινδρο, είναι γνωστά τόσο η μάζα του καυσίμου " $m_b$ " όσο και η τιμή της κατώτερης θερμογόνου δύναμης υπό σταθερό όγκο του καυσίμου " $H_i$ ". Το γινόμενο της μάζας του καυσίμου που εισήχθη στον θάλαμο καύσης επί τη θερμογόνο δύναμη αυτού, παριστάνει τη μέγιστη τιμή της ενέργειας που το καύσιμο μπορεί να ελευθερώσει στην ιδανική περίπτωση της τέλει καύσης των

διαφόρων χημικών ενώσεων που συμμετέχουν στο φαινόμενο αυτής (κανονικά θα πρέπει να χρησιμοποιηθεί η “εξέργεια” της μάζας του καυσίμου μείγματος που εισέρχεται στο σύστημα μελέτης. Επειδή η διαφορά του μεγέθους της “εξέργειας” και του γινομένου  $m_b \cdot H_i$  είναι πολύ μικρή, δίνει τη δυνατότητα στο γινόμενο  $m_b \cdot H_i$  να χρησιμοποιηθεί ως ποσό της εισερχόμενης χημικής ενέργειας στο σύστημα).

Μια δυνατή τυποποίηση της καμπύλης, που παριστάνει τη συσσωρευμένη χημική ενέργεια που ελευθερώθηκε, μπορεί να γίνει ως προς την τιμή “ $m_b \cdot H_i$ ”. Σε αυτήν την περίπτωση όμως πολύ δύσκολα η ολοκληρωμένη καμπύλη θα μπορούσε να φτάσει στη τιμή ένα, που σημαίνει ότι όλο το ποσό της χημικής ενέργειας που θεωρητικά εισήχθη με το καύσιμο δε μετατράπηκε σε θερμική ενέργεια. Θεμελιώνεται έτσι η έννοια του βαθμού απόδοσης της καύσης, που ορίζεται από το πηλίκο μεταξύ της θερμικής ενέργειας που ελευθερώθηκε και της εισαγόμενης χημικής ενέργειας στο σύστημα. Με αναφορά σε αυτό το βαθμό απόδοσης “ $\eta_b$ ”, το ολοκλήρωμα μπορεί να πάρει ως μέγιστη τιμή “ $\eta_b \cdot m_b \cdot H_i$ ”.

## **6. Μεθοδολογία αριθμητικής ανάλυσης.**

Οι μαθηματικές σχέσεις του μαθηματικού μοντέλου που αναπτύχθηκε στα προηγούμενα μπορούν να επιλυθούν με την εφαρμογή της αριθμητικής ανάλυσης δια μέσου:

- a) Της διαίρεσης των περιοχών που αποτελούν το επιλεγέν σύστημα ελέγχου σε ένα πεπερασμένο αριθμό ζωνών προκαθορισμένης μορφής, που φέρουν το όνομα: όγκοι ή στοιχεία, ανάλογα με τη μεθοδολογία που εφαρμόζεται και που μαζί με τους αντίστοιχους κόμβους αποτελούν το πλέγμα του υπολογισμού.
- b) Η επιλογή των διαφορικών εξισώσεων στο πλέγμα του υπολογισμού, δια μέσου μιας κανονικής ολοκλήρωσης και μιας προσέγγισης στο περιβάλλον του κάθε

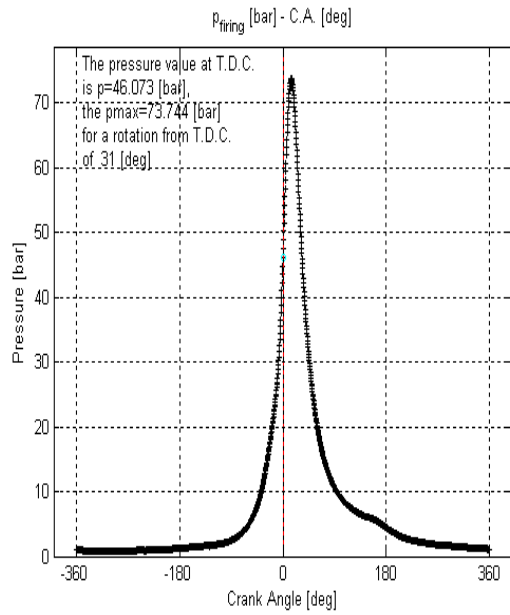
όγκου (ή του κάθε στοιχείου), έτσι ώστε να μετατραπεί σε ένα σύστημα απλών αλγεβρικών εξισώσεων.

- c) Η λύση αυτού του συστήματος των αλγεβρικών εξισώσεων που δεν είναι γραμμικές, που συνδέουν τις τιμές των εξαρτημένων μεταβλητών στους κόμβους με τη χρήση ενός κατάλληλου για τον σκοπό αυτόν αριθμητικού αλγορίθμου.
- d) Της χρήσης κωδίκων μαθηματικών μοντέλων επίλυσης συστημάτων διαφορικών εξισώσεων.

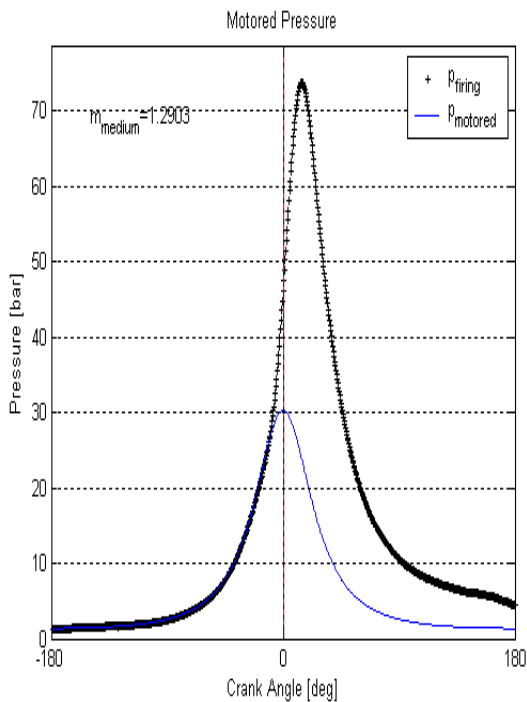
Είναι φανερό ότι τα αποτελέσματα θα πρέπει να επαληθεύονται από τα πειραματικά δεδομένα που προκύπτουν από δοκιμές πάνω σε κινητήρες.

Στην περίπτωση αυτή εφαρμόστηκε αλγόριθμος επίλυσης των προτεινόμενων διαφορικών εξισώσεων με πρόγραμμα που προτάθηκε από το Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής καύσης του Τ.Ε.Ι. Πειραιά γραμμένο με το υπολογιστικό πλαίσιο Matlab (15). Το συγκεκριμένο πρόγραμμα εφαρμόστηκε σε πειραματικές μετρήσεις, που πραγματοποιήθηκαν πάνω σε συγκεκριμένους κινητήρες χρησιμοποιώντας για τη λήψη αυτών πιεζοηλεκτρικούς μετατροπείς τοποθετημένους στους σπινθηριστές.

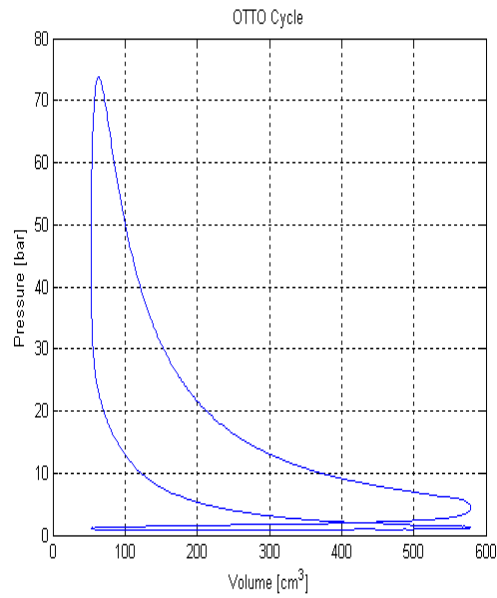
Το ολοκληρωμένο πρόγραμμα (16) που εφαρμόστηκε με τις πιο πάνω πειραματικές μετρήσεις έδωσε ικανοποιητικά αποτελέσματα μέρος των οποίων φαίνονται πιο κάτω:



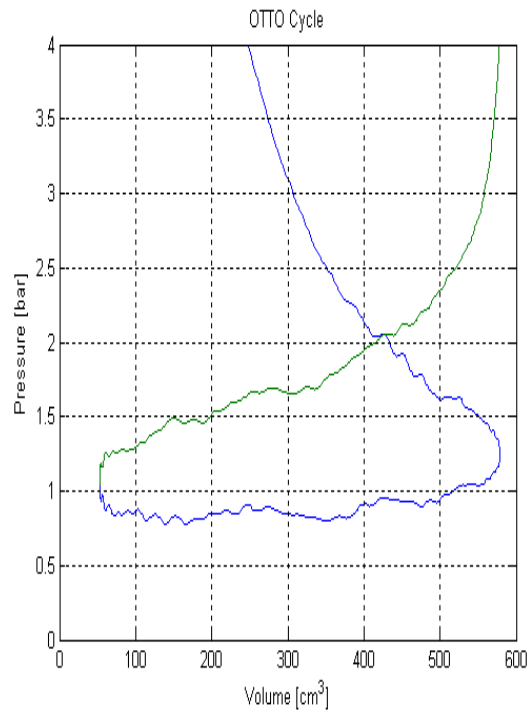
Σχήμα 6.1. Διάγραμμα  $P_{firing}$  - C.A. (4244 [cm<sup>3</sup>] - 6500 [rpm] - W.O.T.).



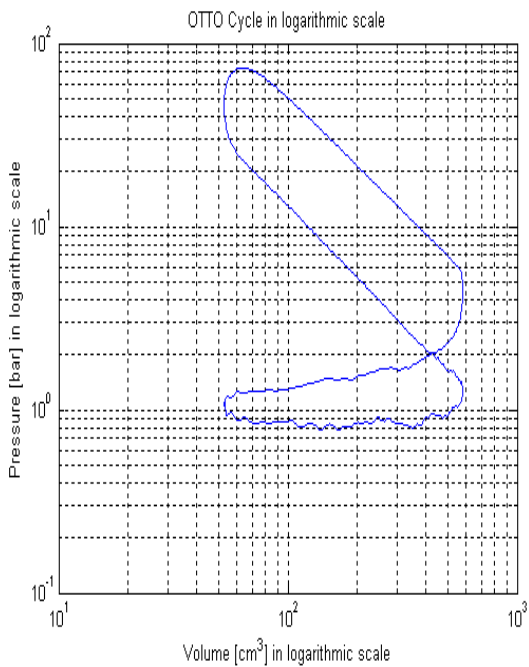
Σχήμα 6.2. Διάγραμμα  $P_{firing}$  -  $P_{motored}$  (4244 [cm<sup>3</sup>] - 6500 [rpm] - W.O.T.).



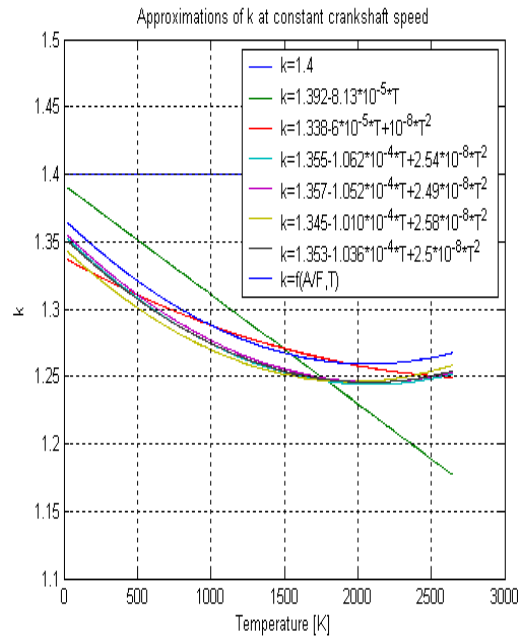
Σχήμα 6.3. Διάγραμμα ενδεικνυόμενου κύκλου (4244 [cm<sup>3</sup>] - 6500 [rpm] - W.O.T.).



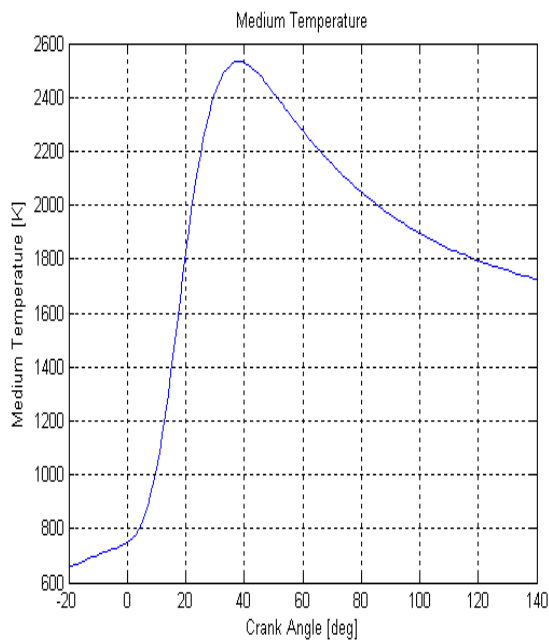
Σχήμα 6.4. Κύκλος ΟΤΤΟ - αλλαγή ρευστού (4244 [cm<sup>3</sup>] - 6500 [rpm] - W.O.T.).



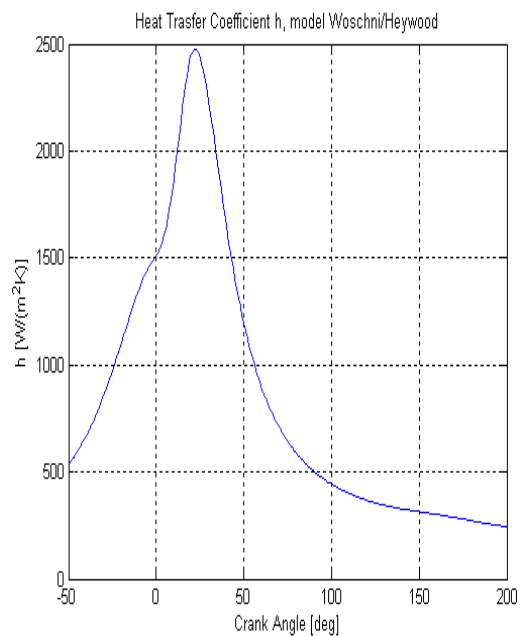
Σχήμα 6.5. Κύκλος ΟΤΤΟ – διπλό λογαριθμικό διάγραμμα (4244 [cm<sup>3</sup>] – 6500 [rpm] – W.O.T.)



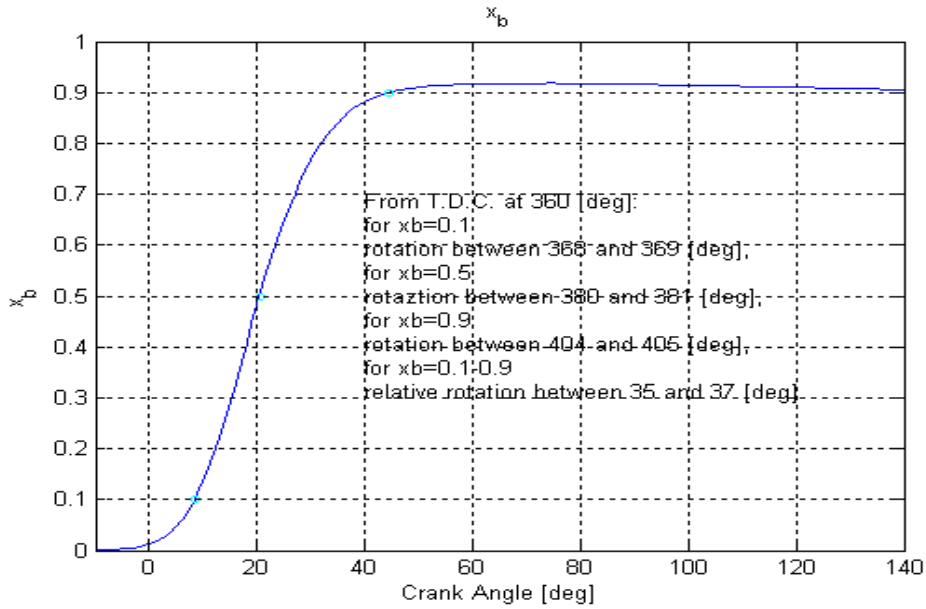
Σχήμα 6.6. Διάγραμμα πηλίκου  $k$  – Θερμοκρασίας (4244 [cm<sup>3</sup>] – 6500 [rpm] – W.O.T.).



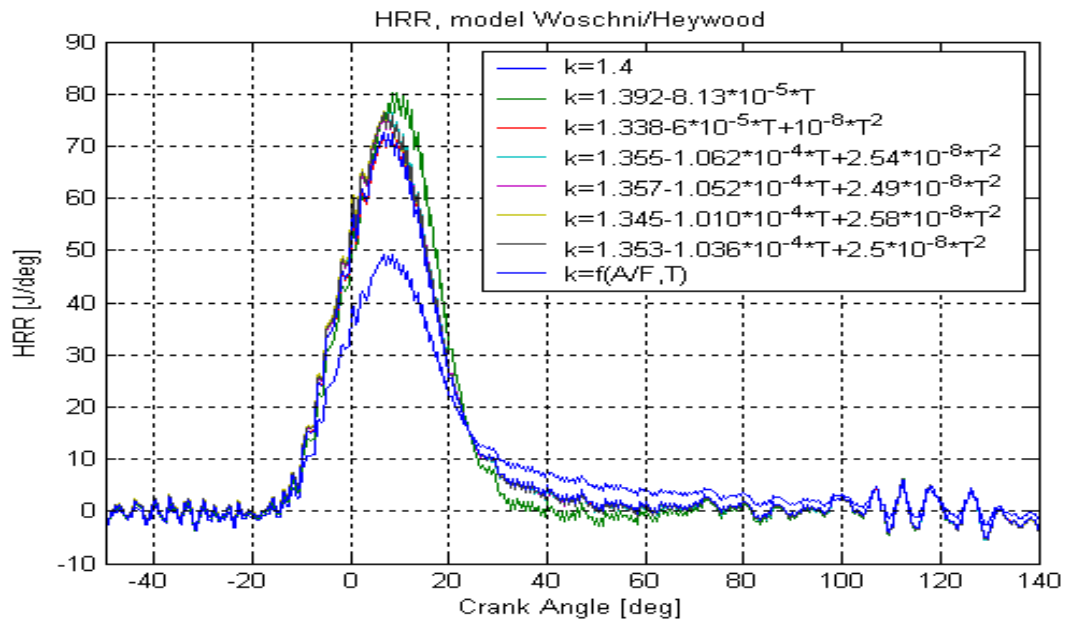
Σχήμα 6.7. Διάγραμμα θερμοκρασίας – C.A. (4224 [cm<sup>3</sup>] – 6500 [rpm] – W.O.T.)



Σχήμα 6.8. Διάγραμμα του  $h$  – C.A. (4244 [cm<sup>3</sup>] – 6500 [rpm] – W.O.T.)



Σχήμα 6.9. Διάγραμμα  $x_b$  – C.A. ( $1242 \text{ cm}^3$  – 4750 rpm – W.O.T.)



Σχήμα 6.10. Διάγραμμα HRR – C.A. ( $4244 \text{ cm}^3$  – 6500 rpm – W.O.T.)

## **7. ΠΡΟΟΠΤΙΚΕΣ**

Το ηλεκτρικό σήμα της πίεσης που προέρχεται από το εσωτερικό του θαλάμου καύσης δεν είναι μόνο χρήσιμο για την ανάλυση του ενδεικνυόμενου κύκλου έργου των παλινδρομικών κινητήρων. Μπορεί επίσης να είναι άλλο τόσο χρήσιμο αφού επεξεργαστεί με διάφορες μεθοδολογίες για να δώσει πληροφορίες όπως, στατιστικές επεξεργασίες πάνω σε ένα αριθμό ενδεικνυόμενων κύκλων έργου, τα αποτελέσματα των οποίων μπορούν να δείξουν τη μεταβλητότητα του φαινομένου της καύσης με στόχο τη ρύθμιση του κινητήρα έτσι ώστε να παραχθεί ο καλύτερος κύκλος.

Πολλές δοκιμές δείχνουν, ότι όταν ένας κινητήρας εργάζεται σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας με σταθερό αριθμό στροφών, ένας κύκλος έργου ποτέ δεν επαναλαμβάνεται ο ίδιος με τον προηγούμενο δημιουργώντας έτσι το γνωστό φαινόμενο της ‘κυκλικής διασποράς’.

Η στατιστική ανάλυση των σημάτων της πίεσης θα μπορούσε να προσδιορίσει τις διαφορές που υπάρχουν μεταξύ του ενός κύκλου και του προηγούμενου για ότι αφορά, για παράδειγμα, την πρόοδο της καύσης. Θα μπορούσε επίσης να προσδιοριστεί η μέγιστη μεταβλητότητα της γωνίας  $\theta$  για την οποία έχει καεί το 50% του καυσίμου ή ακόμη το γωνιακό τόξο μεταξύ του 10 και του 90% του καυσίμου που έχει καεί. Με βάση αυτών των αποτελεσμάτων είναι δυνατόν να γίνει επέμβαση τόσο στη φάση της μελέτης και κατασκευής όσο και για τη ρύθμιση του κινητήρα.

## **8. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ.**

Η μεταβολή της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου στους παλινδρομικούς κινητήρες εσωτερικής καύσης και η ανάλυση αυτού μπορεί να δώσει μια σε βάθος γνώση των

φαινομένων που λαμβάνουν χώρα κατά τη δημιουργία του ενδεικνυόμενου κύκλου έργου. Το ενδιαφέρον αυτών των πληροφοριών δικαιολογεί την εξέλιξη των διαφόρων μεθοδολογιών που κατά καιρούς εφαρμόστηκαν σχετικά.

Η προσομοίωση του φαινομένου της καύσης δίνει τη ευκαιρία για την ανάπτυξη διαφόρων αλγόριθμων χρησιμοποιώντας σύγχρονους υπολογιστικούς μεθόδους όπως για παράδειγμα εκείνων που προσφέρει το υπολογιστικό πλαίσιο MatLab. Η εφαρμογή αυτών των αλγόριθμων μπορεί δώσουν πληροφορίες όπως, για παράδειγμα, η μέγιστη τιμή της πίεσης και η θέση του στροφαλοφόρου άξονα που επιτυγχάνεται αυτή, μπορούν επίσης να συμβάλλουν να πραγματοποιηθεί μια σε βάθος ανάλυση του ενδεικνυόμενου κύκλου με στόχο τον προσδιορισμό μερικών βασικών μεγεθών σχετικά με τη λειτουργία του. Η εφαρμογή των μηχανισμών που μεταβάλλουν το εσωτερικό χρονισμό του κινητήρα είναι ένα χαρακτηριστικό παράδειγμα των κινητήρων μεταβλητού χρονισμού είναι χαρακτηριστικό παράδειγμα που οφείλεται στη μελέτη του ενδεικνυόμενου κύκλου έργου του κινητήρα.

Η πρόταση αυτή έδωσε την ευκαιρία να αναπτυχθεί ένας αξιόπιστος αλγόριθμος με βάσει το υπολογιστικό πλαίσιο MatLab με ιδιαίτερη προσοχή στην ανάλυση του φαινομένου της καύσης που αφορά το ποσό της θερμότητας που ελευθερώνεται κατά τη διάρκεια αυτής. Το πρόγραμμα αυτό μπορεί να εφαρμοστεί με σημαντικά αποτελέσματα και στους δύο τύπους των παλινδρομικών κινητήρων εσωτερικής καύσης.

Η μέτρησης της πίεσης εντός του κινητήρα και η επεξεργασία των σημάτων αυτών σε πραγματικό χρόνο αποτελεί την εξέλιξη της πρότασης αυτής με αποτέλεσμα να είναι δυνατή η ρύθμιση του κινητήρα είτε αυτόματα είτε με την παρέμβαση του οδηγού ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα.

## 9. ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. AVL 670 Indimaster/660 Indistation, Operating Instructions. 1997.
2. Βλάχος Γ. Θ.- Κουτσογεώργης Χ., ``Μελέτη του ενδεικνυόμενου κύκλου στους Κινητήρες Εσωτερικής Καύσης`` Πανελλήνιο Συνέδριο Μηχανολόγων – Ηλεκτρολόγων, 16-17-18 Μαΐου 2007, Αθήνα
3. Βλάχος Γεώργιος, ``Μηχανές Εσωτερικής Καύσης. Θεωρία και πράξη``. Τόμος Ι Εφαρμοσμένη θερμοδυναμική στις Μ.Ε.Κ, Προοπτική 2002.
4. Brunt M. F. J. - Lucas G. G., ``The effect of Crank Angle Resolution on Cylinder Pressure Analysis``. SAE 910041, 1991.
5. Brunt M. F. J. - Emtage A. L., ``Evaluation of Burn Rate Routines and Analysis Errors``. SAE 970037, 1997.
6. Brunt M. F. J. - H. Rai H., - Emtage A. L. ``The Calculation of Heat Release Energy from engine Cylinder Pressure Data``. SAE 981052, 1998.
7. Cheung H. - Heywood J. B., ``Evaluation of a One – Zone burn-Rtate analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure data``. SAE 932749, 1993.
8. Eriksson L., ``Requirements for and a Systematic Method for Indntifying Heat Release model parameteres``. SAE 980626, 1998.
9. Gatowski J. A. et al., ``Heat Release Analysis of Engine Pressure Data``. SAE Trans., Vol – 93, 8413359, 1984.
10. Heywood J. B., Internal Cuombustion Engines Fundamentals, McGraw-Hill Book company, New York, 1988
11. LAB VIEW 61, User Manual, National Instruments. 2000.
12. Power G. T. 6.0, User Manual, Gamma Technologies 2003.

13. Ulrich O. - Wlodarczyk R., "High-accuracy low -cost cylinder pressure sensor for advanced controls" . SAE 2001 01-0991, 2001.
14. Watts P. A. et al., "Simulation Studies of the Effects of Turbocharging and Reduced Heat Transfer Spark-Ignition Engine SAE 800289, 1980.
15. Whoschni G., Universally Applicable Equation for the instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE paper 670931, SAE Trans., vol. 76, 1967
16. Zhao H. - Ladamatos N., "Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics". SAE Order N<sup>o</sup> R-284, 2001.

## ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ

Για το διάγραμμα  $x_b = f(\theta)$  του σχήματος 6.9, αυτό προκύπτει από τη σχέση:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a * \left( \frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m-1} \right]$$

Απόδειξη της πιο πάνω σχέσης. Από τη σχέση [20]:

$$HRR = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{1}{k-1} + 1 \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{k}{k-1} \right) + V \cdot \frac{1}{k-1} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} \quad 20'$$

κάθε φορά που έχει προσδιοριστεί με αρκετή ακρίβεια η μεταβολή της πίεσης σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$  του στροφαλοφόρου άξονα  $p = p(\theta)$ , έχοντας γνωστή και τη μεταβολή του όγκου σε συνάρτηση της γωνίας  $\theta$ ,

$$V = V(\theta) \quad [8]$$

$$V(\theta) = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \left\{ \frac{c}{(\varepsilon - 1)} + \frac{c}{2} \cdot \left[ (1 - \sigma \nu \theta) + \frac{1}{\lambda} \cdot (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \eta \mu^2 \theta}) \right] \right\}$$

και από τη σχέση [10]

$$T(\theta) = \frac{P(\theta) \cdot V(\theta)}{m_b \cdot (1 + a + a') \cdot R}$$

Μπορεί να υπολογιστεί η μεταβολή της μέσης θερμοκρασίας του μείγματος μέσα στον κύλινδρο, αφού αυτό θεωρηθεί ως ομοιογενές. Είναι δυνατόν στη συνέχεια να υπολογιστούν οι απώλειες της θερμότητας δια μέσου των ψυχομένων τοιχωμάτων του

κύλινδρου  $\frac{dQ_{ht}}{d\theta}$  που στο προτεινόμενο μοντέλο είναι [21]:

$$\frac{dQ_{ht}}{d\theta} = S \cdot h \cdot (T - T_p)$$

Επειδή στο δεύρο μέρος της σχέσης [20'] όλοι οι όροι είναι γνωστοί, από αυτή, μπορεί

να υπολογιστεί το ποσό της παραγόμενης θερμότητας  $HRR = \frac{dU_{ch}}{d\theta}$  σε συνάρτηση τως γωνίας  $\theta$ .

Παρατηρείται ότι το ολοκλήρωμα της σχέσης [20'] από τη γωνία που αρχίζει η καύση  $\theta_i$  μέχρι τη γωνία που τελειώνει αυτή  $\theta_f$  δίνει το ποσόν της ολικής θερμότητας που ελευθερώθηκε από την καύση και αυτή είναι ίση με το γινόμενο της μάζας του καυσίμου  $m_b$  που κήκε σε κάθε κύκλο επί την κατώτερη θερμογόνο αυτού  $H_i$ .

$$U_{ch} = \int_{\theta_i}^{\theta_f} \left( \frac{dU_{ch}}{d\theta} \right) * d\theta \approx m_b * H_i$$

με μια προσέγγιση (γενικά περίπου μερικών επί τοις % μονάδων) η οποία εξαρτάται από το βαθμό ολοκλήρωσης των χημικών αντιδράσεων οξειδωσης του φαινομένου της καύσης και από την ακρίβεια με την οποία έγινε η ενεργειακή ανάλυση του φαινομένου.

Παίρνοντας τους λογαρίθμους των δυο μερών της προηγούμενης σχέσης και πραγματοποιώντας τη διαφοροποίηση αυτής προκύπτει:

$$\frac{1}{U_{ch}} * \frac{dU_{ch}}{d\theta} = \frac{1}{m_b} * \frac{dm_b}{d\theta} = \frac{dx_b}{d\theta}$$

και μαζί με τις σχέσεις:

$$HRR = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{1}{\kappa - 1} + 1 \right) + V \cdot \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \frac{dP}{d\theta} = P \cdot \frac{dV}{d\theta} \cdot \left( \frac{\kappa}{\kappa - 1} \right) + V \cdot \frac{1}{\kappa - 1} \cdot \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta}$$

και

$$U_{ch} = \int_{\theta_i}^{\theta_f} \left( \frac{dU_{ch}}{d\theta} \right) * d\theta \approx m_b * H_i$$

προκύπτει εύκολα η σχέση:

$$x_b = 1 - \exp \left[ -a * \left( \frac{\theta - \theta_i}{\theta_f - \theta_i} \right)^{m-1} \right] \text{ σχέση του Wiebe}$$

Αυτή δίνει με ικανοποιητική ακρίβεια το  $\chi_b$  με την κατάλληλη επιλογή των τιμών των παραμέτρων  $a$  και  $m$ ,

$a$  παράμετρος απόδοσης η οποία δίνει την ολοκλήρωση του φαινομένου

$m$  παράμετρος μορφής του θαλάμου καύσης, καθορίζει την ταχύτητα της καύσης.

Η παράμετρος  $a$  λαμβάνει τιμές που κυμαίνονται μεταξύ 4,6 έως 6,9.