

*ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΠΟΡΩΝ*

Διπλωματική Εργασία:

Μελέτη Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος Κινητήρα Diesel

Γεροκωστόπουλος Αθανάσιος ΑΕΜ: 20
Κόνιας Φώτης ΑΕΜ: 44

Επιβλέπων Καθηγητές: Δρ. Α. Τομπολίδης
Δρ. Α. Τουρλιδάκης
Δρ. Δ. Μπούρης

Εξωτερικός Επιβλέπων: Δρ. Ζ. Σαμαράς

Νοέμβριος 2004

1359

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΠΟΡΩΝ

Διπλωματική Εργασία:

Μελέτη Δυναμοδεικτικού Διαγράμματος Κινητήρα Diesel

Γεροκωστόπουλος Αθανάσιος ΑΕΜ: 20
Κόνιας Φώτης ΑΕΜ: 44

Επιβλέπων Καθηγητές: Δρ. Α. Τομπουλίδης
Δρ. Α. Τουρλιδάκης
Δρ. Δ. Μπούρης

Εξωτερικός Επιβλέπων: Δρ. Ζ. Σαμαράς

Α.Π.Θ. - ΤΜΗΜΑ
ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ ΔΙΑΧΕΙΡΙΣΗΣ
ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΩΝ ΠΟΡΩΝ
Αριθμ. Εισαγ.: 1359
Ημερομηνία: 9.11.04

Νοέμβριος 2004

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1. Εισαγωγή.....	3
1.1 Ορισμός των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης.....	4
1.2 Λειτουργία Κινητήρων Diesel.....	5
1.2.1 Διεργασία καύσης στον κινητήρα Diesel.....	8
2. Τεχνικές μετρήσεων κινητήρων.....	11
2.1 Εγκατάσταση του συστήματος.....	14
3. Επεξεργασία σήματος.....	17
3.1 Περιγραφή του σήματος.....	17
3.1.1 Μετατροπή των ηλεκτρικών ενδείξεων σε ενδείξεις πίεσης.....	17
3.1.2 Υπολογισμός των κύκλων λειτουργίας.....	18
3.1.3 Τελική μορφή σήματος.....	19
3.2 Φιλτράρισμα.....	22
3.2.1 Δημιουργία φίλτρου.....	22
3.2.2 Μέθοδος Spline.....	25
3.2.3 Τελική επιλογή.....	29
4. Μετρήσεις και αποτελέσματα.....	30
4.1 Θεωρητικό υπόβαθρο.....	30
4.2 Περιγραφή του προγράμματος.....	35
4.3 Αποτελέσματα.....	38
4.4 Συμπεράσματα.....	43
5. Παραρτήματα	
Παράρτημα Α Πίνακες αποτελεσμάτων.....	51
Παράρτημα Β Πίνακας κατανάλωσης καυσίμου.....	68
Παράρτημα Γ Το πρόγραμμα.....	69
Παράρτημα Δ Μονοκύλινδρος κινητήρας.....	77
6. Βιβλιογραφία.....	89

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1^ο

1. Εισαγωγή

Ο σκοπός αυτής της εργασίας, είναι η ανάλυση δεδομένων, τα οποία αποκτήθηκαν από κινητήρα εσωτερικής καύσης diesel. Το βασικό ενδιαφέρον, είναι η επεξεργασία αυτών των δεδομένων και στη συνέχεια η απόκτηση πληροφοριών όσον αφορά τη λειτουργία ενός κινητήρα, τη μεταβολή της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου και την ανάλυση της αποδιδόμενης θερμότητας, καθώς και του βαθμού απόδοσης της διεργασίας καύσης.

Έτσι λοιπόν, το κέρδος αυτής της εργασίας, ήταν η απόκτηση μίας γενικότερης σκοπιάς, όσον αφορά την λειτουργία ενός κινητήρα diesel, αλλά και η εξοικείωση με την χρήση προγραμματιστικών εργαλείων, τόσο για την επεξεργασία του σήματος που προέρχεται από την εφαρμογή αισθητήρα πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου, όσο και για την περαιτέρω ανάλυση των δεδομένων και για την απόκτηση κάποιων βασικών μεγεθών. Ελπίδα μας είναι, το πρόγραμμα αυτό, να αποτελέσει ένα χρήσιμο εργαλείο επεξεργασίας δεδομένων, αλλά και να αποτελέσει τη βάση, για επιπλέον προσπάθειες εμβάθυνσης στη λειτουργία των μηχανών εσωτερικής καύσης.

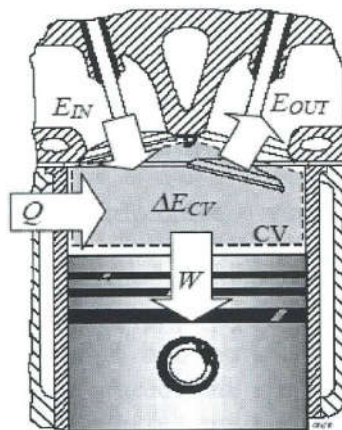
Θα θέλαμε να ευχαριστήσουμε το Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης και συγκεκριμένα το Εργαστήριο Εφαρμοσμένης Θερμοδυναμικής, για την πολύτιμη βοήθειά του, τόσο στον τομέα της απόκτησης των δεδομένων, όσο και στον τομέα της κατανόησης της λειτουργίας του κινητήρα, πάνω στον οποίον έγιναν και οι πειραματικές μετρήσεις.

Τέλος, ιδιαίτερες ευχαριστίες οφείλουμε στον καθηγητή του Αριστοτελείου Πανεπιστημίου της Θεσσαλονίκης Δρ. Ζήση Σαμαρά και στον απόφοιτο του τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, Φονταρά Γιώργο, χωρίς την βοήθεια των οποίων δεν θα ήταν δυνατή η πλήρης κατανόηση της μεθόδου απόκτησης του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και των διαφόρων παραμέτρων που αφορούν αυτό.

1.1 Ορισμός των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης (ΜΕΚ)

Με τη χρήση θερμικών μηχανών, επιδιώκεται η παραγωγή μηχανικού έργου από την θερμική ενέργεια που τίθεται στη διάθεσή μας κατά την καύση, αξιοποιώντας την αποταμιευμένη στα καύσιμα χημική ενέργεια.

Οι θερμικές μηχανές μπορούν να χωριστούν σε μηχανές εξωτερικής καύσης, στις οποίες τα προϊόντα της καύσης του αέρα και του καυσίμου, μεταφέρουν θερμότητα σε ένα διαφορετικό ρευστό, δια μέσου μίας επιφάνειας συναλλαγής, που αποτελεί και το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος, και σε μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ), όπου τα προϊόντα της καύσης, του αέρα με το καύσιμο, αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή της μηχανικής ισχύος. Έτσι, στις μηχανές εσωτερικής καύσης, η καύση είναι “εσωτερική” και άρα ο αέρας και το καύσιμο χρησιμοποιούνται σε ανοικτό κύκλωμα.



Σχήμα 1.1 Εναλλαγή ενέργειας στο εσωτερικό κυλίνδρου ΜΕΚ

Οι κινητήρες των αεριωθούμενων και οι πυραυλοκινητήρες, αποτελούν παραδείγματα μηχανών εσωτερικής καύσης, όπου γίνεται η αντίδραση καυσίμου – αέρα και στη συνέχεια το παραγόμενο καυσαέριο οδηγείται για εκτόνωση σε ακροφύσια. Εναλλακτικά, αντί της εκτόνωσης σε ακροφύσια, το καυσαέριο μπορεί να εκτονωθεί σε διάταξη εμβόλου, η κίνηση του οποίου αποδίδει το μηχανικό έργο. Στην περίπτωση αυτή πρόκειται πλέον για εμβολοφόρο μηχανή εσωτερικής καύσης. Στη συντριπτική πλειοψηφία των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης, η κίνηση των εμβόλων είναι παλινδρομική και για την παραγωγή του μηχανικού έργου, χρησιμοποιείται μηχανισμός διωστήρα-στροφάλου.

Ο κύριος διαχωρισμός μεταξύ των μηχανών εσωτερικής καύσης, είναι σε κινητήρες Otto (από τον εφευρέτη τους, Nicolaus August Otto) και σε κινητήρες Diesel (από τον εφευρέτη τους Rudolf Diesel) ή αλλιώς στους βενζινοκινητήρες και πετρελαιοκινητήρες. Αν και είναι παρόμοιοι στη λειτουργία τους, η βασική τους διαφορά έγκειται στον τρόπο ανάφλεξης. Έτσι, στους κινητήρες Otto έχουμε ανάφλεξη με τη βοήθεια ενός ηλεκτρικού σπινθήρα, ενώ στους κινητήρες Diesel, έχουμε το φαινόμενο της αυτανάφλεξης του καυσίμου, εξαιτίας της σχετικά ισχυρής συμπίεσης του καυσίμου. Μία ακόμα σημαντική διαφορά ανάμεσα στους δύο κινητήρες, είναι η ρύθμιση του φορτίου. Στους κινητήρες Otto έχουμε ποσοτική ρύθμιση, καθώς μειώνεται το μίγμα εισαγωγής, ενώ στους Diesel έχουμε ποιοτική ρύθμιση, καθώς η ποσότητα του αέρα παραμένει σταθερή και μεταβάλλεται η ποσότητα του καυσίμου.

1.2 Λειτουργία κινητήρων Diesel

Στο κεφάλαιο αυτό επιχειρείται μία περιληπτική αναφορά στον τρόπο λειτουργίας των τετράχρονων κινητήρων Diesel, καθώς αυτοί αποτέλεσαν το αντικείμενο μελέτης της συγκεκριμένης εργασίας.

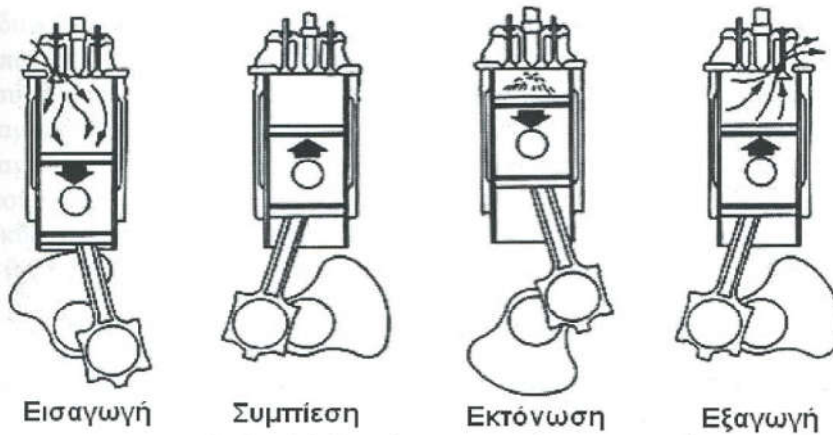
Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω, γενικό χαρακτηριστικό των κινητήρων Diesel είναι η λειτουργία τους σε υψηλότερη σχέση συμπίεσης σε σύγκριση με τους κινητήρες Otto και σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Εξαιτίας της υψηλής σχέσης συμπίεσης, οι κινητήρες Diesel έχουν υψηλότερο βαθμό απόδοσης. Επίσης ο κινητήρας Diesel έχει καλύτερη κατανάλωση καυσίμου, γεγονός που οδηγεί και σε μειωμένες εκπομπές CO₂. Βασικό μειονέκτημα τους, που εμφανίζεται όταν δεν πραγματοποιείται επαρκής και τακτική συντήρηση, γεγονός που οδηγεί στην απορύθμισή τους, είναι η παραγωγή άκαυστων, οπότε και εμφάνιση υψηλού αριθμού σωματιδίων στα καυσαέρια.

Οι απαραίτητες διεργασίες που πραγματοποιούνται, κατά τη διάρκεια λειτουργίας του κάθε κυλίνδρου, χωρίζονται στους τέσσερις χρόνους λειτουργίας του κινητήρα οι οποίοι είναι:

- *Διεργασία Εισαγωγής:* γέμισμα του κυλίνδρου, από τη βαλβίδα εισαγωγής, με ατμοσφαιρικό αέρα, ο οποίος στη συνέχεια θα αναμιχθεί με το καύσιμο (Diesel) που θα εγχυθεί μέσα στο κύλινδρο ώστε να δημιουργηθεί το καύσιμο μίγμα, το οποίο αργότερα θα καεί.

- *Διεργασία Συμπίεσης:* ο αέρας που εισήχθη αρχίζει να συμπιέζεται. Στη συνέχεια, σε κάποια συγκεκριμένη χρονική στιγμή, γίνεται η έγχυση του καυσίμου και πραγματοποιείται η ανάμιξη. Έτσι δημιουργείται το μίγμα, το οποίο συνεχίζει να συμπιέζεται, με σκοπό την αυτανάφλεξη του στο τέλος της διεργασίας.
- *Διεργασία Εκτόνωσης:* το αποτέλεσμα της καύσης που πραγματοποιείται στον κύλινδρο είναι η έκλυση θερμότητας και η παραγωγή μεγάλης ποσότητας καυσαερίων. Ο συνδυασμός των δύο, ωθεί και εξαναγκάζει τη μετακίνηση του εμβόλου, αυξάνοντας έτσι τον όγκο του κυλίνδρου και επιτρέποντας στο περιεχόμενο να εκτονωθεί. Αυτή είναι η μόνη διεργασία στην οποία ο κύλινδρος αποδίδει μηχανικό έργο.
- *Διεργασία Εξαγωγής:* η διεργασία της εκτόνωσης ολοκληρώνεται όταν ο κύλινδρος φτάσει στον μέγιστο όγκο του, οπότε και το εργαζόμενο μέσο έχει αποδώσει το μηχανικό του έργο. Θα πρέπει επομένως στη συνέχεια ο κύλινδρος να προετοιμαστεί για τον επόμενο κύκλο, δηλαδή για τη διεργασία της εισαγωγής. Επειδή όμως είναι γεμάτος με τα προϊόντα της καύσης που προηγήθηκε, θα πρέπει πρώτα να εκκενωθεί. Έτσι το έμβολο λόγω αδράνειας θα συνεχίσει να κινείται και μετά από την ολοκλήρωση της προηγούμενης διεργασίας. Ξεπερνώντας όμως το κατώτατο σημείο της διαδρομής του (κάτω νεκρό σημείο) αρχίζει να κινείται προς τα πάνω μειώνοντας τον όγκο και εξωθώντας το περιεχόμενο του κυλίνδρου, μέσω της ανοιχτής βαλβίδας εξαγωγής, εκτός του θαλάμου καύσης.

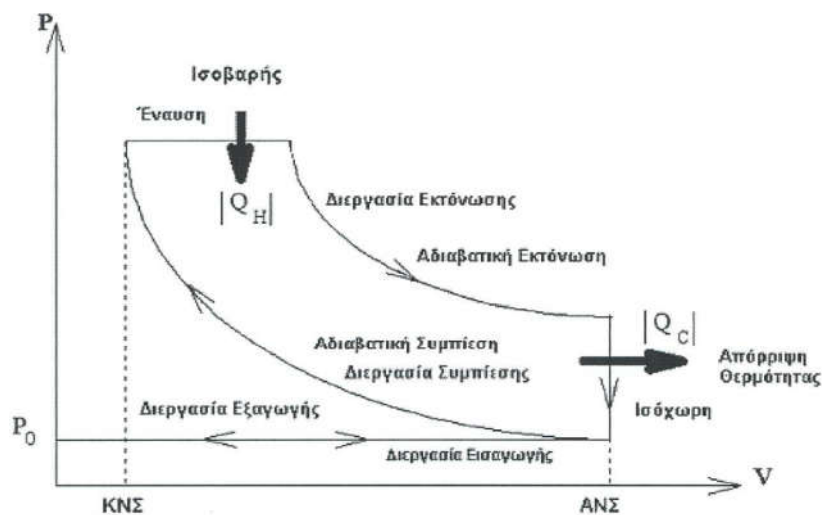
Οι παραπάνω διεργασίες μπορούν να συμβαίνουν είτε εντελώς ανεξάρτητα η μία της άλλης, οπότε και μιλάμε για τετράχρονο κινητήρα, είτε να συνδυάζονται και το σύνολό τους να ολοκληρώνεται σε δύο διαδρομές του εμβόλου, οπότε να μιλάμε για δίχρονο κινητήρα. Οι περισσότεροι κινητήρες αυτοκινήτων, όπως και ο κινητήρας που μελετάται στη συγκεκριμένη εργασία, είναι τετράχρονοι κινητήρες (Σχήμα 1.2).



Σχήμα 1.2 Οι χρόνοι του τετράχρονου κινητήρα

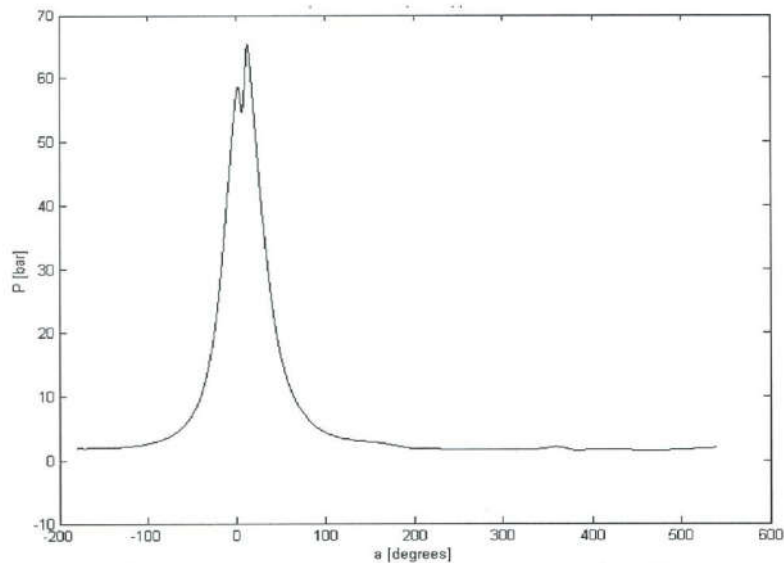
Όπως φαίνεται και στο σχήμα, η διεργασία της εισαγωγής αντιστοιχεί σε κίνηση του εμβόλου από το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ) και σε γωνία στροφάλου $0-180^\circ$. Ομοίως, η συμπίεση αντιστοιχεί σε κίνηση του εμβόλου από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ και σε γωνία $180-360^\circ$, η εκτόνωση από ΑΝΣ σε ΚΝΣ και γωνία $360-540^\circ$ και η εξαγωγή από ΚΝΣ σε ΑΝΣ και γωνία $540-720^\circ$.

Κατά τη λειτουργία του κινητήρα, το περιεχόμενο υφίσταται μία σειρά διεργασιών. Στο παρακάτω σχήμα, αναπαριστάται ο θεωρητικός κύκλος ενός κινητήρα Diesel.



Σχήμα 1.3 Θεωρητικός κύκλος Diesel

Ως δυναμοδεικτικό διάγραμμα ενός κινητήρα, ορίζεται το διάγραμμα που αναπαριστά τη μεταβολή της πίεσης στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, σε συνάρτηση της γωνίας του στροφάλου. Η χαρακτηριστική μορφή ενός δυναμοδεικτικού διαγράμματος φαίνεται στο σχήμα 1.4. Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα αποτελεί τη βάση, για περαιτέρω μελέτη της λειτουργίας ενός κινητήρα, καθώς από τη χρησιμοποίησή του προκύπτουν διάφορα μεγέθη περιγραφής των συνθηκών στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 1.4 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα diesel

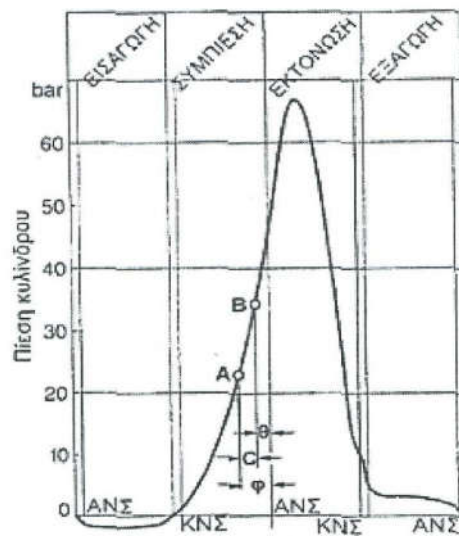
1.2.1 Διεργασία καύσης στον κινητήρα Diesel

Όπως αναφέρθηκε, στον κινητήρα diesel η διεργασία της καύσης πραγματοποιείται μετά από συμπύεση αέρα και υπόλοιπου καυσαερίου και στη συνέχεια έγχυση του καυσίμου κοντά στο ΑΝΣ (συνήθως 10° με 15° πριν). Τότε αρχίζουν διάφορες χημικές διεργασίες, όμως η εμφάνιση φλόγας αργεί.

Ορισμένο σημείο ανάφλεξης δεν υπάρχει. Η έναυση αρχίζει στο σημείο όπου οι συνθήκες θερμοκρασίας, πίεσης και ανάμειξης μπορούν να συντηρήσουν την καύση. Το τμήμα που αναφλέγεται μπορεί να μεταδώσει ενέργεια σε γειτονικά τμήματα και να προκαλέσει και εκεί καύση.

Ο ρυθμός καύσης εξαρτάται από την κατανομή του καυσίμου και επίσης από την πίεση και τη θερμοκρασία του θαλάμου. Ο βραδύτερος ρυθμός καύσης στον κινητήρα Diesel οφείλεται αποκλειστικά σε μη καλή ανάμειξη αέρα και καυσίμου και σε μη καλή αεριοποίηση του καυσίμου.

Η λειτουργία του κινητήρα Diesel, όπως αυτή εκφράζεται από τον βαθμό απόδοσης του κύκλου του και την ποιότητα του καυσαερίου που παράγεται, εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την προπορεία έναυσης (θ) (Σχήμα 1.5), από την χρονική δηλαδή απόστασή του σημείου που αρχίζει η καύση από το ΑΝΣ του κυλίνδρου. Η προπορεία έναυσης εξαρτάται από την χρονική στιγμή έναρξης της έγχυσης, με την απόστασή της από το ΑΝΣ, να χαρακτηρίζεται ως προπορεία έγχυσης (φ) και την ποιότητα του καυσίμου, όπως αυτή εκφράζεται από τα χαρακτηριστικά αυταναφλεξιμότητάς του. Ο χρόνος που μεσολαβεί μεταξύ έναρξης έγχυσης και έναρξης καύσης χαρακτηρίζεται ως καθυστέρηση ανάφλεξης (C).



Θέση εμβόλου

Σχήμα 1.5 Χαρακτηριστικά σημεία του κύκλου του κινητήρα Diesel

Τρεις είναι οι κύριες φάσεις από τις οποίες αποτελείται η διεργασία της καύσης:

1. Η περίοδος καθυστέρησης, η οποία έχει οριστεί παραπάνω. Η έναρξη της καύσης γίνεται στο στρώμα του ατμού που περιβάλλει τη σταγόνα, επομένως η διάρκεια της πρώτης φάσης εξαρτάται από το ρυθμό εξάτμισης του καυσίμου. Αυτός επηρεάζεται πολύ από την πτητικότητα του καυσίμου, αλλά και από τη θερμοκρασία του θαλάμου καθώς και από την ύπαρξη ή μη θερμών επιφανειών.

2. Η περίοδος ταχείας καύσης, από το τέλος της προηγούμενης μέχρι την μέγιστη πίεση. Κατ' αυτήν καίγεται το καύσιμο που έχει συγκεντρωθεί κατά την πρώτη φάση, στην οποία έχει γίνει αρκετά καλή ανάμειξη. Ο ρυθμός καύσης στην φάση αυτή εξαρτάται από την διάρκεια της πρώτης φάσης. Όσο αυξάνεται η πρώτη φάση, τόσο αυξάνει ο ρυθμός, επειδή υπάρχει χρόνος για συγκέντρωση μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου και καλύτερη ανάμειξη καυσίμου και αέρα.

3. Η καύση του καυσίμου που δεν κάηκε κατά τη δεύτερη φάση και αυτού που συνεχίζει να εισέρχεται στον θάλαμο καύσης. Ο ρυθμός καύσης εδώ εξαρτάται από τη δυνατότητα του καυσίμου να βρει οξυγόνο. Το τέλος της φάσης αυτής δεν είναι εύκολο να προσδιοριστεί από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα.

Αν ο χρόνος έγχυσης είναι μικρότερος από το χρόνο καθυστέρησης, τότε στην τρίτη φάση καίγεται μόνο καύσιμο που έμεινε από την δεύτερη φάση και ο ρυθμός καύσης εξαρτάται μόνο από τη διαδικασία ανάμειξης. Αν ο χρόνος έγχυσης είναι μεγαλύτερος από το χρόνο καθυστέρησης, τότε στην τρίτη φάση καίγεται και νέο καύσιμο και ο ρυθμός καύσης εξαρτάται από το ρυθμό έγχυσης και το ρυθμό ανάμειξης. Και στις δύο περιπτώσεις, κακή έγχυση επιμηκύνει πολύ την τρίτη φάση με αποτέλεσμα μικρή ισχύ και κακό βαθμό απόδοσης.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2^ο

ΤΕΧΝΙΚΕΣ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ

Η καταγραφή της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου μιας ΜΕΚ είναι διαδικασία τόσο παλιά όσο και οι ίδιες οι ΜΕΚ. Η παντελής έλλειψη ηλεκτρικών και ηλεκτρονικών μέσων κατά τον 19^ο αιώνα ώθησε τους μηχανικούς εκείνης της εποχής στην χρήση μηχανικών καταγραφέων της πίεσης. Οι πρώτοι αυτοί καταγραφείς στηριζόταν σε απλούς κινηματικούς μηχανισμούς. Η εξέλιξη της τεχνολογίας τόσο των υλικών όσο και της ηλεκτρονικής έθεσαν νέες βάσεις στην καταγραφή των δεδομένων λειτουργίας ενός κινητήρα. Σήμερα τέτοιου είδους καταγραφές αποτελούνται σχεδόν αποκλειστικά από ηλεκτρονικά συστήματα που λειτουργούν με πιεζοκρυσταλλικούς αισθητές.

Για τα συστήματα ηλεκτρονικής καταγραφής μπορούμε να πούμε πως αν και παρουσιάζουν αρκετά μεγάλη ποικιλία και χαρακτηριστικά που διαφέρουν ανάλογα με τον κατασκευαστή τους, τα μέρη από τα οποία αποτελούνται είναι συγκεκριμένα. Μια τυπική διάταξη αποτελείται από έναν αισθητή πίεσης, έναν ενισχυτή φορτίου, κωδικοποιητή της γωνίας στροφάλου, συσκευές επεξεργασίας των δεδομένων, μετατροπείς Α/Δ, αγωγούς σύνδεσης και ανάλογα με την εφαρμογή μπορεί να υπάρχουν και άλλες διατάξεις όπως π.χ. κύκλωμα ψύξης. Ενδεικτική είναι η εικόνα που ακολουθεί (σχήμα 2.1) στην οποία παρουσιάζονται τα κυριότερα μέρη της μετρητικής διάταξης του ΕΕΘ.



Σχήμα 2.1 Προσαρμογέας αισθητή πίεσης με αγωγούς ψύξης, ενισχυτής φορτίου και καλωδιώσεις

Το σημαντικότερο ίσως κομμάτι ενός σύγχρονου ηλεκτρονικού συστήματος καταγραφής της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου είναι ο αισθητής πίεσης. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται πλέον σε παγκόσμια κλίμακα οι πιεζοκρυσταλλικοί αισθητές ή αισθητές πιεζοκρυστάλλου. Η λειτουργία των αισθητών αυτών στηρίζεται στο πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο. Η ευρεία διάδοσή τους οφείλεται στα ευνοϊκά χαρακτηριστικά τους και στο γεγονός ότι είναι αποτελεσματικότεροι για δυναμικές μετρήσεις. Εντούτοις δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν για στατικές μετρήσεις.

Η πλειοψηφία των πιεζοηλεκτρικών αισθητών αποτελείται από τα εξής βασικά μέρη: τον κρύσταλλο ο οποίος είναι και η «καρδιά» του αισθητή, το κέλυφος μέσα στο οποίο είναι τοποθετημένα τα υπόλοιπα μέρη, το διάφραγμα, το ηλεκτρόδιο που παραλαμβάνει το ηλεκτρικό φορτίο του κρυστάλλου, τη θερμική μόνωση που προστατεύει τον κρύσταλλο από της υψηλές θερμοκρασίες και ανάλογα με την κάθε περίπτωση αγωγούς ψύξης και διάφορες διαμορφώσεις.

Η δομή το υλικό και τα χαρακτηριστικά του κρυστάλλου που χρησιμοποιείται στους αισθητές καθορίζονται από τις απαιτήσεις και τις συνθήκες της μέτρησης. Γενικά, ο κρύσταλλος ενός αισθητή πίεσης πρέπει να έχει καλές μετρητικές ιδιότητες γεγονός που μεταφράζεται σε υψηλό σήμα εξόδου, καλή γραμμικότητα και υψηλή φυσική συχνότητα. Επιπλέον σημαντικό ρόλο παίζουν η μηχανική και θερμική αντοχή του, οι οποίες πρέπει να είναι αυξημένες ώστε οι μετρήσεις να μην επηρεάζονται από τις συνθήκες που επικρατούν στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Στη πράξη οι κρύσταλλοι οι οποίοι συνδυάζουν τις παραπάνω ιδιότητες, έχουν δυνατότητες κατεργασίας και το κόστος τους είναι προσιτό, είναι μικροί σε αριθμό. Οι σημαντικότεροι εξ' αυτών είναι οι κρύσταλλοι οξειδίου του πυριτίου SiO_2 (κρύσταλλοι σιλικόνης) και οι κρύσταλλοι ορθοφωσφορικού γαλλίου GaPO_4 , ενώ απαντώνται και κρύσταλλοι τουρμαλίνης, λιθίου-τανταλίου και πιεζοκεραμικά υλικά.

Οι κρύσταλλοι πυριτίου γνωστοί και ως Quartz είναι οι πιο διαδεδομένοι. Εμφανίζουν καλές ιδιότητες είναι όμως ευαίσθητοι στις υψηλές θερμοκρασίες έχοντας ως άνω όριο λειτουργίας τους 250°C . Για μετρήσεις σε θερμοκρασίες ανώτερες των 250°C χρησιμοποιείται σύστημα ψύξης. Παρόλ' αυτά το εύρος λειτουργίας του κρυστάλλου δεν μπορεί να ξεπεράσει τους $350\text{-}400^\circ\text{C}$. Οι κρύσταλλοι ορθοφωσφορικού γαλλίου από την άλλη, αναπτύχθηκαν τα τελευταία χρόνια για εφαρμογές σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Εμφανίζουν σχεδόν διπλάσια ευαισθησία από τα Quartz, ενώ η θερμοκρασιακή αντοχή τους φτάνει και τους 900°C , κάτι που τους καθιστά ιδανικούς για χρήση σε μη ψυχόμενους

μικροαισθητές. Στο σχήμα 2.2 παρουσιάζεται ενδεικτικά ο αισθητής του ΕΕΘ.



Σχήμα 2.2 Ο αισθητής πίεσης του ΕΕΘ μαζί με τον προσαρμογέα καλωδίου

Η εξέταση των χαρακτηριστικών των πιεζοκρυσταλλικών αισθητών αποκαλύπτει τους λόγους για τους οποίους τα συστήματα αυτά γνωρίζουν ευρύτατη διάδοση. Αν και οι πρώτοι αισθητές ήταν μάλλον ογκώδεις και έπρεπε να τοποθετούνται μακριά από τον θάλαμο καύσης, σήμερα το μικρό τους μέγεθος είναι ιδανικό για μετρήσεις αφού επιτρέπει την άμεση προσαρμογή του αισθητή πάνω στον κύλινδρο του κινητήρα απαιτώντας ελάχιστες διαμορφώσεις. Το γεγονός αυτό είναι σημαντικότερο ειδικά για τις ΜΕΚ χαμηλού κυβισμού όπου υπάρχει μεγάλη στενότητα χώρου. Επίσης στα πρώτα τους βήματα τα πιεζοηλεκτρικά συστήματα περιλάμβαναν πλήθος σωλήνων οι οποίοι συνέδεαν τον κρύσταλλο με τον κύλινδρο αλλοιώνοντας σε μεγάλο βαθμό τις πραγματικές τιμές. Σήμερα πλέον οι σωλήνες έχουν εξαλειφθεί ενώ το σημαντικό εύρος μετρήσεων σε συνδυασμό με την μεγάλη ευαισθησία των αισθητών και την υψηλή ιδιοσυχνότητα του κρυστάλλου που είναι της τάξης των 100kHz έχει ως αποτέλεσμα μετρήσεις υψηλότερης ποιότητας.

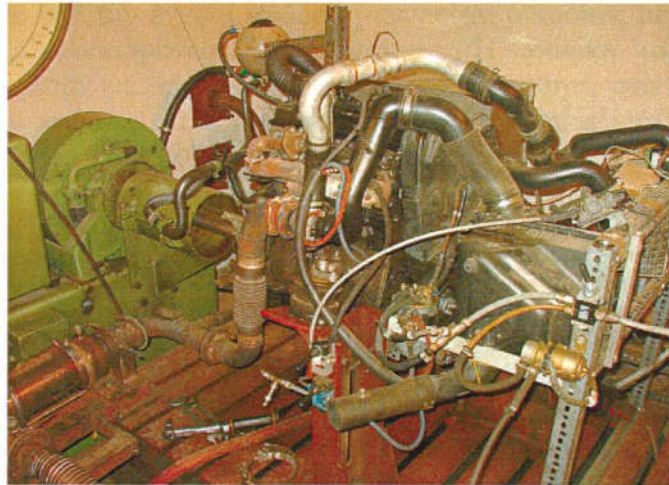
2.1 Εγκατάσταση του συστήματος

Ο κινητήρας ο οποίος επιλέχθηκε για την εγκατάσταση του συστήματος μέτρησης πίεσης κυλίνδρου είναι ο κινητήρας diesel VW 1,9 TDI 1Z του ΕΕΘ. Αναλυτικότερα τα κατασκευαστικά του χαρακτηριστικά παρουσιάζονται στον ακόλουθο πίνακα.

Στοιχεία κινητήρα VW 1.9 TDI 1Z	
Κυβισμός	1895 cm ³
Μέγιστη Ισχύς (στις 4000 rpm)	66 kW
Μέγιστη Ροπή (στις 1900 rpm)	202 Nm
Κύλινδροι	4
Διαδρομή Εμβόλου	95,5 mm
Διάμετρος κυλίνδρου	79,5 mm
Σχέση Συμπίεσης	19,5
Λόγος μήκους διωστήρα/ακτίνας στροφάλου	3
Σύστημα Λειτουργίας	4χρονος απ' ευθείας έγχυσης

Πίνακας 2.1 Στοιχεία κινητήρα VW

Για την επιβολή του απαραίτητου φορτίου στον κινητήρα κατά τη λειτουργία του, χρησιμοποιείται υδραυλική πέδη Schenck. Η πέδη συνδέεται απευθείας με τον κινητήρα και δίνει τη δυνατότητα μεταβολής του φορτίου του διατηρώντας της στροφές λειτουργίας σταθερές. Ολόκληρη η εγκατάσταση φαίνεται στο σχήμα 2.3.



Σχήμα 2.3 Ο κινητήρας VW εγκατεστημένος στην πέδη

Για την καταγραφή των πιέσεων στον κινητήρα VW χρησιμοποιείται σύστημα πιεζοκρυσταλλικού αισθητή της Kistler. Τα χαρακτηριστικά τόσο του κρυστάλλου όσο και του ενισχυτή φαίνονται στον πίνακα 2.2.

Χαρακτηριστικά ενισχυτή-αισθητή που χρησιμοποιήθηκαν για τις μετρήσεις στον κινητήρα VW		
	Αισθητής	Ενισχυτής
Εύρος μετρήσεων	0...250 bar	10-5 10 ⁵ pC
Εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας	-196...350C	0-50 C
Εύρος συχνοτήτων	0...70kHz	0 -180 kHz
Εύρος καλιμπραρίσματος	0...250bar (350C)	-
Ευαισθησία στις συνθήκες μέτρησης	79 pC/bar	-
Σφάλμα στις συνθήκες μέτρησης	0,3(— %FSO)	PC<100 %max <—3

Πίνακας 2.2 Χαρακτηριστικά συστήματος μέτρησης πίεσης

Ένα πολύ σημαντικό στοιχείο του συστήματος μέτρησης είναι και ο προσαρμογέας ο οποίος χρησιμοποιείται για την τοποθέτηση του πιεζοκρυστάλλου στον κινητήρα. Ο προσαρμογέας που χρησιμοποιείται από το ΕΕΘ φαίνεται καθαρά στο σχήμα 2.2. Πέραν των θερμοκρασιών που αναπτύσσει κάθε προσαρμογέας κατά τη λειτουργία του, πολύ σημαντικό στοιχείο για τη διεξαγωγή των μετρήσεων είναι και η

απόδοση του. Με την έννοια απόδοση εννοείται ο τρόπος με τον οποίο επηρεάζει ο προσαρμογέας τις μετρήσεις. Η ιδανική μέτρηση θα πραγματοποιούταν με απευθείας εφαρμογή του αισθητή στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης, κάτι που στην περίπτωση που εξετάζουμε είναι αδύνατο. Εφόσον λοιπόν ανάμεσα στον αισθητή και το θάλαμο καύσης παρεμβάλλεται κανάλι, πρέπει να διερευνηθούν τα φαινόμενα που εμφανίζονται εξ' αιτίας του καναλιού αυτού. Σημαντικότερο εξ' αυτών είναι η μεταβολή του λόγου συμπίεσης.

Σε ότι αφορά την πτώση του λόγου συμπίεσης του κινητήρα ο υπολογισμός είναι εύκολα πραγματοποιήσιμος αν είναι γνωστός ο όγκος που προστίθεται λόγω του καναλιού στον νεκρό όγκο του κυλίνδρου. Η σχέση που συνδέει τα δυο μεγέθη είναι:

$$r_c = \frac{V_d + V_c}{V_c}$$

όπου

r_c ο λόγος συμπίεσης

V_d ο όγκος εμβολισμού

V_c ο νεκρός όγκος στον κύλινδρο

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3^ο

ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΣΗΜΑΤΟΣ

Για την οποιαδήποτε εξαγωγή συμπερασμάτων όσον αφορά τη λειτουργία του κινητήρα, είναι απαραίτητη η επεξεργασία του σήματος που προέρχεται από τον πιεζοκρυστάλλο. Για την επεξεργασία των δεδομένων, επιλέχθηκε το προγραμματιστικό εργαλείο Matlab. Το μεγαλύτερο πλεονέκτημα του Matlab, είναι η δυνατότητα του να διαχειρίζεται γρήγορα και αποτελεσματικά μεγάλα αρχεία με αριθμητικά δεδομένα, παρέχοντας επίσης μία απλή, αλλά και συνάμα ισχυρή γλώσσα προγραμματισμού. Αυτά τα χαρακτηριστικά σε συνδυασμό με το μεγάλο πλήθος έτοιμων υπορουτίνων και αλγορίθμων που προσφέρει, το καθιστούν ιδανική επιλογή για επεξεργασία πειραματικών δεδομένων.

3.1 Περιγραφή σήματος

Τα δεδομένα τα οποία είναι διαθέσιμα μετά από τη μέτρηση, είναι οι ενδείξεις του πιεζοκρυστάλλου σε volt, καθώς και οι ενδείξεις των ΑΝΣ που προέρχονται από την ταχογεννήτρια. Αρχικός σκοπός είναι η μετατροπή των ηλεκτρικών ενδείξεων σε ενδείξεις πίεσης, καθώς και ο υπολογισμός των κύκλων λειτουργίας.

3.1.1 Μετατροπή των ηλεκτρικών ενδείξεων σε ενδείξεις πίεσης

Όπως αναφέρθηκε, το σήμα στην έξοδο του ενισχυτή φορτίου είναι μία τάση E μετρούμενη σε Volt. Εκ κατασκευής τους, οι πιεζοκρυστάλλοι ανταποκρίνονται σε μεταβολές της πίεσης έχοντας ένα τυχαίο επίπεδο αναφοράς. Η σχέση συνεπώς που συνδέει την τάση εξόδου E_i υπό συνθήκες πίεσης P_i είναι:

$$E_i = \frac{P_i}{C} + E_b$$

όπου C είναι η ενίσχυση σε bar/volt και E_b μία τάση αναφοράς για μηδενική πίεση.

Για τη μέτρηση συνεπώς απόλυτης πίεσης πρέπει να γίνει σύγκριση με κάποια γνωστή πίεση ή την πίεση σε κάποιο σημείο του κύκλου λειτουργίας. Η συχνότερα χρησιμοποιούμενη μέθοδος μέτρησης της απόλυτης πίεσης είναι αυτή που χρησιμοποιεί ως πίεση αναφοράς την πίεση στο κάτω νεκρό σημείο κατά τη φάση της εισαγωγής του αέρα (ΕΚΝΣ). Οπότε η πίεση σε κάποιο σημείο λειτουργίας του κυλίνδρου θα είναι:

$$P_i = C (E_i + E_{\min}) + P_{\text{ΕΚΝΣ}}$$

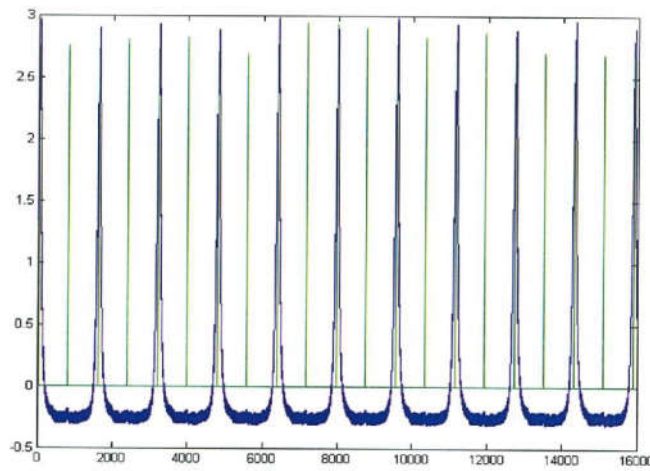
Έτσι λοιπόν αυτό που γίνεται είναι αρχικά η μετατροπή όλων των ενδείξεων σε θετικές, προσθέτοντας την μικρότερη τιμή και στην συνέχεια γίνεται πρόσθεση της ατμοσφαιρικής πίεσης.

3.1.2 Υπολογισμός των κύκλων λειτουργίας

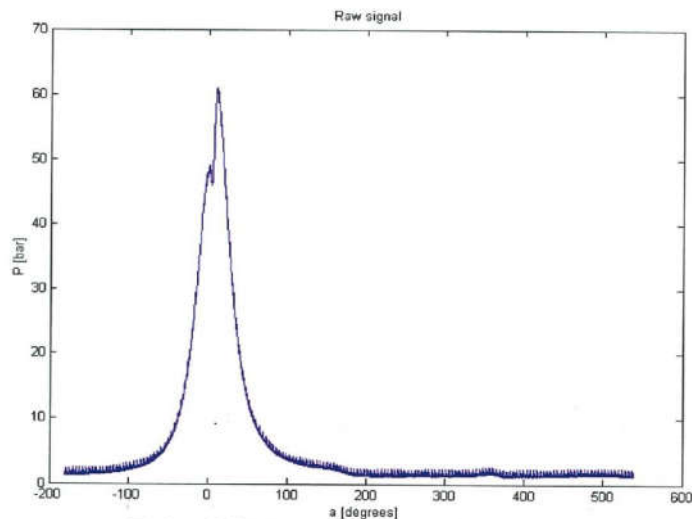
Οι ενδείξεις που προκύπτουν από την ταχογεννήτρια, είναι ενδείξεις των ΑΝΣ. Έτσι λοιπόν υπάρχει αντιστοίχιση κάθε τιμής της πίεσης με τον αριθμό 0, εκτός από τα ΑΝΣ όπου γίνεται αντιστοίχιση με κάποιον άλλον αριθμό. Αυτό που γίνεται λοιπόν αρχικά, είναι ο εντοπισμός όλων των ΑΝΣ και στην συνέχεια η εύρεση των ΚΝΣ, στο εσωτερικό διάστημα μεταξύ δύο ΑΝΣ, κάνοντας την υπόθεση ότι η ταχύτητα του κινητήρα παραμένει σταθερή. Κατόπιν, γίνεται αντιστοίχιση όλων των σημείων όπου υπάρχει ένδειξη πίεσης, σε γωνία στροφάλου, κάνοντας και πάλι τη θεώρηση ότι η ταχύτητα του κινητήρα παραμένει σταθερή.

3.1.3 Τελική μορφή σήματος

Αφού γίνουν λοιπόν οι παραπάνω μετατροπές, οι διαθέσιμες ενδείξεις είναι τιμές πίεσης και αντίστοιχης γωνίας στροφάλου. Από αυτές τις τιμές, χρησιμοποιούνται οι τιμές για δύο κύκλους λειτουργίας του κινητήρα, ξεκινώντας από τη διεργασία συμπίεσης και καταλήγοντας στη διεργασία εισαγωγής αέρα. Έτσι από το αρχικό σήμα (Σχήμα 3.1), προκύπτει το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Σχήμα 3.2).

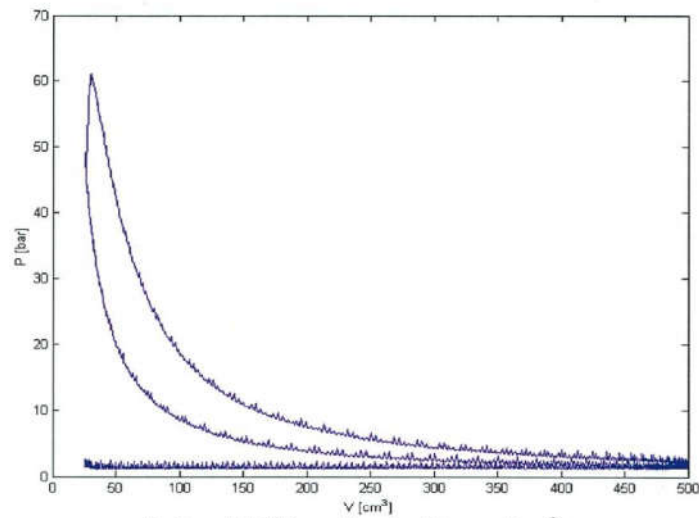


Σχήμα 3.1 Ένδειξη οργάνου (volt) - Θέσεις μετρήσεων

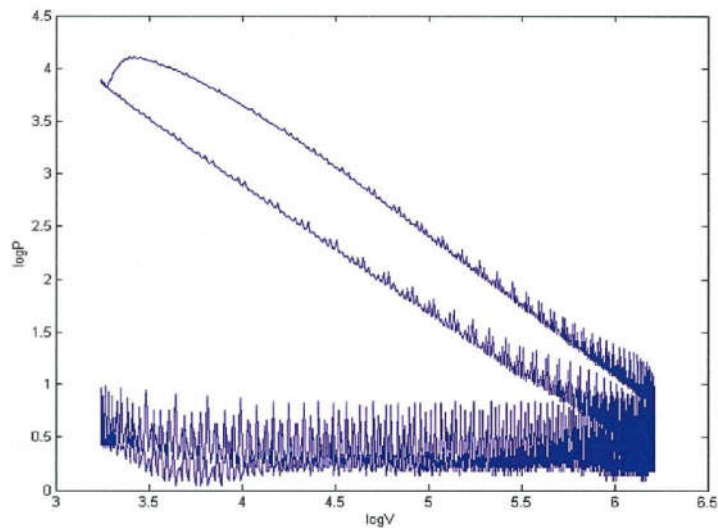


Σχήμα 3.2 Πίεση (bar) - Γωνία (degrees)

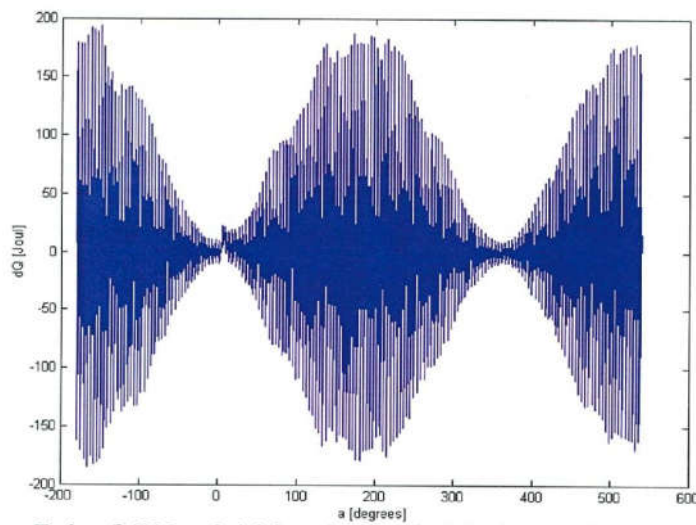
Όπως φαίνεται και από το σχήμα 3.2, είναι χαρακτηριστικός ο έντονος θόρυβος ο οποίος παρουσιάζεται στις μετρήσεις. Θόρυβος, ο οποίος οφείλεται στην κακή ποιότητα του σήματος που προέρχεται από τον αισθητή. Αυτό μπορεί να γίνει κατανοητό ακόμη καλύτερα, εάν επιχειρηθεί να σχεδιαστούν τα διαγράμματα πίεσης-όγκου, μεταβολής θερμότητας-γωνίας στροφάλου ή εκλυόμενης θερμότητας-γωνίας στροφάλου, όπως φαίνεται και παρακάτω.



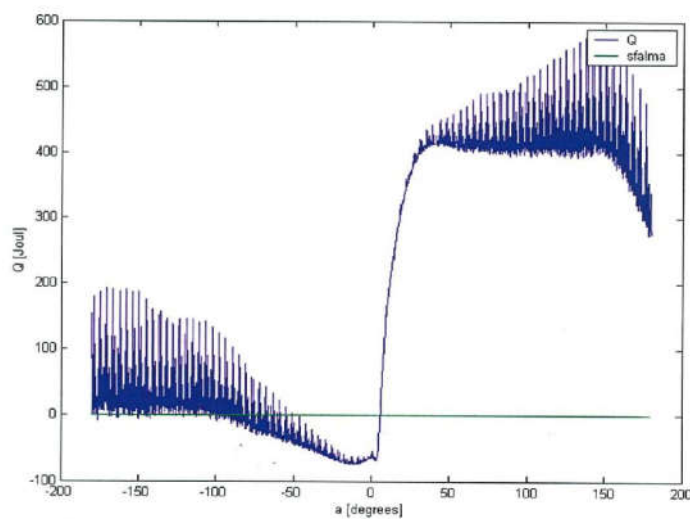
Σχήμα 3.3 Πίεση (bar) – Όγκος (cm^3)



Σχήμα 3.4 Λογαριθμικό διάγραμμα Πίεσης - Όγκου



Σχήμα 3.5 Μεταβολή θερμότητας (joule) – Γωνία (degrees)



Σχήμα 3.6 Εκλύομενη θερμότητα (joule) – Γωνία (degrees)

Όπως γίνεται κατανοητό λοιπόν, για να καταστεί δυνατή η εξαγωγή συμπερασμάτων από τα παραπάνω διαγράμματα, πρέπει να γίνει επεξεργασία του σήματος. Επομένως πριν τον περαιτέρω υπολογισμό διαφόρων μεγεθών, γίνεται φιλτράρισμα του σήματος, με τον τρόπο που περιγράφεται παρακάτω.

3.2 Φιλτράρισμα

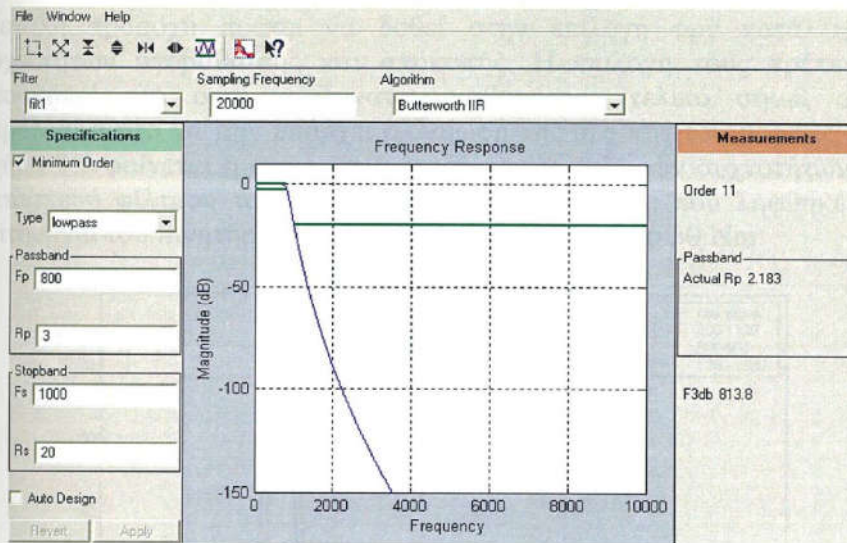
Δύο είναι οι μέθοδοι με τις οποίες μπορεί να γίνει επεξεργασία του σήματος. Η πρώτη μέθοδος είναι η κατασκευή φίλτρου μέσω του προγράμματος Matlab και κατόπιν η εφαρμογή του στο σήμα, ενώ η δεύτερη είναι η προσέγγιση της συνάρτησης του σήματος με ένα τμηματικό πολυώνυμο spline.

3.2.1 Δημιουργία φίλτρου

Το Matlab δίνει την δυνατότητα κατασκευής φίλτρου μέσω της εφαρμογής Signal Processing Toolbox. Έτσι λοιπόν είναι δυνατή η επιλογή του κατάλληλου φίλτρου και η εφαρμογή του στο σήμα. Οι δύο ομάδες φίλτρων που είναι διαθέσιμες, είναι τα φίλτρα IIR (Infinite-duration Impulse Response) και τα φίλτρα FIR (Finite-duration Impulse Response). Το φίλτρο που επιλέχθηκε στην προκειμένη περίπτωση, και μετά από πειραματισμό με όλες τις δυνατές επιλογές, είναι το Butterworth IIR φίλτρο.

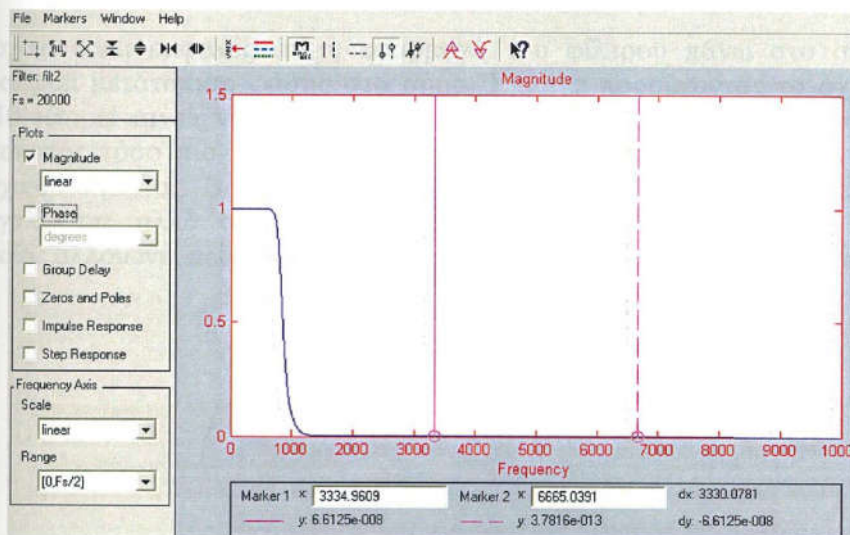
Το Butterworth είναι ένα απλό κατωδιαβατό φίλτρο (lowpass filter) το οποίο παρουσιάζει τις λιγότερες δυνατές παραμορφώσεις. Με τον όρο κατωδιαβατό, εννοείται ότι το φίλτρο επιτρέπει τη διέλευση μόνο των χαμηλών συχνοτήτων του σήματος.

Το φίλτρο αυτό, δίνει την δυνατότητα της αποκοπής των υψηλών συχνοτήτων, οι οποίες δημιουργούνται από τον θόρυβο της δειγματοληψίας. Βάσει του τρόπου κατασκευής του, θα πρέπει να δοθούν δύο συχνότητες. Η πρώτη είναι η συχνότητα από την οποία θα αρχίσει η υποβάθμιση του σήματος και η δεύτερη η συχνότητα αποκοπής, δηλαδή η μέγιστη συχνότητα πέρα της οποίας δεν θα επιτραπεί η διέλευση. Επίσης ένα ακόμη δεδομένο που θα πρέπει να δοθεί, είναι και η συχνότητα δειγματοληψίας. Ο τρόπος κατασκευής του φίλτρου φαίνεται στο σχήμα 3.7.



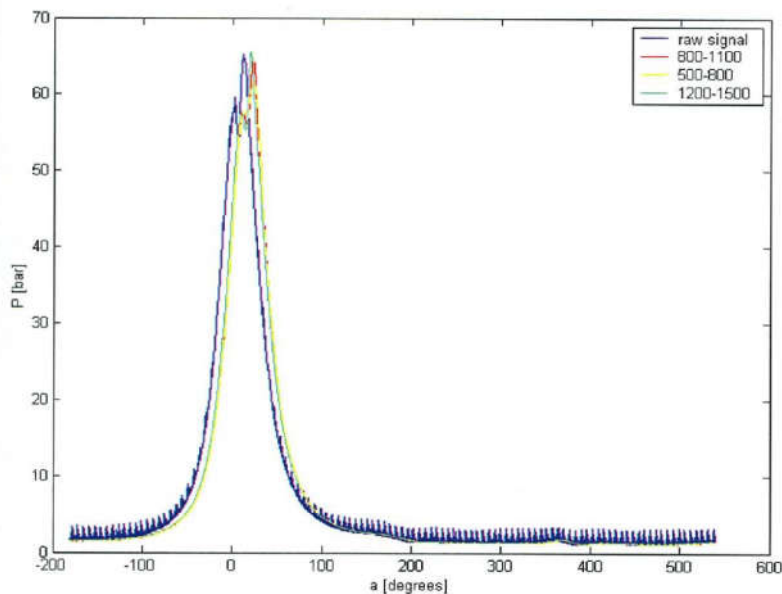
Σχήμα 3.7 Κατασκευή του φίλτρου Butterworth

Έτσι λοιπόν σε περίπτωση που γίνει επιλογή η συχνότητα από την οποία θα αρχίσει η υποβάθμιση του σήματος να είναι 800 Hz και η συχνότητα αποκοπής 1000 Hz, ενώ η συχνότητα δειγματοληψίας είναι 20 kHz, προκύπτει το φίλτρο του σχήματος 3.8. Όπως φαίνεται και από το σχήμα, το φίλτρο κρατάει τις συχνότητες από 0-800 Hz ανέπαφες, από τα 800-1000 Hz αρχίζει η υποβάθμιση, ενώ από τα 1000 Hz και πέρα, οι συχνότητες μηδενίζονται.



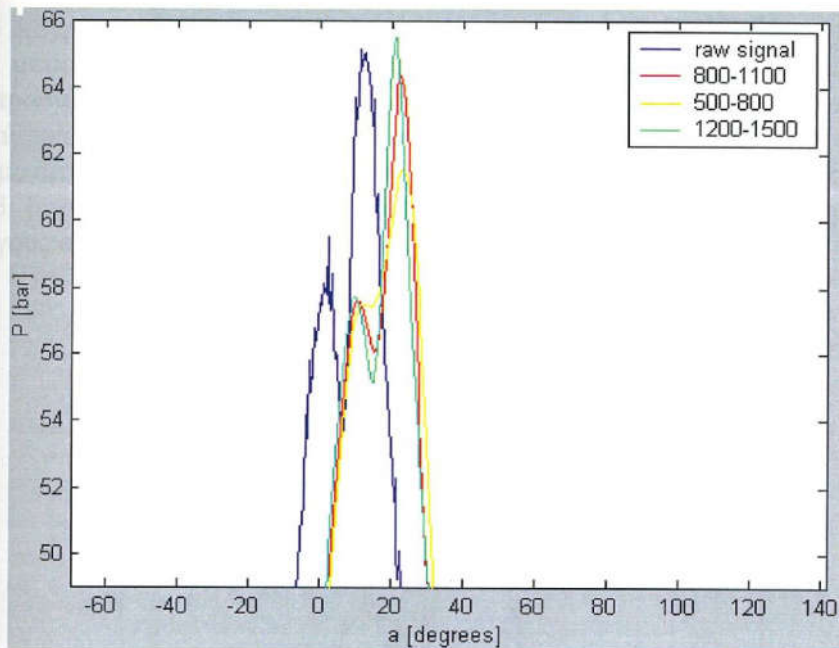
Σχήμα 3.8 Το φίλτρο Butterworth

Μεγάλη προσοχή πρέπει να δοθεί στην επιλογή των κατάλληλων συχνοτήτων υποβάθμισης και αποκοπής. Η επιλογή τους πρέπει να αποσκοπεί στο όσο το δυνατόν καθαρότερο τελικό σήμα, αλλά παράλληλα στο να μην υπάρχει αλλοίωση της αρχικής του μορφής. Στο σχήμα 3.9 φαίνεται η σύγκριση μεταξύ τριών επιλογών συχνοτήτων για κατασκευή φίλτρου το οποίο εφαρμόστηκε σε σήμα που λήφθηκε για λειτουργία του κινητήρα στις 1500 rpm και υπό φορτίο 50 Nm.



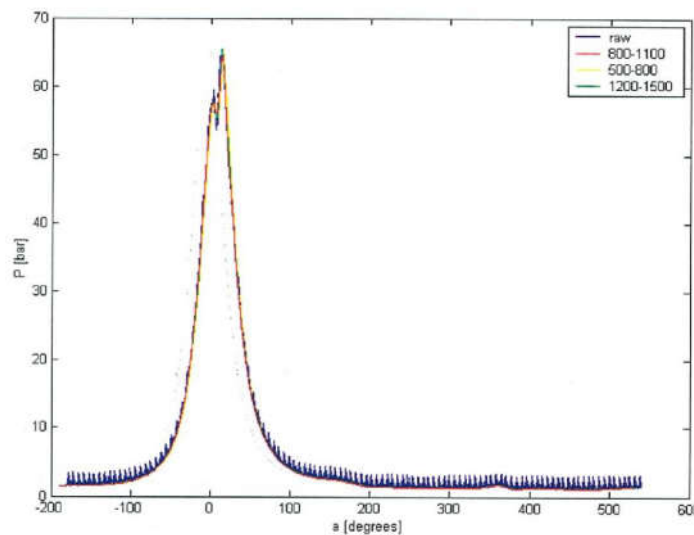
Σχήμα 3.9 Συγκριτικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα του αφιλτράριστου σήματος και φιλτραρισμένου για τρεις διαφορετικές συχνότητες αποκοπής

Αρχικά είναι εμφανές ότι η εφαρμογή του φίλτρου πάνω στο σήμα προκαλεί μετατόπιση φάσης στο σήμα. Επίσης, προσέχοντας το σχήμα 3.10, μπορεί κανείς να παρατηρήσει ότι όσο μικρότερη είναι η συχνότητα αποκοπής τόσο πιο πολύ απομακρυνόμαστε από την λεπτομέρεια του αρχικού σήματος. Βέβαια για υψηλότερες συχνότητες, η ακρίβεια είναι μεγαλύτερη, αλλά συνεχίζει να υπάρχει ο ανεπιθύμητος θόρυβος, ο οποίος αλλοιώνει περαιτέρω υπολογισμούς της εκλυόμενης θερμότητας.



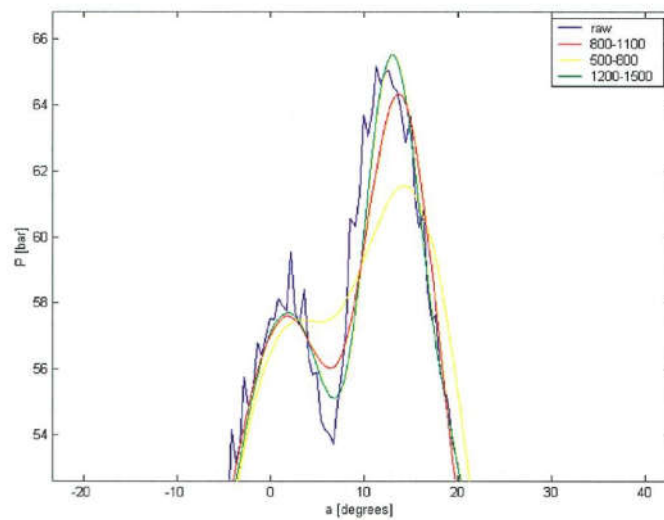
Σχήμα 3.10 Λεπτομέρεια του σχήματος 3.9

Το επόμενο βήμα είναι η αντιστάθμιση της μετατόπισης φάσης. Στο συγκεκριμένο σήμα, υπήρχε μετατόπιση κατά περίπου 9 μοίρες. Μετά από αυτή τη μετατόπιση, το αποτέλεσμα φαίνεται στο διάγραμμα 3.11.

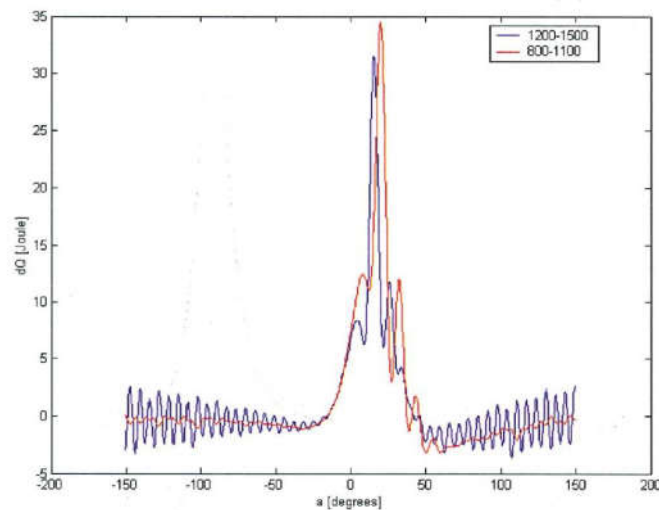


Σχήμα 3.11 Συγκριτικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα του αφιτράριστου σήματος και φιλτραρισμένου για τρεις διαφορετικές συχνότητες αποκοπής, μετά την μετατόπιση της φάσης

Στο διάγραμμα 3.12, μπορεί να φανεί πιο καθαρά το αποτέλεσμα αυτής της μετατόπισης. Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, παρόλο που το φιλτραρισμένο σήμα με συχνότητες 1200 και 1500 Hz, προσομοιώνει καλύτερα το αρχικό, περαιτέρω διαγράμματα της μεταβολής εκλυόμενης θερμότητας παρουσιάζουν υψηλό θόρυβο, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.13. Επομένως η σωστότερη επιλογή, είναι η επιλογή ενός ενδιάμεσου ζεύγους συχνοτήτων.



Σχήμα 3.12 Λεπτομέρεια του σχήματος 3.11



Σχήμα 3.13 Διάγραμμα μεταβολής εκλυόμενης θερμότητας για δύο διαφορετικές συχνότητες αποκοπής



3.2.2 Μέθοδος Spline

Κατά την τοπική προσέγγιση μίας ομαλής συνάρτησης, ως προσεγγιστικές συναρτήσεις, χρησιμοποιούνται πολώνυμα. Για παράδειγμα, οι σειρές Taylor

$$\sum_{i=0}^n (x-a)^i D^i f(a) / i! \quad (1)$$

όπου D^i , υποδηλώνει την i παράγωγο της $f(a)$, παρέχουν μία ικανοποιητική προσέγγιση για την $f(x)$, εάν η f είναι επαρκώς ομαλή και το x είναι ικανοποιητικά κοντά στο a .

Όμως εάν μία συνάρτηση πρέπει να προσεγγιστεί σε ένα μεγαλύτερο διάστημα, ο βαθμός n , του προσεγγιστικού πολωνύμου, υπάρχει περίπτωση να χρειαστεί να επιλεγθεί έτσι, ώστε να είναι τόσο μεγάλος ώστε να βρίσκεται σε μη αποδεκτά επίπεδα. Ως εναλλακτική λύση, υπάρχει η υποδιαίρεση του διαστήματος $[a..b]$ που προσεγγίζεται σε ικανοποιητικά μικρά διαστήματα $[\xi_j.. \xi_{j+1}]$ με $a=\xi_1 < \dots < \xi_{j+1}=b$, ώστε σε κάθε τέτοιο διάστημα, ένα πολώνυμο p_j ενός σχετικά χαμηλού βαθμού να μπορεί να παρέχει μία καλή προσέγγιση της f .

Αυτό μπορεί να γίνει με τέτοιο τρόπο ώστε τα κομμάτια του πολωνύμου να συνδυάζονται ομαλά, ώστε η σύνθετη συνάρτηση $s(x)=p_j(x)$ για $x \in [\xi_j.. \xi_{j+1}]$ να έχει πολλές συνεχείς παραγώγους. Κάθε τέτοια ομαλή πολυωνυμική συνάρτηση με ξεχωριστά βήματα ονομάζεται spline.

Επομένως spline συνάρτηση, είναι μία συνάρτηση αποτελούμενη από πολυωνυμικά κομμάτια σε υποδιαστήματα, συνδεδεμένα μεταξύ τους με ορισμένες συνθήκες ομαλότητας (συνέχειας).

Έτσι spline βαθμού n ως προς ένα σύνολο σημείων $T=\{t_1, t_2, \dots, t_{k+1}\}$ είναι ένα τμηματικό πολώνυμο βαθμού n , με $(n-1)$ συνεχείς παραγώγους στα εσωτερικά σημεία $\{t_i\}_2^k$. Τα σημεία του συνόλου T λέγονται "κόμβοι" των splines.

Υπάρχουν δύο συνήθεις τρόποι για να αναπαρασταθεί μία spline, η rrforn και η B-form.

Στην προκειμένη περίπτωση, επιλέχθηκε μία B-form spline, η οποία κάνει προσέγγιση ελαχίστων τετραγώνων.

Η συγκεκριμένη διαδικασία που ακολουθείται στο πρόγραμμα Matlab, οδηγεί στη δημιουργία μίας spline f , βαθμού k , με πλήθος κόμβων ίσο με knots , για την οποία

$$y(:,j)=f(x(j)), \quad \forall j \quad (2)$$

πράγμα που σημαίνει ότι το άθροισμα

$$\sum_j w_j * \text{norm}(y(:,j)-f(x(j)))^2$$

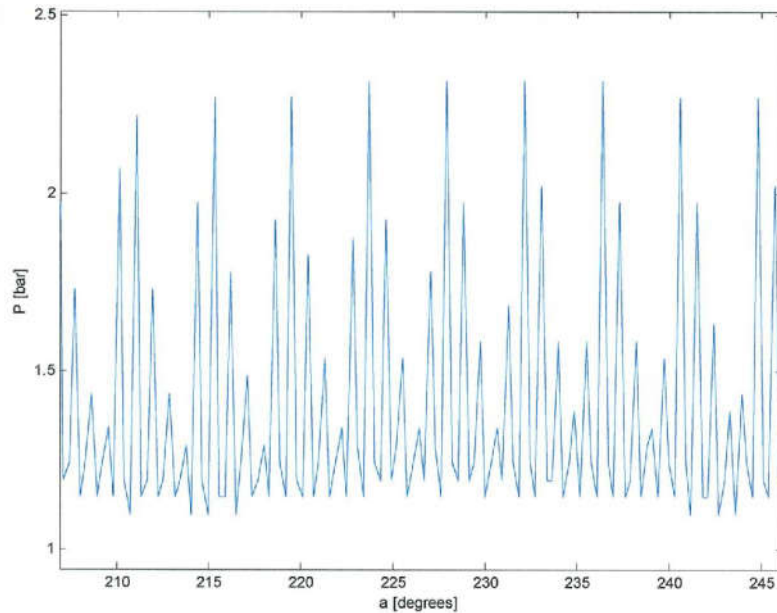
ελαχιστοποιείται όταν χρησιμοποιούνται τα προκαθορισμένα βάρη (w_j) που είναι ίσα με 1.

Εάν τα σημεία x ικανοποιούν τις συνθήκες

$$\begin{aligned} \text{knots}(j) < x(j) < \text{knots}(j+k) \\ j=1, \dots, \text{length}(x) = \text{length}(\text{knots}) - k \end{aligned} \quad (3)$$

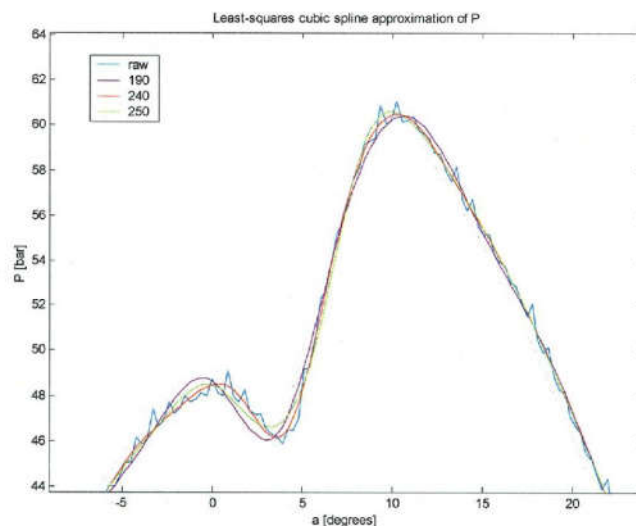
τότε υπάρχει μία μοναδική spline (του δοθέντος βαθμού και αριθμού knots) που ικανοποιεί απόλυτα την (2). Δεν μπορεί να δημιουργηθεί καμία spline εκτός και αν ικανοποιείται η (3) για κάποιο υποσύνολο του x .

Έτσι λοιπόν για την εφαρμογή της προσεγγιστικής μεθόδου spline, όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, απαιτείται ο καθορισμός δύο παραμέτρων. Ο πρώτος προσδιορισμός έχει να κάνει με τον βαθμό της spline. Θεωρήθηκε ικανοποιητική η χρήση τετάρτου βαθμού, οπότε και η spline που προκύπτει είναι η γνωστή cubic spline. Στη συνέχεια αναγκαίος είναι ο προσδιορισμός του πλήθους των κόμβων. Η διαδικασία με την οποία γίνεται η επιλογή του αριθμού αυτού εξαρτάται άμεσα από τη μορφή του ίδιου του σήματος. Έτσι λοιπόν ανάλογα με την μέγιστη περιοδικότητα του θορύβου καταλήγουμε κάθε φορά σε διαφορετικό πλήθος. Για παράδειγμα όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.14 για το οποίο η περιοδικότητα είναι γύρω στις $4,5^\circ$, χρησιμοποιώντας το τύπο $(720^\circ / \text{περιοδικότητα}) + 50\%$ (το ποσοστό ποικίλει περίπου από 25-55%) καταλήγουμε στον αριθμό 240 για το πλήθος των κόμβων, που έχει αρκετά ικανοποιητικά αποτελέσματα.



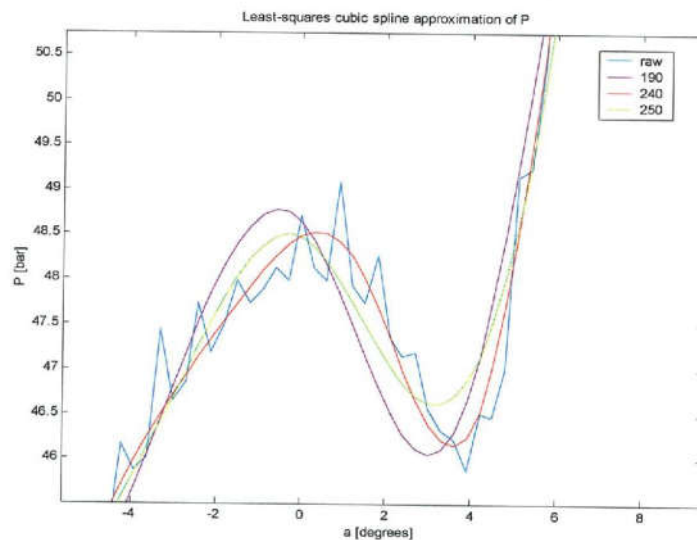
Σχήμα 3.14 Περιοδικότητα του θορύβου στο σήμα

Αφού λοιπόν γίνει ο προσδιορισμός του αριθμού γύρω από τον οποίο θα κυμαίνεται το πλήθος των κόμβων, πλέον είναι απαραίτητος ο πειραματισμός. Στο σχήμα 3.15, φαίνεται το συγκριτικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα μεταξύ του αφιλτράριστου σήματος και φιλτραρισμένου με την χρήση τριών αριθμών κόμβων (190,240,250).



Σχήμα 3.15 Συγκριτικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα για τρεις

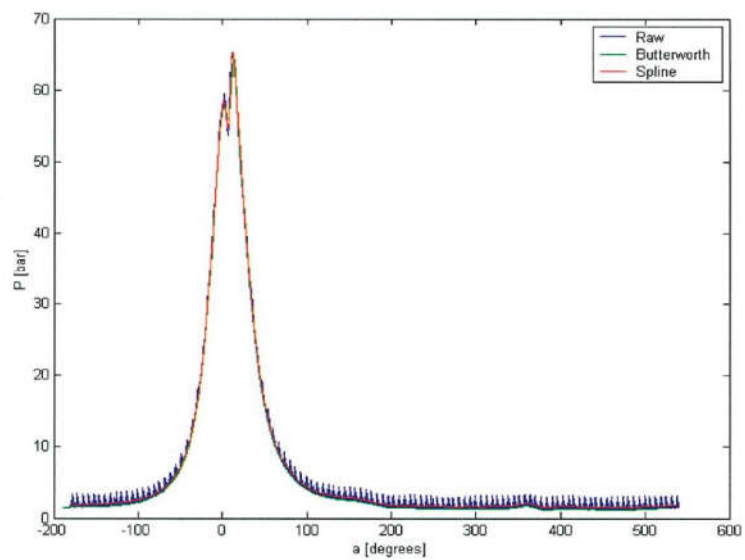
Όπως γίνεται φανερό και από το σχήμα 3.16, η καμπύλη που αντικατοπτρίζει με καλύτερο τρόπο το αρχικό σήμα, είναι η καμπύλη που προκύπτει για 240 κόμβους, οπότε και αυτή επιλέγεται.



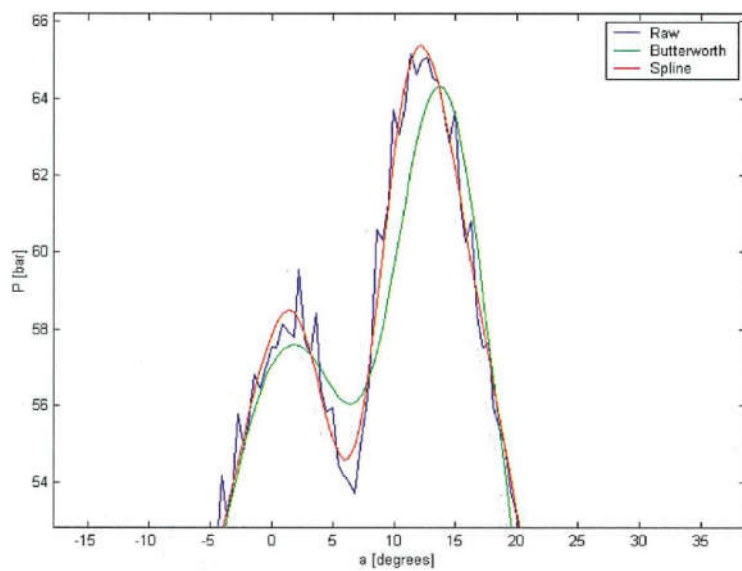
Σχήμα 3.16 Λεπτομέρεια του σχήματος 3.15

3.2.3 Τελική επιλογή

Όπως γίνεται εμφανές και στα σχήματα 3.17 και 3.18, η επιλογή που καθίσταται προτιμότερη για το φιλτράρισμα του σήματος είναι η μέθοδος spline. Η μέθοδος αυτή, αφενός παρέχει καλύτερη προσέγγιση του αρχικού σήματος και αφετέρου δεν παρουσιάζει μετατόπιση φάσης, η οποία δημιουργείται κατά το φιλτράρισμα του σήματος με το φίλτρο Butterworth. Παρόλο που η μετατόπιση φάσης μπορεί να ξεπεραστεί, το βασικό πρόβλημα παραμένει ότι με την χρήση του φίλτρου Butterworth, προκειμένου να έχουμε καλή προσέγγιση του σήματος, εμφανίζεται θόρυβος κατά τον υπολογισμό άλλων παραμέτρων, όπως η εκλυόμενη θερμότητα. Επομένως για την επεξεργασία του σήματος επιλέγεται η προσεγγιστική μέθοδος Spline.



Σχήμα 3.17 Συγκριτικό διάγραμμα εφαρμογής του φίλτρου Butterworth και της μεθόδου Spline



Σχήμα 3.18 Λεπτομέρεια του σχήματος 3.17

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4^ο

ΜΕΤΡΗΣΕΙΣ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Μετά την επεξεργασία του σήματος και την ομαλοποίησή του, μπορεί πλέον να γίνει περαιτέρω ανάλυση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και να αποκτηθούν επιπλέον στοιχεία που αφορούν τη λειτουργία του κινητήρα. Για να γίνει κάτι τέτοιο όμως, είναι απαραίτητη η ύπαρξη ενός θεωρητικού υπόβαθρου, το οποίο παρουσιάζεται στο παρακάτω κεφάλαιο.

4.1 Θεωρητικό υπόβαθρο

Είναι γνωστό από τη θερμοδυναμική πως η γνώση δυο εκ των βασικών θερμοδυναμικών μεγεθών -πίεση, θερμοκρασία, όγκος- είναι αναγκαία για τον υπολογισμό οποιουδήποτε άλλου μεγέθους που σχετίζεται με τον κύκλο λειτουργίας μιας θερμικής μηχανής. Στη συγκεκριμένη εφαρμογή η καταγραφή της πίεσης γίνεται ηλεκτρονικά ενώ ο όγκος πρέπει να υπολογιστεί βάσει της ένδειξης του ΑΝΣ.

Γνωρίζοντας ποια σημεία της μέτρησης αντιστοιχούν στο ΑΝΣ αυτομάτως είναι γνωστή και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Διαιρώντας τα σημεία ανάμεσα σε δύο ενδείξεις του ΑΝΣ με 360 λαμβάνουμε την τιμή της γωνίας στροφάλου σε μοίρες για κάθε καταγραφή της πίεσης που πραγματοποιήθηκε. Ο υπολογισμός ακολούθως του όγκου όταν είναι γνωστή η τιμή της γωνίας στροφάλου αλλά και τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κυλίνδρου γίνεται μέσω του τύπου:

$$V = V_c + V_c \cdot \frac{1}{2} \cdot (r_c - 1) \cdot \left(R + 1 - \cos \theta - \sqrt{(R^2 - \sin^2 \theta)} \right) \quad (1)$$

Στη σχέση (1) με V_c συμβολίζεται ο νεκρός όγκος του κυλίνδρου, με R ο λόγος του μήκους του διωστήρα προς την ακτίνα του στροφάλου και με r_c ο λόγος συμπίεσης του κινητήρα, ενώ με θ συμβολίζεται η γωνία στροφάλου σε κάθε θέση. Είναι φανερό πως γνωρίζοντας τα 4 παραπάνω στοιχεία για κάθε σημείο της μέτρησης υπολογίζεται ο όγκος του κυλίνδρου.

Η πίεση μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον υπολογισμό του έργου που αποδίδεται στο έμβολο από τα καυσαέρια κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Σε διάγραμμα πίεσης-όγκου το έργο αυτό ισούται με την επιφάνεια που περικλείεται από την καμπύλη και αποτελεί το ενδεικνύμενο έργο W_i . Το ενδεικνύμενο έργο που αποδίδεται ανά κύκλο μπορεί να υπολογιστεί από το ολοκλήρωμα:

$$W_i = \oint p \cdot dV$$

Σε τετράχρονους κινητήρες συναντούμε το καθαρό ενδεικνύμενο έργο το οποίο είναι το έργο που αποδίδεται στο έμβολο στο σύνολο του κύκλου λειτουργίας και το μεικτό ενδεικνύμενο έργο το οποίο είναι το έργο που αποδίδεται μόνο κατά τις φάσεις συμπίεσης και εκτόνωσης. Έτσι το ενδεικνύμενο έργο υπολογίζεται με βάση τον τύπο:

$$W = \sum_{i=1}^n \left(\frac{P(i) + P(i+1)}{2} \right) \cdot (V(i+1) - V(i)) \quad (2)$$

Το καθαρό ενδεικνύμενο έργο στη προκειμένη περίπτωση υπολογίζεται για δύο πραγματικούς κύκλους του κινητήρα. Με τη χρήση του τύπου (2) αλλά για διαφορετικά όρια (αρχή και τέλος κάθε μεμονωμένου κύκλου) υπολογίζεται το έργο του κύκλου αναπνοής W_p αλλά και του κύκλου καύσης ξεχωριστά W_i (μεικτό ενδεικνύμενο). Τελικά ισχύει

$$W_{net} = W_p + W_i$$

με το W_p να είναι αρνητικό αφού στο κύκλο αναπνοής ο κινητήρας απορροφά έργο.

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση (IMEP) αποτελεί ένα πολύ σημαντικό για τη λειτουργία του κινητήρα μέγεθος, το οποίο χρησιμοποιείται εκτενώς στο σχεδιασμό και την ανάπτυξη κινητήρων. Η IMEP μπορεί να υπολογιστεί βάση της σχέσης:

$$imep = \frac{W_i}{V_d} \quad (3)$$

Στη σχέση αυτή το W_i αντιπροσωπεύει το ενδεικνύμενο έργο (κύκλου καύσης) ενώ το V_d εκφράζει τον όγκο εμβολισμού. Εκτός βέβαια από την

imer πολλές φορές ενδιαφέρον παρουσιάζει και ο υπολογισμός της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης κατά τον κύκλο αναπνοής p_{med} .

Έτσι ισχύει:

$$p_{med} = \frac{W_p}{V_d}, \quad (4)$$

Πέρα από τις ενδεικνύμενες πιέσεις μέσω του μηχανικού έργου που παραλαμβάνεται από το έμβολο καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός της πραγματικής ροπής του κινητήρα για δεδομένες στροφές. Υπολογίζοντας συνεπώς το παραγόμενο έργο σε κάθε δευτερόλεπτο λειτουργίας του κινητήρα –πολλαπλασιασμένο επί τον αριθμό των κυλίνδρων– λαμβάνουμε την τιμή της αποδιδόμενης ισχύος P .

$$P = \frac{W_{net} \cdot nc}{t} \quad (5)$$

Στη σχέση (5) με nc συμβολίζεται ο αριθμός των κυλίνδρων ενώ με t ο χρόνος σε δευτερόλεπτα κατά τον οποίο παράχθηκε το έργο W_i το οποίο υπολογίζεται βάσει της (2). Η ταχύτητα του κινητήρα στο χρονικό διάστημα t υπολογίζεται εύκολα από τον αριθμό των κύκλων για τους οποίους έγινε ο υπολογισμός του W_i . Αν στον τύπο (5) αντικαταστήσουμε το W_{net} με το ενδεικνύμενο έργο W_i λαμβάνουμε την ενδεικνύμενη ισχύ (P_i) του κινητήρα. Τέλος μέσω της σχέσης (6) η οποία συνδέει την περιστροφική ταχύτητα N του κινητήρα με τη ροπή T και την ισχύ P μπορούμε να υπολογίσουμε την ροπή του κινητήρα.

$$T(N \cdot m) = \frac{P(Watt)}{2\pi \cdot N(rev/sec)} \quad (6)$$

Το ενδεικνύμενο έργο W_i όπως αναφέρθηκε, εκφράζει το έργο που αποδίδεται από τη γόμωση στο έμβολο και το αντίθετο (παράσυρση). Την ίδια στιγμή το έργο αναπνοής W_p ισοδυναμεί με το αναγκαίο έργο για την εναλλαγή των αερίων εντός του κυλίνδρου. Το καθαρό ενδεικνύμενο έργο συνεπώς το οποίο ισούται με το άθροισμα των δυο είναι τελικά αυτό το οποίο παραλαμβάνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια δυο κύκλων λειτουργίας. Θα περίμενε κανείς πως αυτό ισούται με το ωφέλιμο έργο δηλαδή το έργο που παράγεται στην πέδη. Στη πράξη

όμως αποδεικνύεται μεγαλύτερο αφού μεταξύ εμβόλου και πέδης υφίστανται απώλειες λόγω τριβών, ενώ κομμάτι της παραγόμενης ενέργειας χρησιμοποιείται και για την λειτουργία των λοιπών μερών του κινητήρα.

Ισχύει επομένως η σχέση:

$$W_b = W_i + W_p + W_f \quad (7)$$

Όπου με W_b συμβολίζεται το έργο που απορροφά η πέδη και με W_f το έργο μηχανικών απωλειών. Προφανώς η παραπάνω σχέση λαμβανόμενη ως προς τη μονάδα του χρόνου ανάγεται σε σχέση ισχύων ενώ παράλληλα οδηγεί και στην ανάλογη σχέση πιέσεων.

$$b_{mep} = i_{mep} + p_{mep} + f_{mep}$$

Όπου ως b_{mep} (break mean effective pressure) ορίζεται η μέση ενδεικνύμενη πίεση που αντιστοιχεί στο έργο της πέδης και ως f_{mep} ορίζεται η μέση ενδεικνύμενη πίεση που αντιστοιχεί στο έργο μηχανικών απωλειών. Χρησιμοποιώντας την καθαρή (net) μέση ενδεικνύμενη πίεση η σχέση μετασχηματίζεται ως εξής:

$$b_{mep} = n_{mep} + f_{mep}$$

Εδώ πρέπει να δοθεί προσοχή διότι πλέον η n_{mep} αναφέρεται σε δύο πραγματικούς κύκλους του κινητήρα (4χρονος).

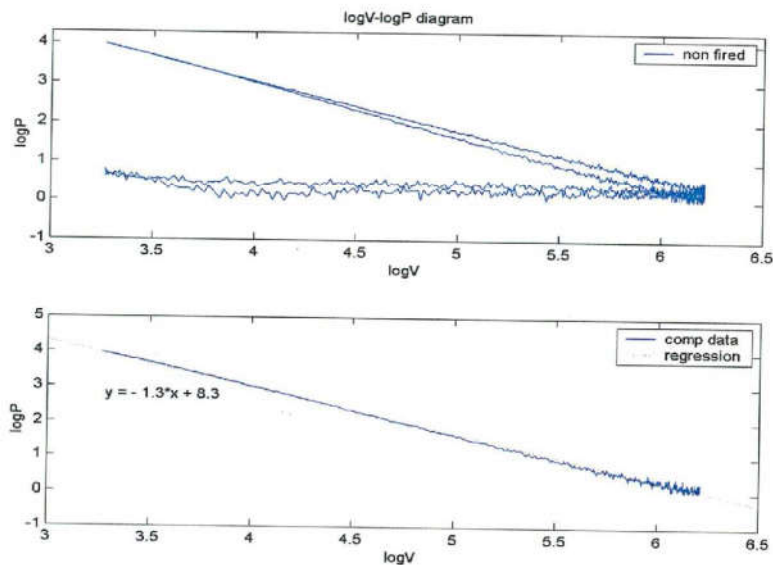
Σύμφωνα με τη θεωρία η φάση της συμπίεσης και της εκτόνωσης μπορούν με ακρίβεια να θεωρηθούν ως πολυτροπικές. Η εξίσωση η οποία περιγράφει τις πολυτροπικές αυτές διεργασίες είναι η εξής:

$$P \cdot V^n = const \quad (8)$$

όπου P είναι η πίεση, V ο όγκος και n ο πολυτροπικός εκθέτης ο οποίος έχει τιμή ίση με 1,3. Κριτήριο της ποιότητας των μετρήσεων και της λειτουργίας του κινητήρα είναι η απόκλιση του πολυτροπικού εκθέτη από την τιμή 1,3 κατά τις φάσεις συμπίεσης και εκτόνωσης. Αν λογαριθμίσουμε τη σχέση (8) καταλήγουμε στην σχέση:

$$\ln(P) = -n \cdot \ln(V) + c \quad (9)$$

Αν συνεπώς γίνει παράσταση του διαγράμματος P-V σε λογαριθμικούς άξονες η συμπίεση και η εκτόνωση πρέπει να σχηματίζουν ευθείες με κλίση -1,3 (βλέπε σχήμα 4.1).



Σχήμα 4.1 Λογαριθμικό P-V διάγραμμα και προσέγγιση καμπύλης συμπίεσης

Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο 1.2.1, σε κινητήρες diesel απευθείας έγχυσης όπως ο VW, η καύση εξελίσσεται σε τρία διακριτά στάδια καθ' όλη τη διάρκειά της. Στο πρώτο στάδιο ο ρυθμός της καύσης είναι πολύ υψηλός και συνοδεύεται από μεγάλη αύξηση της πίεσης εντός του κυλίνδρου. Το δεύτερο στάδιο ανταποκρίνεται σε μια περίοδο σταδιακής μείωσης του ρυθμού έκλυσης θερμότητας η οποία μπορεί να συνοδεύεται στην αρχή της από την εμφάνιση ενός τοπικού μεγίστου. Αυτή αποτελεί και την κυρίως φάση της καύσης η οποία διαρκεί περίπου 40° . Συνήθως στα δυο πρώτα στάδια εκλύεται το 80% της συνολικής ενέργειας της καύσης. Το τρίτο στάδιο ανταποκρίνεται σε ένα μικρό αλλά διακριτό ρυθμό έκλυσης θερμότητας ο οποίος ολοκληρώνει την φάση της καύσης και κατά τον οποίο εκλύεται και το υπόλοιπο 20% της συνολικής ενέργειας.

Για τον υπολογισμό της εκλυόμενης θερμότητας συναρτήσει του όγκου και της πίεσης σε κάθε σημείο του κύκλου κινητήρων diesel απευθείας έγχυσης προτείνεται ο παρακάτω τύπος:

$$dQ = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot P \cdot dV + \frac{1}{\gamma - 1} \cdot V \cdot dP \quad (10)$$

Στη σχέση αυτή γίνεται η παραδοχή πως το περιεχόμενο του κυλίνδρου έχει ιδιότητες αέρα. Ο συντελεστής γ ισούται με το πηλίκο C_p/C_v και για τους κινητήρες diesel λαμβάνει τιμές από 1,3 έως 1,35. Μπορεί να χρησιμοποιηθεί με ικανοποιητική ακρίβεια μία τιμή του γ . Σε περιπτώσεις εντούτοις κατά τις οποίες επιθυμείται μέγιστη ακρίβεια το γ πρέπει να διαφοροποιείται από 1,265 έως 1,35 κατά την εξέλιξη της καύσης με τις υψηλότερες τιμές να εμφανίζονται στα τελικά στάδιά της.

Μεγάλο ενδιαφέρον σε ότι αφορά το ρυθμό έκλυσης θερμότητας παρουσιάζει το αθροιστικό διάγραμμα στο οποίο παρουσιάζεται η συνολική θερμότητα που έχει εκλυθεί κάθε στιγμή κατά τη διάρκεια της καύσης.

4.2 Περιγραφή του προγράμματος

Όλες οι θεωρητικές σχέσεις και βάσεις που αναφέρθηκαν παραπάνω, χρησιμοποιήθηκαν στο πρόγραμμα που κατασκευάστηκε με σκοπό την επεξεργασία και ανάλυση των δεδομένων που προέκυψαν από τις εργαστηριακές μετρήσεις. Σκοπός αυτού του κεφαλαίου είναι η περιγραφή του προγράμματος και της εφαρμογής της θεωρίας, έτσι ώστε να γίνει κατανοητός ο τρόπος λειτουργίας τους σε άτομα που μελλοντικά θα θελήσουν να χρησιμοποιήσουν αυτό το πρόγραμμα και πιθανόν να τροποποιήσουν και να βελτιώσουν.

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, η δημιουργία του αλγορίθμου έγινε με τη βοήθεια του εργαλείου προγραμματισμού Matlab. Η βασική φιλοσοφία του εργαλείου αυτού είναι η χρήση πινάκων για την πραγματοποίηση οποιουδήποτε υπολογισμού. Παράλληλα στη βιβλιοθήκη του, είναι διαθέσιμη μία πλειάδα έτοιμων υπορουτίνων και αλγορίθμων που αποδείχτηκαν αρκετά χρήσιμοι.

Για την ευκολότερη κατατόπιση είναι απαραίτητη μία γενική χαρτογράφηση του προγράμματος. Γενικά έγινε η προσπάθεια το πρόγραμμα να χωριστεί σε ανεξάρτητα, όσο το δυνατόν περισσότερα, τμήματα, με σκοπό την εύκολη πρόσβαση και παρέμβαση. Τα επιμέρους στάδια φαίνονται παρακάτω:

- Προετοιμασία σήματος
- Υπολογισμός κύκλων λειτουργίας και ανεύρεση νεκρών σημείων
- Πληροφορίες για τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και του σήματος
- Φιλτράρισμα σήματος με cubic spline
- Υπολογισμός διάφορων τιμών
- Έναρξη και τερματισμός καύσης
- Γραφική παρουσίαση αποτελεσμάτων

Στη προετοιμασία του σήματος γίνεται ο απαραίτητος καθαρισμός των περιττών τιμών που βρίσκονται στην αρχή και στο τέλος του σήματος. Έτσι απομένει ένα σήμα το οποίο ξεκινά και καταλήγει σε ANΣ. Στη συνέχεια γίνεται η απαραίτητη μετατροπή των volt του πιεζοκρυστάλλου σε πίεση [bar] με τον τρόπο που προαναφέρθηκε στη παράγραφο 3.1.1.

Επειδή όμως δεν γνωρίζουμε εάν το σήμα ξεκινάει με κύκλο εκτόνωσης ή κύκλο εξαγωγής, ακολουθεί ένας έλεγχος. Έτσι αν η πίεση στο ANΣ είναι υψηλή, σημαίνει ότι έχει ξεκινήσει η καύση του μίγματος και επομένως ότι βρισκόμαστε στο στάδιο έναρξης της εκτόνωσης. Αντιθέτως, αν η πίεση είναι χαμηλή αυτό σημαίνει ότι βρισκόμαστε στη περίπτωση της εισαγωγής του αέρα. Επομένως, ανάλογα με την περίπτωση το πρόγραμμα κρατάει ένα σήμα από το δεύτερο ANΣ έως το πέμπτο ή από το πρώτο έως το τέταρτο, αντίστοιχα. Αυτό γίνεται έτσι ώστε σε κάθε περίπτωση να απομένει ένα σήμα το οποίο ξεκινά από τη διαδικασία της εισαγωγής και τελειώνει με τη περάτωση της διαδικασίας της εξαγωγής.

Ακολουθεί ο εντοπισμός των κάτω νεκρών σημείων σε αυτό το σήμα. Γίνεται η υπόθεση ότι, στη διάρκεια μίας περιστροφής, η ταχύτητα παραμένει σταθερή. Αυτό σημαίνει ότι διαιρώντας, δια δύο, το πλήθος των τιμών από ANΣ σε ANΣ, εντοπίζουμε το ΚΝΣ μεταξύ τους (υπάρχει και ο ανάλογος έλεγχος για το αν το πλήθος είναι άρτιος ή περιττός αριθμός). Έτσι βρίσκονται όλα τα ΚΝΣ και στη συνέχεια απομονώνεται ένα σήμα για δύο μόνο κύκλους λειτουργίας του κινητήρα (συμπίεση – εκτόνωση – εξαγωγή – εισαγωγή), για το οποίο επαναπροσδιορίζονται τα νεκρά σημεία.

Σε αυτό το σημείο είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι, επειδή η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα δεν είναι απόλυτα σταθερή, παρατηρείται το φαινόμενο οι τιμές των μετρήσεων, από τη στιγμή που η δειγματοληψία γίνεται με σταθερή συχνότητα, να μην είναι ίδιες για κάθε περιστροφή. Έτσι για κάθε μέτρηση δεν αντιστοιχεί πάντα και η ίδια μεταβολή γωνίας

στροφάλου. Γι' αυτό το λόγο έγινε ο υπολογισμός της μεταβολής της γωνίας, ανεξάρτητα για κάθε διεργασία (κάθε έναν από τους τέσσερις χρόνους-180°), έτσι ώστε να περιοριστεί (με ικανοποιητική ακρίβεια) το πρόβλημα αυτό και να εμφανίζονται τα νεκρά σημεία ακριβώς στις αντίστοιχες μοίρες.

Το πρόγραμμα χρησιμοποιήθηκε για την ανάλυση των σημάτων που προέκυψαν από τις μετρήσεις του συγκεκριμένου κινητήρα που αναφέρθηκε παραπάνω. Επομένως στη διάθεση του προγράμματος υπάρχει μία βάση δεδομένων για τα χαρακτηριστικά του, όπως διαστάσεις, ένας μικρός χάρτης κατανάλωσης καυσίμου (ολοκληρωμένη μορφή του οποίου βρίσκεται στο Παράρτημα Β) κ.α. Ωστόσο, δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη, να επιλέξει αν θέλει να χρησιμοποιήσει τα δεδομένα αυτά ή δώσει τα δικά του για κάποιον άλλο κινητήρα.

Ένα από τα σημαντικά κομμάτια του προγράμματος είναι και αυτό του φιλτραρίσματος που γίνεται με τον τρόπο που αναφέρεται στη παράγραφο 3.2.2. Στα πλαίσια αυτής της εργασίας έγινε ενδεικτικά η επεξεργασία κάποιων συγκεκριμένων σημάτων. Για τα σήματα αυτά υπάρχει στη διάθεση του προγράμματος ένας μικρός πίνακας με προτάσεις και οδηγίες, που μπορεί να χρησιμοποιήσει ο χρήστης, για ορισμένες ρυθμίσεις (αριθμός knots για τη μέθοδο cubic spline) ώστε το φιλτράρισμα των σημάτων να γίνει με το καλύτερο δυνατό τρόπο. Στις καθοδηγητικές πληροφορίες αυτές καταλήξαμε μετά από τη διεξαγωγή κάποιων πειραματισμών.

Μετά από όλες αυτές τις προετοιμασίες του σήματος ακολουθεί ο υπολογισμός ορισμένων από των πιο σημαντικών μεγεθών. Έτσι, με χρήση του θεωρητικού υπόβαθρου που αναφέρεται στο Κεφάλαιο 4.1, υπολογίζονται η μεταβολή του όγκου για κάθε σημείο, τα παραγόμενα έργα (συμπίεσης, εκτόνωσης, εξαγωγής, εισαγωγής, καθαρό έργο κινητήρα, πέδησης και απωλειών), οι ροπές, οι μέσες ενδεικνύμενες πιέσεις, ο πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, η εκλυόμενη θερμότητα και ο θερμικός βαθμός απόδοσης.

Πιο συγκεκριμένα για τον υπολογισμό του πολυτροπικού εκθέτη συμπίεσης, που έχει κάποια ιδιαιτερότητα σε σχέση με τους υπόλοιπους υπολογισμούς, χρησιμοποιήθηκε η υπορουτίνα του Matlab με τη μέθοδο της ευθείας ελαχίστων τετραγώνων. Επειδή στο λογαριθμικά διάγραμμα πίεσης – όγκου, για τη διεργασία της συμπίεσης, η καμπύλη δεν είναι απολύτως ευθεία, χρησιμοποιήθηκε η προαναφερθείσα υπορουτίνα ώστε να βρεθεί μία ευθεία, που θα προσεγγίζει με το καλύτερο δυνατό τρόπο την καμπύλη (κόπηκαν πάλι κάποιες τιμές με θόρυβο από την αρχή και

στο τέλος), η κλίση της οποίας θα πλησιάζει ικανοποιητικά την τιμή του πολυτροπικού εκθέτη.

Οι υπολογισμοί συνεχίζονται για το πρόγραμμα, με την ανάπτυξη του τύπου (10) για το ρυθμό έκλυσης θερμότητας, όπως αυτός αναλύεται στη Παράγραφο 4.1. Παράλληλα η μορφή του διαγράμματος που προκύπτει από τη σχέση αυτή εμφανίζεται στο Σχήμα 4.5 της Παραγράφου 4.3. Ουσιαστικά το διάγραμμα αυτό δίνει μία καλή εικόνα για τα σημεία όπου πραγματοποιείται η έναυση και ο τερματισμός καύσης.

Έτσι ακολουθεί το κομμάτι του προγράμματος το οποίο εκτελεί τον υπολογισμό των σημείων έναυσης και τερματισμού καύσης. Το πρόγραμμα εκμεταλλεύεται για το σκοπό αυτό το γεγονός ότι η έναυση και ο τερματισμός συνοδεύονται από έντονες μεταβολές του ρυθμού έκλυσης θερμότητας. Όταν λοιπόν η τιμή της μεταβολής αυτής ξεπεράσει το 10% της μέγιστης τιμής της, το πρόγραμμα θεωρεί ότι εκείνη τη χρονική στιγμή σημειώνεται η έναυση του μίγματος. Στη συνέχεια όταν ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας πάρει για πρώτη φορά, ξανά αρνητική τιμή, τότε θεωρείται ότι περατώνεται και η καύση. Γνωρίζοντας έτσι για το χρονικό διάστημα που πραγματοποιείται η καύση είναι εύκολο να υπολογιστεί και η εκκλύμενη θερμότητα για κάθε χρονική στιγμή της καύσης χρησιμοποιώντας την αθροιστική σχέση ΣdQ , για το διάστημα αυτό, που προκύπτει από τη σχέση (10) (ουσιαστικά το ολοκλήρωμα της).

Τέλος το πρόγραμμα ολοκληρώνεται με την γραφική παρουσίαση των αποτελεσμάτων. Στην αρχή προετοιμάζονται τα δεδομένα για τη δημιουργία του ραβδογράμματος του Q και τέλος σχεδιάζονται όλα τα διαγράμματα, όπως αυτά περιγράφονται και αναλύονται στην Παράγραφο 4.3 .

Ολόκληρος ο αλγόριθμος του προγράμματος βρίσκεται στο Παράρτημα Γ.

4.3 Αποτελέσματα

Με την χρήση του προγράμματος έγινε επεξεργασία και ανάλυση των σημάτων, που προέκυψαν από τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν στο εργαστήριο θερμοδυναμικής του Α.Π.Θ., όπως αναφέρθηκε και παραπάνω. Η ανάλυση αυτή είχε ως αποτέλεσμα την απόκτηση αποτελεσμάτων και τη δημιουργία διαγραμμάτων.

Ενδεικτικά, το πρώτο σήμα που αναλύθηκε ήταν αυτό που προέκυψε κατά την λειτουργία του κινητήρα με ταχύτητα περιστροφής (N) στα

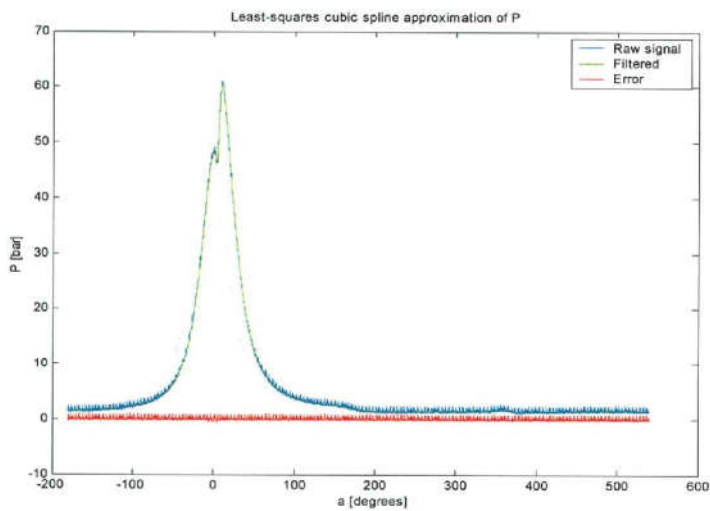
1000 rpm και με επιβαλλόμενο φορτίο 50 Newton, δηλαδή ροπή πέδησης (T_b) 47,5 Nm όπως αυτή προκύπτει λόγω του βραχίονα μήκους 0,95 m, του μηχανισμού επιβολής φορτίου. Επίσης στη συγκεκριμένη μέτρηση η δειγματοληψία πραγματοποιήθηκε με την συχνότητα των 20 kHz.

Τα αριθμητικά αποτελέσματα από την ανάλυση αυτού του σήματος εμφανίζονται συγκεντρωτικά στον ακόλουθο πίνακα (για δύο κύκλους λειτουργίας του κινητήρα και για ένα από τους τέσσερις κυλίνδρους).

Μέτρηση	1000_50_20
Στροφές N [rpm]	1000
Ροπή πέδησης T_b [Nm]	47,5
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20
Ενδεικνύμενο έργο W_i [Joule]	241,4766
Έργο κύκλου αναπνοής W_p [Joule]	2,2823
Καθαρό έργο (2 κύκλων) W_{net} [Joule]	243,7589
Ισχύς κινητήρα P_{net} [Watt]	8.125,3
Ροπή κινητήρα T_{net} [Nm]	77,5909
Απώλειες	
Έργο μηχανικών απωλειών W_f [Joule]	-94,5332
Ισχύς μηχανικών απωλειών P_f [Watt]	-3.151,10
Πιέσεις	
Μέγιστη πίεση [bar]	60,5038
n_{mp} [bar]	5,1465
i_{mp} [bar]	5,0983
p_{mp} [bar]	0,0482
b_{mp} [bar]	3,1506
Κατανάλωση καυσίμου [gr/sec]	0,1125
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου Q_F [Joule]	588,6
Εκλυόμενη θερμότητα Q_R [Joule]	491,2351
Λόγος Q_R/ Q_F	0,8346
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4916
Σημείο έναυσης [μοίρες]	3,311
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	42,7425
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1853

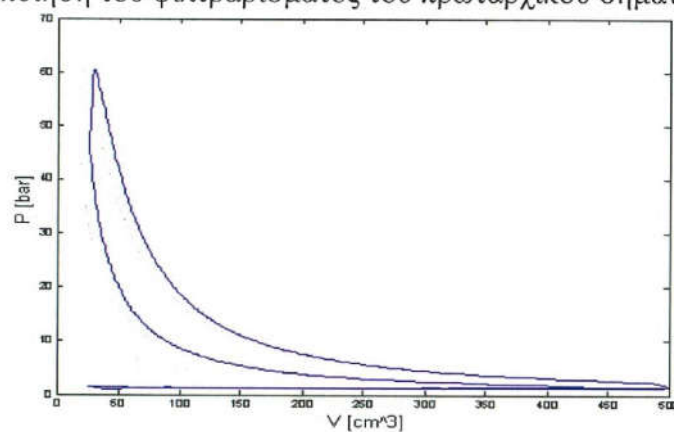
Στην συγκεκριμένη μέτρηση, άξιο αναφοράς είναι το γεγονός ότι η p_{per} , έχει θετική τιμή, ενώ κανείς θα περίμενε να έχει αρνητική τιμή. Το αποτέλεσμα είναι η p_{per} να έχει μεγαλύτερη τιμή από τη i_{per} . Κάτι τέτοιο όμως δεν εμφανίζεται στις υπόλοιπες μετρήσεις.

Στο Σχήμα 4.2 φαίνεται το φιλτράρισμα του σήματος. Στο διάγραμμα αυτό εμφανίζεται το αφιλτράριστο σήμα της πίεση σε συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, για δύο κύκλους λειτουργίας του κινητήρα ξεκινώντας από το κάτω νεκρό σημείο και την συμπίεση. Ακόμα διαγράφεται η προσέγγιση cubic spline της πίεσης, καθώς και το σφάλμα αυτής, για κάθε διακριτή τιμή.



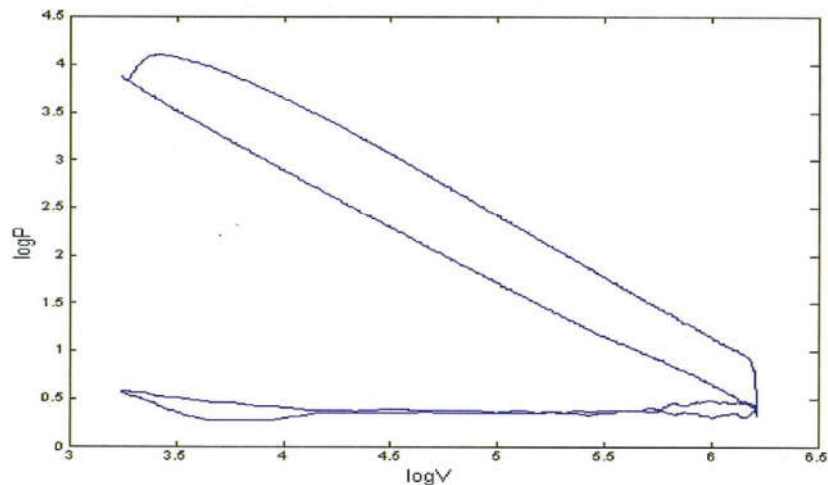
Σχήμα 4.2 Εμφάνιση λάθους φιλτραρίσματος

Στο Σχήμα 4.3 φαίνεται το διάγραμμα πίεσης – όγκου μετά την πραγματοποίηση του φιλτραρίσματος του πρωταρχικού σήματος.



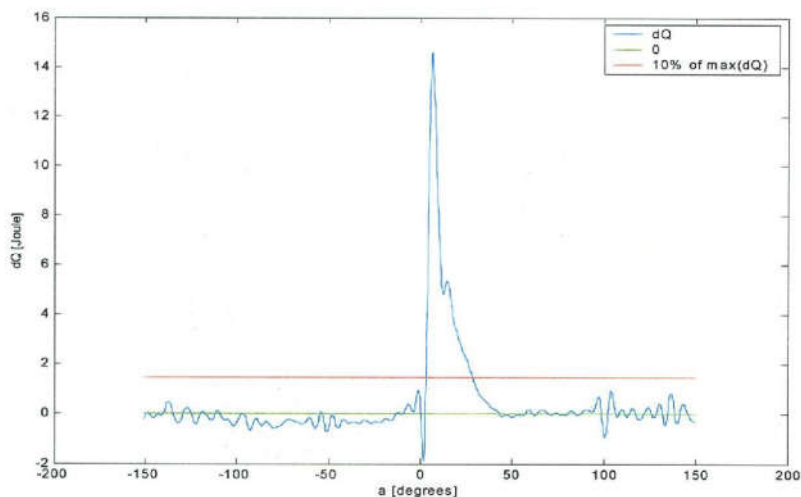
Σχήμα 4.3 Διάγραμμα Πίεσης - Όγκου

Στο Σχήμα 4.4 φαίνεται το λογαριθμικό διάγραμμα πίεσης – όγκου μετά την πραγματοποίηση του φιλτραρίσματος.



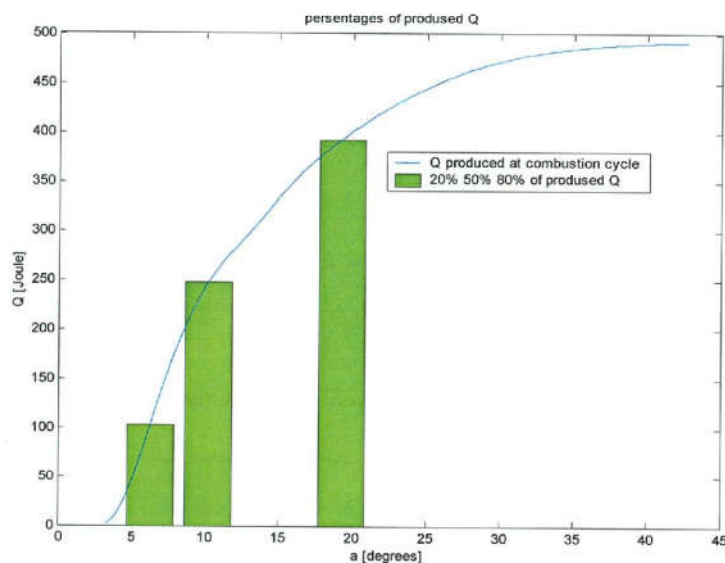
Σχήμα 4.4 Λογαριθμικό διάγραμμα Πίεσης-Όγκου

Στο Σχήμα 4.5 απεικονίζεται ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας, σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου, από τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής αέρα (κοντά στις -150° γωνία στροφάλου), έως τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής των καυσαερίων (κοντά στις $+150^\circ$ γωνία στροφάλου). Δηλαδή στο διάστημα όπου θεωρείται με ικανοποιητική ακρίβεια ότι οι μεταβολές γίνονται υπό σταθερή ποσότητα μάζας και ισχύει η σχέση (10). Ουσιαστικά το διάγραμμα αυτό δίνει μία καλή εικόνα για τα σημεία όπου πραγματοποιείται η έναυση και ο τερματισμός καύσης.



Σχήμα 4.5 Διάγραμμα μεταβολής εκλυόμενης θερμότητας

Πολύ σημαντικό είναι το αθροιστικό διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας στο οποίο παρουσιάζεται η συνολική ποσότητα θερμότητας που έχει εκλυθεί κάθε στιγμή για το χρονικό διάστημα που πραγματοποιείται η καύση. Στο σχήμα 4.6 εμφανίζεται το αθροιστικό αυτό διάγραμμα, όπου φαίνεται η εκλυόμενη θερμότητα σε συνάρτηση με τη γωνία στροφάλου, καθώς και τα σημεία όπου έχει παραχθεί το 20%, 50% και 80% της συνολικής παραγόμενης θερμότητας για όλη τη διάρκεια της καύσης.

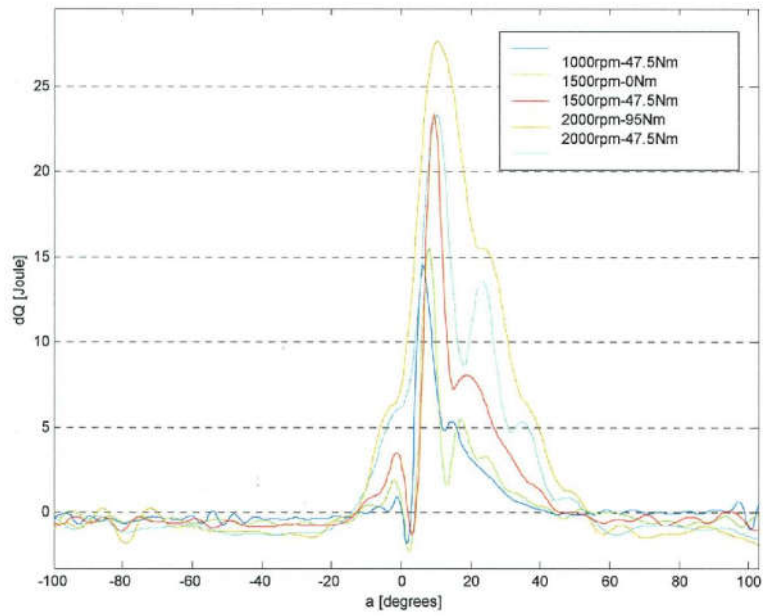


Σχήμα 4.6 Γωνίες στις οποίες εμφανίζονται διάφορα ποσοστά παραγόμενης θερμότητας

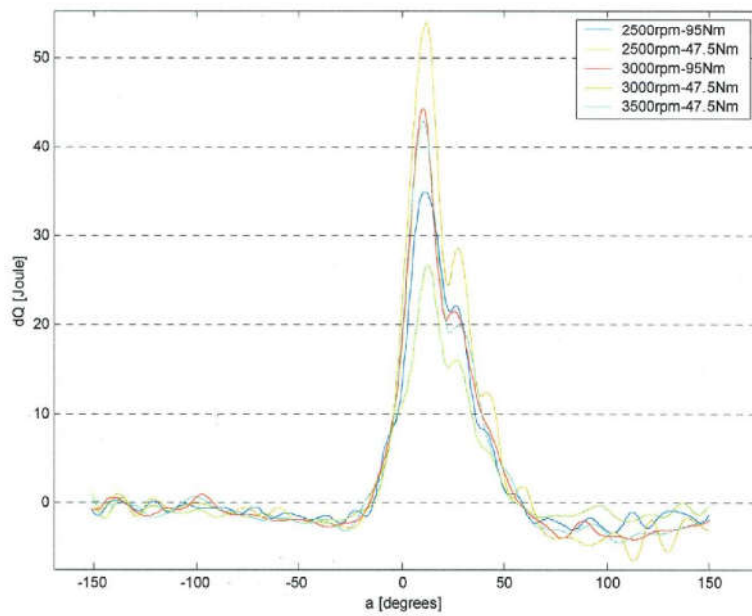
4.4 Συμπεράσματα

Στο Παράρτημα Α εμφανίζονται συγκεντρωμένα τα αποτελέσματα από όλα τα σήματα που επεξεργάστηκαν, με μορφή πινάκων. Από την επεξεργασία των αποτελεσμάτων αυτών προκύπτει μία σειρά συγκριτικών ραβδογραμμάτων, η μελέτη των οποίων οδηγεί στην διεξαγωγή κάποιων συμπερασμάτων.

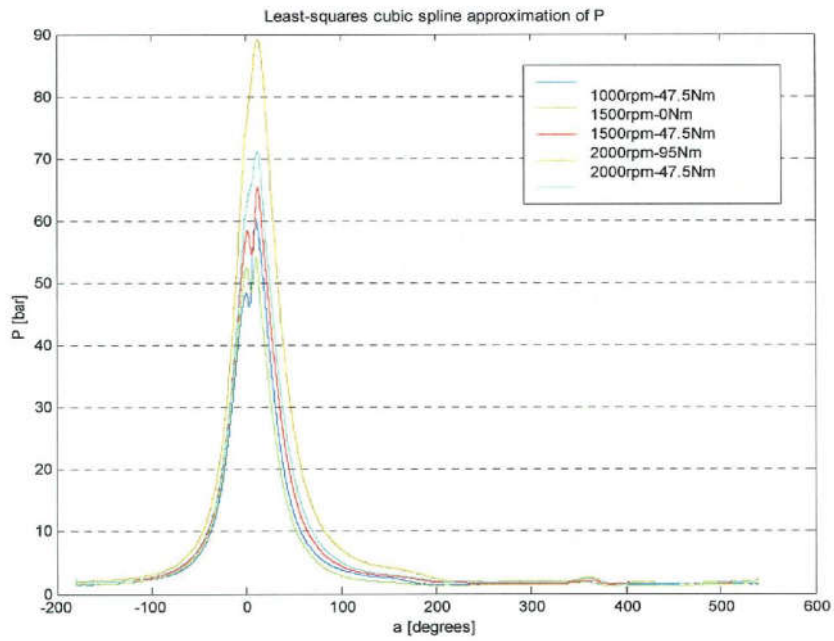
Στα σχήματα που ακολουθούν εμφανίζονται τα συγκριτικά διαγράμματα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και πίεσης, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.



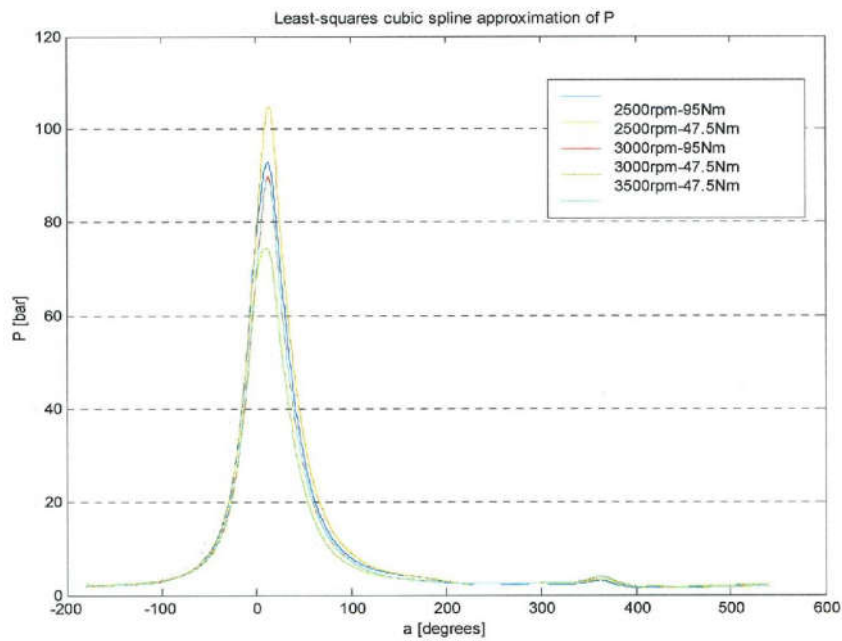
Σχήμα 4.7 Διάγραμμα Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας – Γωνίας στροφάλου (1)



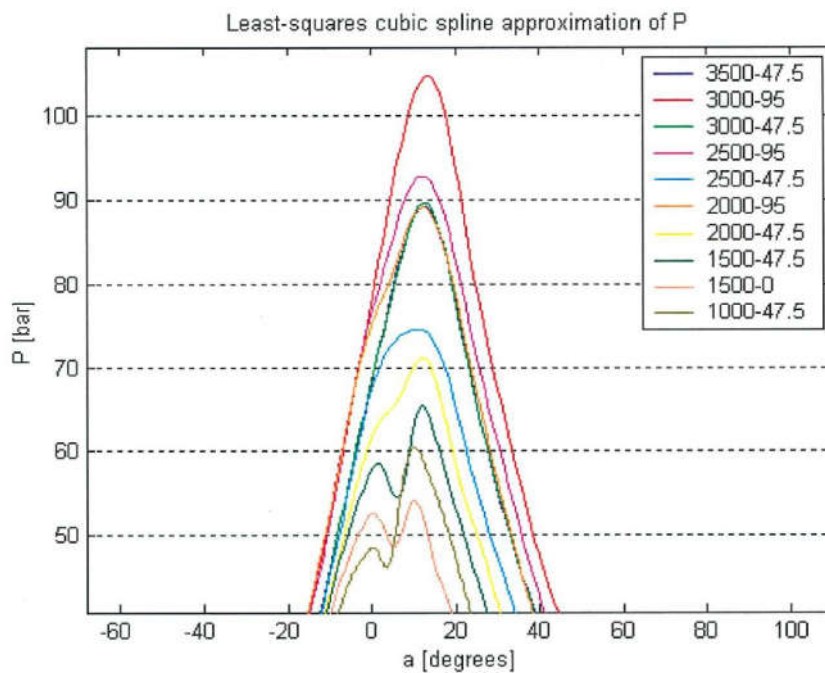
Σχήμα 4.8 Διάγραμμα Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας – Γωνίας στροφάλου (2)



Σχήμα 4.9 Διάγραμμα Πίεσης – Γωνίας στροφάλου (1)

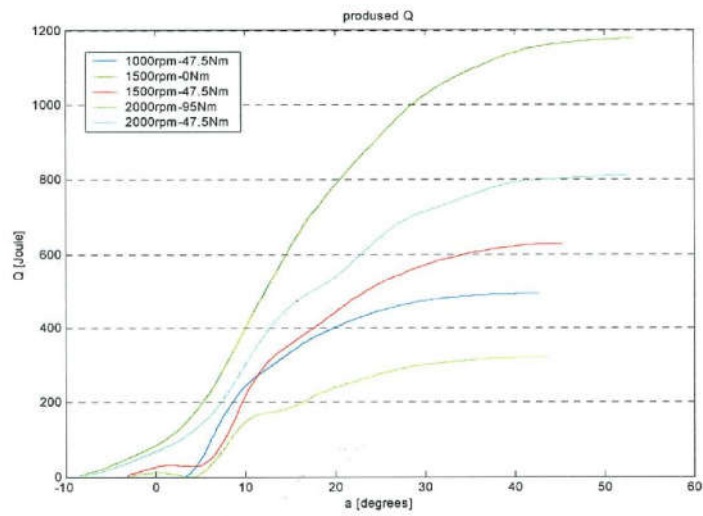


Σχήμα 4.10 Διάγραμμα Πίεσης – Γωνίας στροφάλου (2)

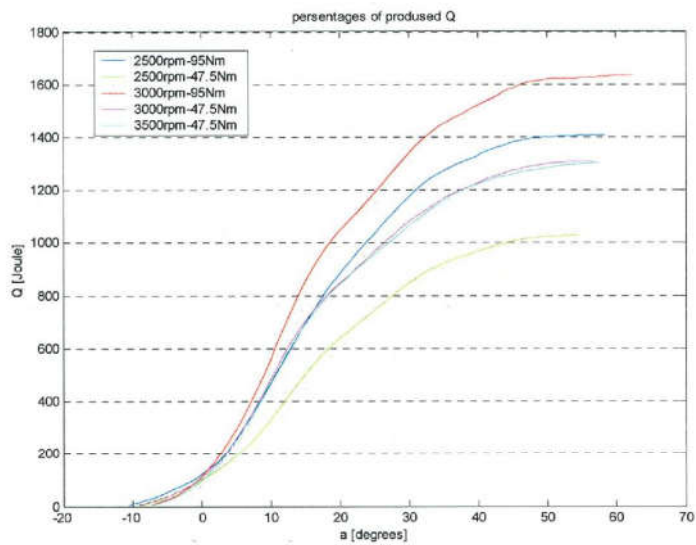


Σχήμα 4.11 Διάγραμμα Πίεσης – Γωνίας στροφάλου.
 Λεπτομέρεια κοντά στις μέγιστες πιέσεις. (3)

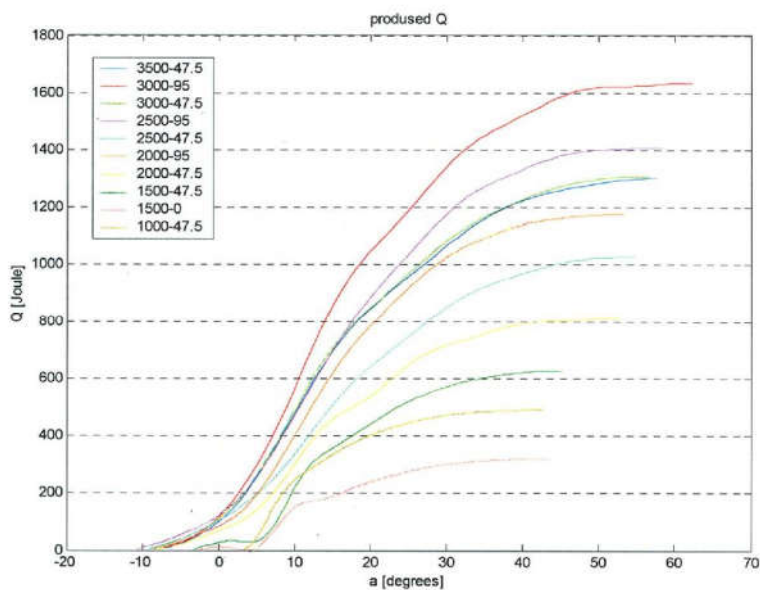
Από τα πιο σημαντικά είναι τα συγκριτικά διαγράμματα της εκλυόμενης θερμότητας που φαίνονται στα Σχήματα 4.12, 4.13 & 4.14. Από τη μελέτη των διαγραμμάτων αυτών προκύπτει το συμπέρασμα ότι η παραγωγή του Q είναι πιο ομαλή και με μεγαλύτερο ρυθμό για τις μεσαίες και υψηλές στροφές. Αντίθετα στις χαμηλές στροφές και φορτίο, παρατηρείται μία αρκετά έντονη διαταραχή, ενώ και ο ρυθμός είναι αρκετά μικρότερος. Επίσης στα σχήματα αυτά διακρίνονται εύκολα και τα σημεία έναυσης και τερματισμού της καύσης, αφού η παραγόμενη θερμότητα σχεδιάζεται μόνο για την διάρκεια της καύσης.



Σχήμα 4.12 Διάγραμμα Εκλυόμενης θερμότητας – Γωνίας στροφάλου (1)

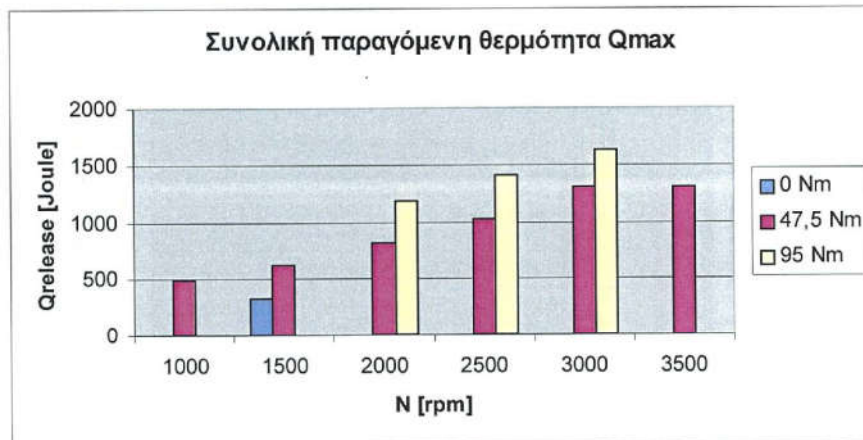


Σχήμα 4.13 Διάγραμμα Εκλυόμενης θερμότητας – Γωνίας στροφάλου (2)



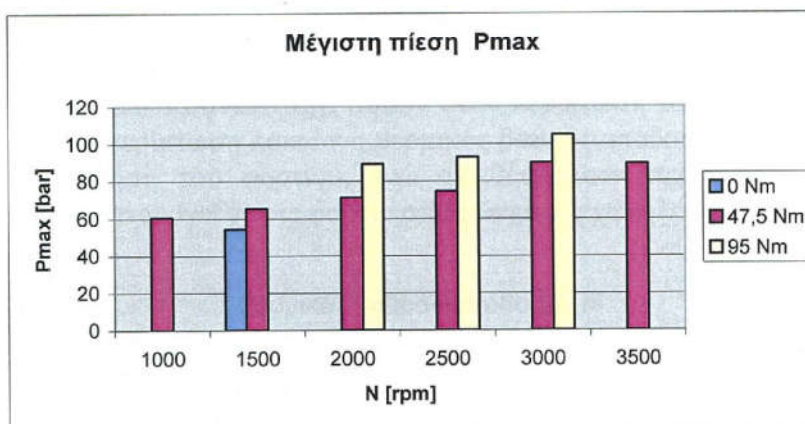
Σχήμα 4.14 Συγκεντρωτικό Διάγραμμα Εκλυόμενης θερμότητας – Γωνίας στροφάλου (3)

Στο Σχήμα 4.15 φαίνεται η συνολική παραγόμενη θερμότητα για όλη τη διάρκεια της καύσης, όπως αυτή μεταβάλλεται σε σχέση με τη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και την επιβαλλόμενη ροπή πέδησης. Είναι εμφανές ότι η εκλυόμενη θερμότητα αυξάνεται τόσο με την αύξηση των στροφών, όσο και με την αύξηση του φορτίου, με μέγιστη αυτή στα 3000rpm και 95 Nm. Ενώ παρατηρείται μία σχετική σταθερότητα μεταξύ των τιμών στα 3000rpm & 47,5Nm και 3500rpm & 47.5Nm, κάτι που μπορεί να υποδεικνύει ότι από τα 3000rpm και μετά και για σταθερό φορτίο, η τιμή της εκλυόμενης θερμότητας διατηρείται σε παραπλήσια επίπεδα.

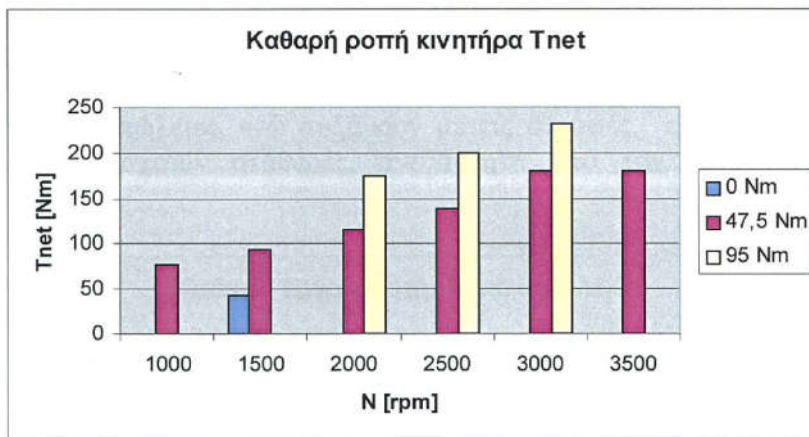


Σχήμα 4.15 Συγκριτικό διάγραμμα συνολικής παραγόμενης θερμότητας σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

Το ίδιο μοντέλο εμφανίζεται να ακολουθεί και η μέγιστη πίεση των δύο κύκλων, καθώς και η καθαρή ροπή του κινητήρα (T_{net}), σε σχέση με τις στροφές και το φορτίο, όπως φαίνεται αυτό στα διαγράμματα των Σχημάτων 16 & 17.

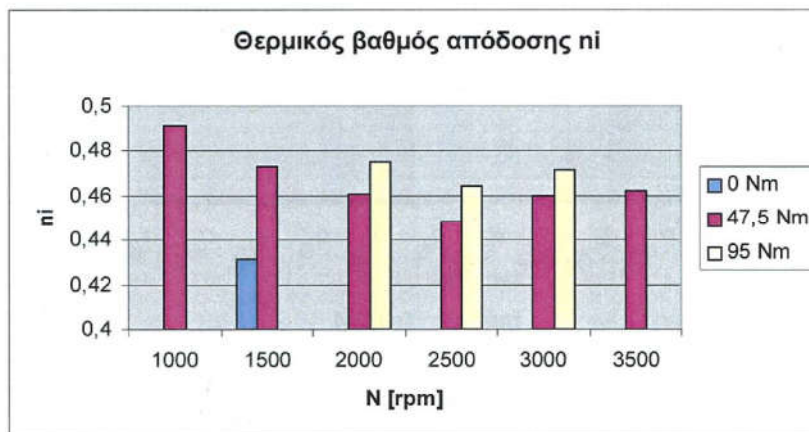


Σχήμα 4.16 Συγκριτικό διάγραμμα μέγιστης πίεσης σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης



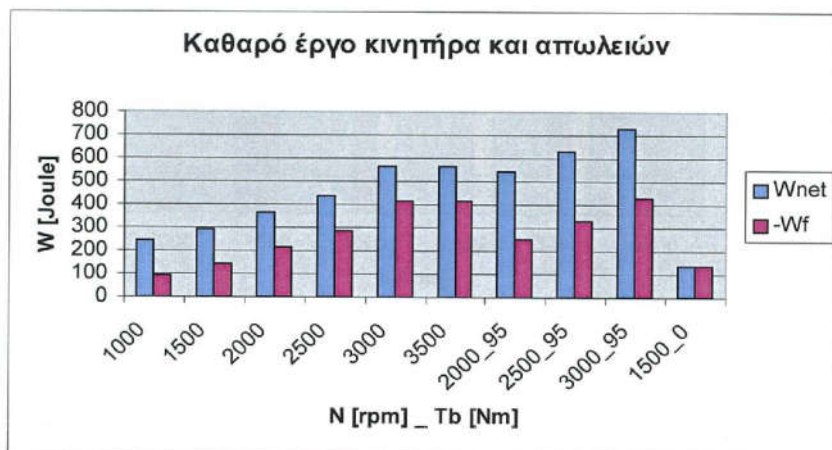
Σχήμα 4.17 Συγκριτικό διάγραμμα καθαρής ροπής κινητήρα σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

Στην περίπτωση όμως του θερμικού βαθμού απόδοσης (η_i) παρατηρείται μία εντελώς διαφορετική εξέλιξη. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.18 ο βαθμός απόδοσης παίρνει τη μέγιστη τιμή του στις 1000 στροφές και 47,5Nm και σταδιακά μειώνεται, για σταθερό φορτίο, μέχρι τις 2500 στροφές, ενώ στη συνέχεια αυξάνει ελαφρώς και διατηρεί σχεδόν την ίδια τιμή για τις 3000 και 3500 στροφές. Το ίδιο μοτίβο φαίνεται να ισχύει και για φορτίο 95 Nm στις 2000, 2500 και 3000 στροφές, μόνο που τώρα τα επίπεδα των τιμών του βαθμού απόδοσης είναι ελαφρώς υψηλότερα από τα αντίστοιχα αυτών στην περίπτωση των 47,5Nm. Στη προκειμένη περίπτωση λοιπόν ο θερμικός βαθμός απόδοσης βελτιώνεται με την αύξηση του φορτίου, ενώ αντιθέτως στη περίπτωση που ο κινητήρας λειτουργεί χωρίς φορτίο σημειώνεται η χαμηλότερη τιμή.



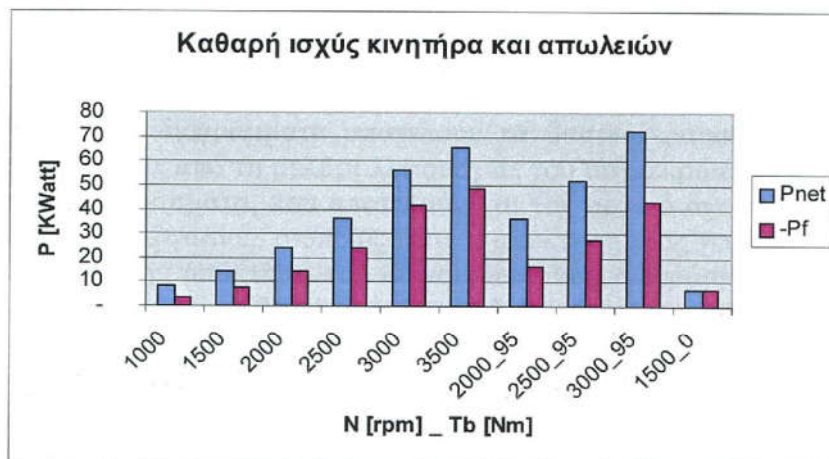
Σχήμα 4.18 Συγκριτικό διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

Στο Σχήμα 4.19 φαίνεται η μεταβολή τόσο του παραγόμενου καθαρού έργου, όσο και του έργου απωλειών. Εδώ παρατηρούμε ότι το καθαρό έργο αυξάνει τόσο με την αύξηση των στροφών, όσο και του φορτίου. Ωστόσο, οι απώλειες, ενώ αυξάνουν με τις στροφές, εμφανίζονται να παραμένουν σχεδόν σταθερές, ανεξάρτητα από την μεταβολή του φορτίου.



Σχήμα 4.19 Συγκριτικό διάγραμμα καθαρού έργου κινητήρα και απωλειών σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

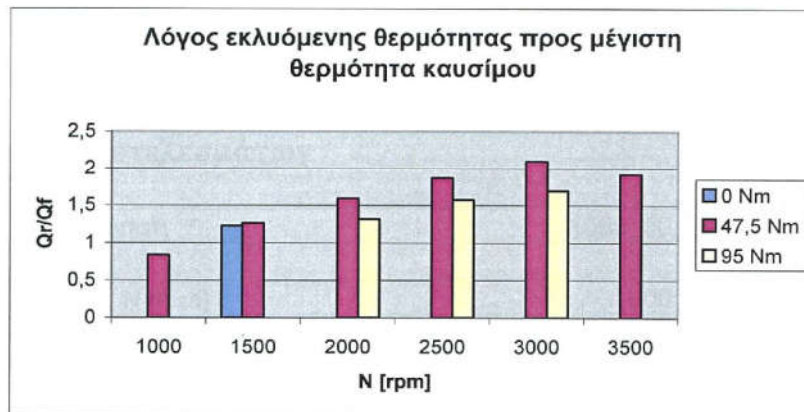
Το ίδιο ισχύει και για το ζευγάρι της καθαρής ισχύος του κινητήρα και της ισχύος απωλειών, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.20.



Σχήμα 4.20 Συγκριτικό διάγραμμα καθαρής ισχύος κινητήρα και απωλειών σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

Ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μεταβολή του λόγου της εκλυόμενης θερμότητας, που υπολογίζεται βάση των θερμοδυναμικών σχέσεων, προς

την μέγιστη θερμότητα, που θεωρητικά μπορεί να αποδώσει το καύσιμο. Ένα διάγραμμα της μεταβολής αυτής, σε σχέση τις στροφές του κινητήρα και την ροπή πέδησης, εμφανίζεται στο παρακάτω σχήμα.



Σχήμα 4.21 Συγκριτικό διάγραμμα λόγου εκλυόμενης θερμότητας προς μέγιστη θερμότητα καυσίμου σε σχέση με στροφές και ροπή πέδησης

Στο Σχήματος 4.21 παρατηρούμε ότι ο λόγος αυτός για τα 1000rpm είναι μικρότερος της μονάδας, όπως είναι και αναμενόμενο. Κάτι τέτοιο όμως δεν ισχύει για τις υπόλοιπες περιπτώσεις. Ενώ θα ήταν αποδεκτό ο λόγος αυτός να είναι λίγο μεγαλύτερος της μονάδας (έως και 1,1), λόγω εργαστηριακής ανακρίβειας, παρατηρείται ότι ξεπερνάτε κατά πολύ. Η μόνη εξήγηση που μπορεί να δοθεί για αυτό είναι η ύπαρξη σφάλματος κατά τη λήψη των μετρήσεων.

Τα παραπάνω διαγράμματα αποτελούν τα βασικότερα συμπεράσματα που προκύπτουν από τη μελέτη λειτουργίας του συγκεκριμένου κινητήρα Diesel. Συμπεράσματα, που αποτελούν και τον αρχικό σκοπό αυτής της διπλωματικής εργασίας, ο οποίος ήταν η απόκτηση μίας γενικής σκοπιάς όσον αφορά την απόκτηση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και την επεξεργασία και ανάλυσή του, καθώς επίσης και όσον αφορά συγκεκριμένα τη διεργασία της καύσης και των παραμέτρων που ορίζουν αυτήν.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5^ο

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑΤΑ

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Πίνακες Αποτελεσμάτων

Μέτρηση	1000_50_20			
Στροφές N [rpm]	1000			
Ροπή πέδησης T _b [Nm]	47,5			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4
Ενδεικνύμενο έργο W _i [Joule]	241,4766	244,5880	241,0214	244,4307
Έργο κύκλου αναπνοής W _p [Joule]	2,2823	0,8211	2,4607	0,1499
Καθαρό έργο (2 κύκλων) W _{net} [Joule]	243,7589	245,4090	243,4820	244,5806
Ισχύς κινητήρα P _{net} [Watt]	8.125,3	8.810	8.116,1	8.152,7
Ροπή κινητήρα T _{net} [Nm]	77,5909	78,1161	77,5027	77,8524
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών W _f [Joule]	-94,5332	-96,1834	-94,2564	-95,3549
Ισχύς μηχανικών απωλειών P _f [Watt]	-3.151,1	-3.206,1	-3.141,9	-3.178,5
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	60,5038	60,9518	61,0357	60,2945
n _{mer} [bar]	5,1465	5,1813	5,1407	5,1639
i _{mer} [bar]	5,0983	5,1640	5,0887	5,1607
p _{mer} [bar]	0,0482	0,0173	0,0520	0,0032
b _{mer} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	588,6	588,6	588,6	588,6
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	491,2351	489,4734	486,1954	488,4113
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =W _i /Q	0,4916	0,4997	0,4957	0,5005
Σημείο έναυσης [μοίρες]	3,311	3,6060	3,3055	3,6242
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	42,7425	41,4691	40,2671	41,6779
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1853	1,1849	1,1826	1,1894

Μέτρηση	1500_50_20			
Στροφές N [rpm]	1500			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	296,8142	295,1401	293,9964	301,5513
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-2,9769	-6,8133	-5,4988	-2,2156
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	293,8372	288,3268	288,4976	299,3356
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	14,692	14,416	14,425	14,967
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	93,5313	91,7773	91,8316	95,2815
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-144,6116	-139,1011	-139,2719	-150,11
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-7.230,6	-6.955,1	-6.963,6	-7.505,5
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	65,3778	64,9935	65,8116	65,2534
npmer [bar]	6,2037	6,0874	6,091	6,3198
imer [bar]	6,2666	6,2313	6,2071	6,3666
rpmr [bar]	-0,0629	-0,1439	-0,1161	-0,0468
bmer [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	497,0400	497,0400	497,0400	497,0400
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	627,3265	630,0959	621,0486	634,3407
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4731	0,4684	0,4734	0,4754
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-3,1738	-3,6272	-3,1818	-3,1818
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	45,34001	44,8866	50	44,4332
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1785	1,1743	1,1728	1,1783

Μέτρηση	1500_50_20			
Στροφές N [rpm]	1500			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	5	6	7	8
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	304,3223	297,9320	293,6076	294,7697
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-3,4937	-5,0689	-7,0702	-5,7184
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	300,8286	292,8630	286,5374	289,0513
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	15,041	14,643	14,327	14,453
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	95,7567	93,2212	91,2077	92,0079
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-151,6030	-143,6374	-137,3118	-139,8257
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-7.580,1	-7.181,9	-6.865,6	-6.991,3
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	65,6505	64,6067	64,8506	65,0486
η _{mp} [bar]	5,1465	6,1832	6,0496	6,1028
ι _{mp} [bar]	6,4251	6,2902	6,1989	6,2235
ρ _{mp} [bar]	-0,0738	-0,1070	-0,1493	-0,1207
β _{mp} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	497,0400	497,0400	497,0400	497,0400
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	640,8362	623,7305	618,4914	620,2748
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4749	0,4777	0,4747	0,4752
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-3,1818	-3,1818	-3,1818	-2,7273
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	46,3636	44,0909	44,4332	49,8741
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1737	1,1761	1,1699	1,1654

Μέτρηση	2000 50 15			
Στροφές N [rpm]	2000			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	15			
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	368,4118	382,6142	360,4585	367,6792
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-12,4356	-11,4211	-13,7522	-11,9470
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	355,9761	371,1930	346,7063	355,7322
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	23.732	24.746	23.114	23.715
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	113,3107	118,1544	110,3600	113,2331
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-206,7505	-221,9674	-197,4806	-206,5065
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-13.783	-14.798	-13.165	-13.767
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	71,7183	71,6818	71,9886	71,5439
np _{er} [bar]	7,5157	7,837	7,3200	7,5106
ip _{er} [bar]	7,7783	8,0781	7,6104	7,7628
rp _{er} [bar]	-0,2626	-0,2411	-0,2904	-0,2522
bp _{er} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	510,1200	510,1200	510,1200	510,1200
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	786,9946	823,3723	774,1577	788,9375
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4681	0,4647	0,4656	0,4660
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,1366	-7,1366	-7,1366	-7,1366
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	49,1630	48,9474	49,9559	50,5263
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1700	1,1618	1,1717	1,1651

Μέτρηση	2000 50 15		
Στροφές N [rpm]	2000		
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5		
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	15		
Κύκλος (2 στροφές)	5	6	7
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	372,2722	366,3799	373,1971
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-12,8522	-12,0894	-11,8811
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	359,4200	354,2906	361,3160
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	23.961	23.619	24.088
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	114,4069	112,7742	115,0105
Απώλειες			
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-210,1943	-205,0649	-212,0903
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-14.013	-13.671	-14.139
Πιέσεις			
Μέγιστη πίεση [bar]	72,2351	72,1703	71,4708
n _{mer} [bar]	7,5885	7,4802	7,6285
i _{mer} [bar]	7,8598	7,7354	7,8793
p _{mer} [bar]	-0,2713	-0,2552	-0,2508
b _{mer} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	510,1200	510,1200	510,1200
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	797,2579	782,8981	806,4745
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =W _i /Q	0,4669	0,4680	0,4628
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,1366	-7,1366	-7,1366
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	50,5263	50,7489	49,1630
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1664	1,1686	1,1718

Μέτρηση	2000_50_20		
Στροφές N [rpm]	2000		
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5		
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20		
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	373,3804	380,7700	373,1971
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-10,8127	-13,3911	-11,8811
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	362,5677	367,3789	361,3160
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	24.171	24.492	24.088
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	115,4089	116,9403	115,0105
Απώλειες			
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-213,3420	-218,1533	-212,0903
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-14.223	-14.544	-14.139
Πιέσεις			
Μέγιστη πίεση [bar]	71,1706	72,5008	71,1922
n _{μερ} [bar]	7,6549	7,4802	7,6285
i _{μερ} [bar]	7,8832	8,0392	7,8793
p _{μερ} [bar]	-0,2283	-0,2827	-0,2508
b _{μερ} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	510,1200	510,1200	510,1200
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	810,9887	822,0609	806,4745
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4604	0,4632	0,4628
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,8261	-7,8261	-7,1366
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	52,8000	52,3746	49,1630
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1645	1,1689	1,1718

Μέτρηση	2000_100_20			
Στροφές N [rpm]	2000			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4
Ενδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	559,6192	532,2174	555,1915	547,8525
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-13,6714	-14,9560	-12,9173	-13,6918
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	545,9478	517,2614	542,2741	534,1607
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	36.397	34.484	36.152	35.611
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	173,7806	164,6494	172,6112	170,0286
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-247,4965	-218,8101	-243,8228	-235,7094
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-16.500	-14.587	-16.255	-15.714
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	89,1420	89,4168	89,0566	87,7746
np _{mer} [bar]	11,5266	10,9209	11,4490	7,5106
ip _{mer} [bar]	11,8152	11,2367	11,7217	11,5668
rp _{mer} [bar]	-0,2886	-0,3158	-0,2727	-0,2891
bp _{mer} [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	895,9800	895,9800	895,9800	895,9800
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.177,8	1.109,1	1.171,7	1.155,7
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4751	0,4799	0,4738	0,4740
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-8,4000	-8,4281	-8,4281	-8,4281
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	53,4000	55,8000	52,8000	51,6000
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1976	1,1997	1,1932	1,1930

Μέτρηση	1500_0_15c				
Στροφές N [rpm]	1500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	0				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	15				
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	138,5083	132,8041	138,1335	132,6933	136,806
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-4,107	-4,0728	-3,9652	-4,3305	-3,8583
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	134,4013	128,7313	134,1683	128,3628	132,9477
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	6.720,1	6.436,6	6.708,4	6.418,1	6.647,4
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	42,7813	40,9765	42,7071	40,8591	42,3186
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-134,4013	-128,7314	-134,1683	-128,3628	-132,9476
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-6.720,1	-6.436,6	-6.708,4	-6.418,1	-6.647,4
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	54,2639	52,9654	53,1558	53,8872	54,2904
n _{mp} [bar]	2,8376	2,7179	2,8327	2,7102	2,8069
i _{mp} [bar]	2,9243	2,8039	2,9164	2,8016	2,8884
p _{mp} [bar]	-0,0867	-0,086	-0,0837	-0,0914	-0,0815
b _{mp} [bar]	-	-	-	-	-
θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	261,6	261,6	261,6	261,6	261,6
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	321,1430	314,0851	325,5670	312,0868	319,4666
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4313	0,4228	0,4243	0,4252	0,4282
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-2,7136	-3,609	-3,6181	-3,1579	-2,7068
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	43,7594	43,3083	52,3308	50,9774	61,3534
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1898	1,1913	1,1891	1,1938	1,1924

Μέτρηση	2500 50 20				
Στροφές N [rpm]	2500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	460,124 7	454,530 8	449,465 7	467,963 8	449,737 7
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	- 25,3714	- 28,3329	- 26,5075	- 23,3513	- 29,0436
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	434,753 3	426,197 9	422,958 2	444,612 5	420,694 1
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	36.229	35.516	35.247	37.051	35.058
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	138,386 3	135,663	134,631 8	141,524 6	133,911 1
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	- 285,527 7	- 276,972 3	- 273,732 6	- 295,386 9	- 271,468 4
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-23.794	-23.081	-22.811	-24.616	-22.622
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	74,512	74,0439	74,7938	74,2201	74,3927
npmer [bar]	9,1789	8,9983	8,9299	9,3871	8,8821
lmer [bar]	9,7146	9,5965	9,4896	9,8801	9,4953
rpmer [bar]	-0,5357	-0,5982	-0,5597	-0,493	-0,6132
bmer [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική έκλυση Θερμότητας καυσίμου [joule]	549,36	549,36	549,36	549,36	549,36
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.027,4	1.025,1	1.006	1.039,3	1.007,3
Θερμικός βαθμός απόδοσης ηi=Wi/Q	0,4479	0,4434	0,4468	0,4503	0,4465
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-9,0377	-9,7908	-9,0377	-9,0377	-9,0377
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	54,75	59,5	61,0	61,8	60,3
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1371	1,1439	1,1381	1,1483	1,1443

Μέτρηση	2500 50 20				
Στροφές N [rpm]	2500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	6	7	8	9	10
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	458,181 7	465,678 7	461,869 9	470,34 9	450,371 4
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	- 23,4202	-27,846	- 26,5872	-20,681	- 25,1486
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	434,761 5	437,832 7	435,282 7	449,658 9	425,222 8
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	36.230	36.486	36.274	37.472	35.435
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	138,388 9	139,366 5	138,554 8	143,130 9	135,352 6
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	- 285,535 8	- 288,607 1	- 286,057 1	- 300,433 2	- 275,997 2
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-23.795	-24.051	-23.838	-25.036	-23.000
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	74,491	74,753	74,571	74,8461	73,8657
npmp [bar]	9,1791	9,244	9,1901	9,4937	8,9777
immp [bar]	9,6736	9,8319	9,7514	9,9303	9,5087
rpmp [bar]	-0,4945	-0,5879	-0,5613	-0,4366	-0,531
bpmp [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	549,36	549,36	549,36	549,36	549,36
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.027,3	1.040,6	1.044,3	1.044	1.013
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i=W_i/Q$	0,446	0,4475	0,4423	0,4504	0,4448
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-9,0377	-9,0377	-9,0377	-9,0377	-9,0377
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	55,5	60,3	53,5	55,0	52,0
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,13	1,14	1,13	1,1344	1,1395

Μέτρηση	2500 100 20				
Στροφές N [rpm]	2500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	653,748	661,017 4	646,134 3	638,266 3	652,265 3
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	- 27,2632	-28,633	- 31,9819	- 26,7547	-29,506
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	626,484 8	632,384 4	614,152 4	611,511 6	622,759 3
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	52.207 199,416	52.699	51.179 195,490	50.959 194,650	51.897 198,230
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	3	201,294	8	2	4
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	- 328,033 5	- 333,933 1	- 315,701 1	- 313,060 3	- 324,307 9
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-27.336	-27.828	-26.308	-26.088	-27.026
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	92,8678	94,0351	93,2243	93,5534	93,1696
np _{mp} [bar]	13,227	13,3515	12,9666	12,9108	13,1483
im _{mp} [bar]	13,8026	13,956	13,6418	13,4757	13,7713
rp _{mp} [bar]	-0,5756	-0,6045	-0,6752	-0,565	-0,623
b _{mp} [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	894,672	894,672	894,672	894,672	894,672
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.408,6	1.412,2	1.386,4	1.367,5	1.399
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4641	0,4681	0,466	0,4667	0,4662
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,5439	-9,7908	-9,7908	-9,7908	-9,7908
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	58,5	55,5	59,4979	57,2385	54,2259
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1781	1,1889	1,18	1,1851	1,1829

Μέτρηση	2500 100 20				
Στροφές N [rpm]	2500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	6	7	8	9	10
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	637,550 3	637,837 8	631,330 1	646,162 7	648,878 6
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	- 27,5313	-26,66	- 30,7878	- 25,5968	- 29,6394
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	610,019	611,177 8	600,542 3	620,565 9	619,239 2
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	50.835	50.931	50.045	51.714	51.603
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	194,175 1	194,543 9	191,158 5	197,532 2	197,109 9
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	- 311,567 6	- 312,726 4	- 302,090 9	- 322,114 5	- 320,787 8
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-25.964	-26.061	-25.174	-26.843	-26.732
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	92,9459	92,6174	93,1395	92,5536	93,7064
mpcr [bar]	12,8793	12,9038	12,6793	13,102	13,074
imer [bar]	13,4606	13,4667	13,3293	13,6424	13,6998
mpcr [bar]	-0,5813	-0,5629	-0,65	-0,5404	-0,6258
bmpcr [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	894,672	894,672	894,672	894,672	894,672
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.372,3	1.365,9	1.348,2	1.389,1	1.391,9
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4646	0,467	0,4683	0,4652	0,4662
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-9,7908	-9,7908	-9,7908	-9,7908	-9,7908
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	55,7322	57,2385	57,9916	54,2259	57,2385
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1823	1,1911	1,1842	1,1808	1,1811

Μέτρηση	2500_100_20					
Στροφές N [rpm]	2500					
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95					
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20					
Κύκλος (2 στροφές)	11	12	13	14	15	16
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	640,8046	653,1971	641,1893	660,3683	653,1297	654,3416
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-2,8569	-26,5821	-31,6315	-28,0035	-29,5343	-29,7423
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	637,9477	626,615	609,5578	632,3648	623,5954	624,5993
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	51.020	52.218	50.796	52.697	51.966	52.050
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	194,8806	199,4578	194,0283	201,2880	198,4966	198,8161
Απώλειες						
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-313,7842	-328,1637	-311,1065	-333,9135	-325,1441	-326,148
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-26.149	-27.347	-25.926	-27.826	-27.095	-27.179
Πιέσεις						
Μέγιστη πίεση [bar]	93,5437	93,2422	92,6776	92,8164	93,6143	92,3933
p _{med} [bar]	12,9261	13,2297	12,8696	13,3511	13,1659	13,1872
p _{med} [bar]	13,5293	13,7909	13,5374	13,9423	13,7895	13,8151
p _{med} [bar]	-0,6032	-0,5612	-0,6678	-0,5912	-0,6236	-0,6279
p _{med} [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	894,672	894,672	894,672	894,672	894,672	894,672
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.376,1	1.400	1.376,3	1.418,4	1.403,2	1.410,8
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =W _i /Q	0,4657	0,4666	0,4659	0,4656	0,4655	0,4638
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-10,5439	-9,7908	-9,7908	-9,7908	-10,5439	-9,7908
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	59,4979	57,2385	57,2385	57,9916	57,2385	57,75
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1842	1,1822	1,1842	1,1774	1,1821	1,1738

Μέτρηση	3000 50 20					
Στροφές N [rpm]	3000					
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5					
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20					
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5	6
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	602,1663	599,6702	583,7305	603,7396	584,8863	593,0046
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-38,6581	-38,9631	-39,9789	-40,6933	-40,3692	-38,6468
Αθαρρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	563,5082	560,7071	543,7516	563,0463	544,5171	554,3578
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	56.351	56.071	54.375	56.305	54.452	55.436
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	179,3702	178,4786	173,0815	179,2232	173,3252	176,4576
Απώλειες						
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-414,2826	-411,4814	-394,5259	-413,8206	-395,2915	-405,1321
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-41.428	-41.148	-39.453	-41.382	-39.529	-40.513
Πιέσεις						
Μέγιστη πίεση [bar]	89,6683	90,2297	89,3383	90,1019	90,4376	89,6222
np _{mer} [bar]	11,8973	11,8382	11,4802	11,8875	11,4964	11,7042
ip _{mer} [bar]	12,7135	12,6608	12,3243	12,7467	12,3487	12,5201
rp _{mer} [bar]	-0,8162	-0,8226	-0,8441	-0,8592	-0,8523	-0,8159
bp _{mer} [bar]	3,151	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	623,48	623,48	623,48	623,48	623,48	623,48
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.309,1	1.305,8	1.257,6	1.313,7	1.267,3	1.287,3
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,46	0,4592	0,4642	0,4596	0,4615	0,4607
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-9,0452	-9,0452	-9	-9,9497	-9,0452	-9,9497
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	56,7	58,5	61,5	58,5	54,9	61,2
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1448	1,1469	1,1611	1,1437	1,1484	1,1467

Μέτρηση	3000 100 20			
Στροφές N [rpm]	3000			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	770,811	780,5046	768,2359	767,7202
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-42,8087	-42,7605	-43,4419	-44,0933
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	728,002 3	737,7441	724,794	723,6269
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	72.800	73.774	72.479	72.363
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	231,730 3	234,8313	230,7091	230,3376
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-429,551	-	-	-
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-42.955	-43.929	-42.634	-42.518
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	104,808 1	104,5666	105,7228	105,1400
npmp [bar]	15,3703	15,5760	15,3025	15,2780
ipmp [bar]	16,2741	16,4788	16,2197	16,2089
rpmp [bar]	-0,9038	-0,9028	-0,9172	-0,9309
bpmp [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	963,56	963,56	963,56	963,56
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.635,3	1.657,2	1.622,2	1.627,7
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4714	0,4710	0,4736	0,4717
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,2362	-7,2362	-7,2362	-7,2362
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	62,4121	61,2	53,1	61,2
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1796	1,1675	1,1706	1,1711

Μέτρηση	3000 100 20			
Στροφές N [rpm]	3000			
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	95			
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20			
Κύκλος (2 στροφές)	5	6	7	8
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	761,2242	774,0289	772,31	756,5481
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-41,8414	-40,4824	-42,1915	-42,3142
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	719,3828	733,5465	730,1185	714,2339
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	71.938	73.355	73.012	71.423
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	228,9867	233,4951	232,4039	227,3477
Απώλειες				
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-	-	-	-
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-42.093	-43.510	-43.167	-41.578
Πιέσεις				
Μέγιστη πίεση [bar]	104,7759	105,272	104,4243	104,7745
npmer [bar]	15,1883	15,4874	15,415	15,0796
imer [bar]	16,0717	16,3421	16,3058	15,973
rpmer [bar]	-0,8834	-0,8547	-0,8908	-0,8934
bpmer [bar]	6,3012	6,3012	6,3012	6,3012
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	963,56	963,56	963,56	963,56
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.615,6	1.648,3	1.642	1.610
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4712	0,4696	0,4704	0,4699
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,2362	-7,2362	-7,2362	-7,2362
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	60,3	60,3	59,4	58,5
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,1726	1,17	1,1678	1,1668

Μέτρηση	3500 50 20				
Στροφές N [rpm]	3500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	602,164 9	599,668 7	608,069 3	603,738 7	584,886
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-38,657	38,9619	39,9782	40,6927	40,3689
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	563,507 9	560,706 8	568,091 1	563,046	544,517 1
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	65.743	45.416	66.277	65.689	63.527
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	179,370 2	178,478 5	180,829	179,223 1	173,325 2
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	- 414,282 3	- 411,481 2	- 418,865 4	- 413,820 4	- 395,291 4
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	-48.333	-48.006	-48.868	-48.279	-46.117
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	89,2931	89,7594	88,9374	89,7118	89,9312
mpcr [bar]	11,8973	11,8382	11,9941	11,8876	11,4964
imer [bar]	12,7135	12,6608	12,8382	12,7467	12,3487
mpcr [bar]	-0,8162	-0,8226	-0,8441	-0,8591	-0,8523
bmpcr [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	680,16	680,16	680,16	680,16	680,16
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.303	1.301,6	1.303,7	1.306,2	1.269,3
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4621	0,4607	0,4664	0,4622	0,4608
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,2362	-7,2362	-7,2362	-8,1407	-8,1407
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	57,6	58,5	58,5	58,5	57,6
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,145	1,1469	1,1465	1,1434	1,148

Μέτρηση	3500_50_20				
Στροφές N [rpm]	3500				
Ροπή πέδησης Tb [Nm]	47,5				
Συχνότητα δειγματοληψίας [kHz]	20				
Κύκλος (2 στροφές)	1	2	3	4	5
Ένδεικνύμενο έργο Wi [Joule]	602,164 9	599,668 7	608,069 3	603,738 7	584,886
Έργο κύκλου αναπνοής Wp [Joule]	-38,657	-	-	-	-
Καθαρό έργο (2 κύκλων) Wnet [Joule]	563,507 9	560,706 8	568,091 1	563,046	544,517 1
Ισχύς κινητήρα Pnet [Watt]	65.743	45.416	66.277	65.689	63.527
Ροπή κινητήρα Tnet [Nm]	179,370 2	178,478 5	180,829	179,223 1	173,325 2
Απώλειες					
Έργο μηχανικών απωλειών Wf [Joule]	-	-	-	-	-
Ισχύς μηχανικών απωλειών Pf [Watt]	414,282 3	411,481 2	418,865 4	413,820 4	395,291 4
Πιέσεις					
Μέγιστη πίεση [bar]	89,2931	89,7594	88,9374	89,7118	89,9312
n _{mer} [bar]	11,8973	11,8382	11,9941	11,8876	11,4964
i _{mer} [bar]	12,7135	12,6608	12,8382	12,7467	12,3487
p _{mer} [bar]	-0,8162	-0,8226	-0,8441	-0,8591	-0,8523
b _{mer} [bar]	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506	3,1506
Θεωρητική έκλυση θερμότητας καυσίμου [joule]	680,16	680,16	680,16	680,16	680,16
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	1.303	1.301,6	1.303,7	1.306,2	1.269,3
Θερμικός βαθμός απόδοσης η _i =Wi/Q	0,4621	0,4607	0,4664	0,4622	0,4608
Σημείο έναυσης [μοίρες]	-7,2362	-7,2362	-7,2362	-8,1407	-8,1407
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	57,6	58,5	58,5	58,5	57,6

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Γ

Το Πρόγραμμα

```
clc;
data1=data(:,1);
data2=data(:,2);

for i=1:size(data2,1);
    if data2(i)~=0;
        if data2(i+2)==0;
            if data2(i)>=data2(i+1)
                data2(i+1)=[0];
            else data2(i)=[0];
            end
        else data2(i)=[0];
            data2(i+2)=[0];
        end
    end
end
clear i

[n]=find(data2~=0);
data2(n)=1;

data2((max(n)+1):end)=[];
data2(1:(min(n)-1))=[];
data1((max(n)+1):end)=[];
data1(1:(min(n)-1))=[];

% metatropi volt se bar
pre=(data1+abs(min(data1)))*20+1;

% entopismos kiklon kai anebresi nekron simion

n=find(data2~=0);
if pre(n(1))>pre(n(2))
    cbar=pre(n(2):n(5));
    cdat=data2(n(2):n(5));
else cbar=pre(n(1):n(4));
    cdat=data2(n(1):n(4));
end

cnp=find(cdat~=0); %ano nekra simia prin ti metatopisi

if rem(cnp(2)-1,2)==0 %kato nekra simia prin ti metatopisi
    cnkp(1,1)=(cnp(2)-1)/2+1;
else cnkp(1,1)=cnp(2)/2+1;
end
```

```

if rem(cnp(3)-cnp(2),2)==0
    cnkp(2,1)=(cnp(3)-cnp(2))/2+cnp(2);
else cnkp(2,1)=(cnp(3)-cnp(2)-1)/2+cnp(2)+1;
end
if rem(cnp(4)-cnp(3),2)==0
    cnkp(3,1)=(cnp(4)-cnp(3))/2+cnp(3);
else cnkp(3,1)=(cnp(4)-cnp(3)-1)/2+cnp(3)+1;
end

z=size(cbar(1:cnkp(1)-1),1);
cbar(cnkp(3)+1:end)=[];
cbar(1:cnkp(1)-1)=[];
cdat(cnkp(3)+1:end)=[];
cdat(1:cnkp(1)-1)=[];

cn=find(cdat~=0); %ano nekra simia meta ti metatopisi
cnk=cnkp-z; %kato nekra simia meta ti metatopisi
clear z
clear cnkp
clear cnp

moires1=[-180:(180/(cn(1)-cnk(1))):0-(180/(cn(1)-cnk(1)))];
moires2=[0:(180/(cnk(2)-cn(1))):180-(180/(cnk(2)-cn(1)))];
moires3=[180:(180/(cn(2)-cnk(2))):360-(180/(cn(2)-cnk(2)))];
moires4=[360:180/(cnk(3)-cn(2)):540];
moires=[moires1;moires2;moires3;moires4];
s=size(moires,1);

% plirofories-dedomena
N=input('Στροφες N[rpm] = ');
Tb=input('Ροπη πεδησης(μετρουμενη) Tb[Nm] = ');
Hz=input('Συχνοτητα δειγματοληψιας [kHz] = ');

pr=menu('Θελετε να χρησιμοποιησετε τα χαρακτηριστικα του κινητηρα VW Golf 1.9 TDI
1Z;','Ναι','Οχι');
if pr==1
    vc=25.63;
    R=3;
    rc=19.48;
    nc=4;
    fmap=[0.17 0.45 0.81;...
          0.30 0.57 0.99;...
          0.47 0.78 1.37;... %katanalosi kaysimoy se [gr/sec]
          0.66 1.05 1.17;... %katakorfifa rpm 1000:500:3500
          0.91 1.43 2.21;... %orizontia Nm 0-47.5-95
          1.23 1.82 2.71];
    map1=[1000:500:3500]; % [rpm]
    map2= [0 47.5 95]; % [Nm]
    fuel=fmap(find(map1==N),find(map2==Tb))*120/(N*nc); %[gr/2rev gia 1 kylindro]
else vc=input('Νεκρος ογκος κυλινδρου vc[cm^3] = ');

```

```

R=input('Λογος μηκους διωστηρα/ακτινα στροφαλου R = ');
rc=input('Λογος συμπιεσης κινητηρα rc = ');
nc=input('Αριθμος κυλινδρων nc = ');
fuel=input('Καταναλωση καυσιμου [gr/sec]:')*120/(N*nc);
end

% filtrarisma cubic spline
disp('Για το φιλτραρισμα του σηματος χρησιμοποιειται η μεθοδος cubic spline.')
disp('Για την μεθοδο αυτη χρειαζεται ο αριθμος των διαστηματων (knots)')
disp('στον οποιο θα τεμαχιστει το σημα.Για τον αριθμο αυτο καντε χρηση του τυπου:')
disp('720[degrees]/μεγιστη περιοδικοτητα του θορυβου σε μοιρες γωνιας στροφαλου')
disp('+25% περιπου.Οσο αρχικος αριθμος μικραινει, τοσο αυξανει το ποσοστο(μπορει να φτασει και +50%).')
if pr==1
    if Hz==20
        pro= [0 240 0;...
              0 160 0;...
              0 110 115;...  %[knots]
              0 90 100;...  %katakorfira rpm 1000:500:3500
              0 80 90;...  %orizontia Nm 0-47.5-95
              0 65 0];
    elseif Hz==15
        pro= [0 0 0;...
              165 0 0;...
              0 130 0;...  %[knots]
              0 0 0;...
              0 0 0;...
              0 0 0];
    else pro=0;
    end
    prknots=pro(find(map1==N),find(map2==Tb));
    if isempty(prknots)
        disp('Δεν υπαρχει προτεινομενος αριθμος knots για το συγκεκριμενο σημα.')
        disp('Επιλεξτε knots βασει του αφιλτραριστου σηματος.')
        figure
        plot(moires,cbar)
        xlabel('a [degrees]')
        ylabel('P [bar]')
        title('Raw signal')
        knots=input('Φιλτραρισμα σηματος με cudic spline.Δωστε knots. ');
    elseif prknots==0
        disp('Δεν υπαρχει προτεινομενος αριθμος knots για το συγκεκριμενο σημα.')
        disp('Επιλεξτε knots βασει του αφιλτραριστου σηματος.')
        figure
        plot(moires,cbar)
        xlabel('a [degrees]')
        ylabel('P [bar]')
        title('Raw signal')
        knots=input('Φιλτραρισμα σηματος με cudic spline.Δωστε knots. ');
    else disp('Προτεινομενος αριθμος knots για το συγκεκριμενο σημα:')

```

```

disp(prknots)
inf=menu('Θελετε να χρησιμοποιησετε τον προτεινομενο αριθμο knots;', 'Ναι', 'Οχι');
if inf==1
    knots=prknots;
else disp('Επιλεξετε knots βασει του αφιλτραριστου σηματος.')
    figure
    plot(moires,cbar)
    xlabel('a [degrees]')
    ylabel('P [bar]')
    title('Raw signal')
    knots=input('Φιλτραρισμα σηματος με cudic spline.Δωστε knots. ');
end
end
else disp('Επιλεξετε knots βασει του αφιλτραριστου σηματος.')
    figure
    plot(moires,cbar)
    xlabel('a [degrees]')
    ylabel('P [bar]')
    title('Raw signal')
    knots=input('Φιλτραρισμα σηματος με cudic spline.Δωστε knots. ');
end
x=(1:s)';
f=spap2(knots,4,x,cbar);
F=fintval(f,x);

clear x
clear pro
clear fmap
clear map1
clear map2
clear prknots
clear inf
clear pr

% enarksi ipologismon
for i=1:s;
    V(i,1)=vc+vc*0.5*(rc-1)*(R+1-cos(moires(i)*pi/180)-sqrt(R^2-
        (sin(moires(i)*pi/180))^2));
end %V[cm^3]
clear i

Vd=rc*vc-vc; %[cm^3]

for i=1:s-1 % to s einai o arithmos ton metriseon se ena kyklo +1 etsi oste na
    ypologistei to wi tis telefteas thesis
    wi(i,1)=(F(i)+F(i+1))*0.5*(V(i+1)-V(i))*0.1; %*0.1 gia na ginoyrn [Joule]
end
clear i

wisy=sum(wi(cnk(1):(cn(1)-1)));

```

```

wiekts=sum(wi(cn(1):(cnk(2)-1)));
wpeks=sum(wi(cn(2):(cn(2)-1)));
wpeis=sum(wi(cn(2):(cnk(3)-1)));
Wi=wiekts+wisy
Wp=wpeks+wpeis

disp(['Joule],[Watt],[Nm]')
Wnet=Wi+Wp % [Joule]
Pnet=Wnet*nc*N/120 % [Watt]
Tnet=Pnet/(2*pi*(N/60)) % [Nm]

Pb=2*pi*(N/60)*Tb; % [Watt]
Wb=(Pb*120)/(nc*N); % [Joule] t=120/N gia 2 kikloys

disp('Απωλειες [Joule],[Watt],[Nm]')
Wf=Wb-Wnet % [Joule]
Pf=Wf*nc*(N/120) % [Watt]
Tf=Pf/(2*pi*(N/60)) % [Nm]

disp('Μεσες ενδεικνυμενες πιεσεις [bar]')
imep=Wi/Vd*10 % [bar]
pmp=Wp/Vd*10 % [bar]
bmp=Wb/Vd*10 % [bar]

% politropikos ekthesis simpiesis
nt1=(size(moires1,1)-rem(size(moires1,1),2))/2;
nt2=cn(1);
Fnt=log(F(nt1:nt2));
Vnt=log(V(nt1:nt2));
nt=spap2(1,2,Vnt,Fnt);
Nt=fival(nt,Vnt);
ntropic=(Nt(end)-(Nt(1)))/(log(V(nt1))-log(V(nt2)));
disp('Πολυτροπικος εκθετης συμπιεσης')
disp(ntropic)

clear nt1
clear nt2
clear Fnt
clear Vnt
clear nt
clear Nt

%klisimo & anigma balbidon sto kiklo kafsis
kb=(size(moires1,1)-rem(size(moires1,1),6))/6;
ab=cnk(2)-(size(moires2,1)-rem(size(moires2,1),6))/6;

for i=kb:ab
dQ(i-(kb-1),1)=((1.3*((F(i)+F(i+1))/2)*(V(i+1)-V(i))+((V(i)+V(i+1))/2)*(F(i+1)-
F(i)))/0.3)*0.1;
end %dQ se [Joule]

```

```

clear i

%simio enafsis
for i=1:size(dQ,1)
    if dQ(i)>=(max(dQ)*0.1)
        en1=i;
        break
    end
end
clear i
en=en1+kb-1;
disp('Σημείο εναυσης [degrees]')
disp(moires(en))

%termatismos kafsis
for i=find(dQ==max(dQ)):size(dQ,1)
    if dQ(i)<=0
        tk1=i-1;
        break
    end
end
clear i
tk=tk1+kb-1;
disp('Σημείο τερματισμου καυσης [degrees]')
disp(moires(tk))

for i=en1:tk1
    Q(i-(en1-1),1)=sum(dQ(en1:i));
end
clear i

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('Θεωρητικη ποσοτητα θερμοτητας που μπορει να αποδωσει το καυσιμο')
disp('σε 1 κυλινδρο και για 2 στροφες (μια καυση) [Joule]')
Qfuel=fuel*43600 %Hu=43600kj/kg

disp('Παραγομενη ποσοτητα θερμοτητας μου υπολογιζεται [Joule]')
Qrelease=max(Q)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

disp('Θερμικος βαθμος αποδοσης')
ni=Wi/Q(tk-en+1)

```

```

%rabdogramma
for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.2
        if Q(tk-en+1)*0.2-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.2
            sim=i;
            break
        else sim=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i

for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.5
        if Q(tk-en+1)*0.5-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.5
            sim1=i;
            break
        else sim1=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i

for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.8
        if Q(tk-en+1)*0.8-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.8
            sim2=i;
            break
        else sim2=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i

istx=[moires(sim+en-1),moires(sim1+en-1),moires(sim2+en-1)];
isty=[Q(sim),Q(sim1),Q(sim2)];

%diagrammata
m1=menu('Θελετε να σχεδιαστουν τα διαγραμματα;', 'Ναι', 'Οχι');
if m1==1,
    figure
    plot(V,F)
    xlabel('V [cm^3]')
    ylabel('P [bar]')
    title('P-V (filtered)')
end

```

```

figure
plot(log(V),log(F))
xlabel('logV')
ylabel('logP')

figure
plot(moires,[cbar,F,cbar-F])
xlabel('a [degrees]')
ylabel('P [bar]')
title('Least-squares cubic spline approximation of P')
legend('Raw signal','Filtered','Error')

figure
plot(moires(kb:ab),[dQ,zeros(size(dQ,1),1),zeros(size(dQ,1),1)+0.1*max(dQ)])
xlabel('a [degrees]')
ylabel('dQ [Joule]')
legend('dQ','0','10% of max(dQ)')

figure
bar(istx,isty,'g')
hold on
plot(moires(en:tk),Q(1:tk-en+1))
xlabel('a [degrees]')
ylabel('Q [Joule]')
title('percentages of produced Q')
legend('Q produced at combustion cycle','20% 50% 80% of produced Q')
hold off

end
clear m1

```


ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Δ

Ανάλυση μονοκύλινδρου κινητήρα diesel

Πέρα από την επεξεργασία των σημάτων του κινητήρα VW 1.9 TDI 1Z έγινε και η προσπάθεια επεξεργασίας σήματος και από ένα μονοκύλινδρο κινητήρα diesel, η ανάλυση του οποίου έγινε από άλλο εργαστήριο.

Αποτελέσματα αρχικής ανάλυσης

CASE 1: Single Cylinder Tutorial #1 1960 RPM

GT-SUITE Report Header

Date	23-AUG-02
Time	14:57:55
GT-SUITE Application	GTpower 5.2.0
Case #	1

Engine Geometry (Cyl # 1)

Bore [mm]	102.0
Stroke [mm]	125.0
Connecting Rod Length [mm]	244.0
Piston Pin Offset [mm]	0.00
Displacement/Cylinder [liter]	1.021
Total Displacement [liter]	1.021
Number of Cylinders	1
Compression Ratio	17.15
Bore/Stroke	0.816
IVC [CA]	-136
EVO [CA]	130
IVO [CA]	338
EVC [CA]	372

Bore [in]	4.02
Stroke [in]	4.92
Connecting Rod Length [in]	9.61
Piston Pin Offset [in]	0.000
Displacement/Cylinder [in ³]	62.3
Total Displacement [in ³]	62.3

Engine Operating Conditions

RPM	1960
Combustion Start [CA]	4.0
Injection Start [CA]	0.0
Vol.Eff Ref. Pressure [bar]	1
Vol.Eff Ref. Temperature [K]	300
Mean Piston Velocity [m/s]	8.2

Vol.Eff Ref. Pressure [psi]	14.5
Vol.Eff Ref. Temperature [degF]	80
Mean Piston Velocity [ft/s]	26.8

Engine Performance

Engine Performance Predictions

Brake Power [kW]	28.2
Brake Torque [N-m]	137.4
IMEP [bar]	18.76
FMEP [bar]	1.86
PMEP [bar]	-1.17
Air Flow Rate [kg/hr]	142.5
BSAC [g/kW-h]	5053
Fuel Flow Rate [kg/hr]	6.6
BSFC [g/kW-h]	235.5
Volumetric Efficiency [fraction]	204.7
Volumetric Efficiency (m) [fraction]	204.7
Trapping Ratio	1
A/F Ratio	21.46
Brake Efficiency [fraction]	35.9

Brake Power [HP]	37.8
Brake Torque [lbf-ft]	101.3
IMEP [psi]	272.1
FMEP [psi]	26.97
PMEP [psi]	-16.96
Air Flow Rate [lb/hr]	314.1
BSAC [lb/hp-h]	8
Fuel Flow Rate [lb/hr]	14.6
BSFC [lb/hp-h]	0.39

Engine Performance - Fuel Energy Basis

Definition	Energy in kW	% of Fuel Energy
Fuel	78.5	100.0
Useable	78.5	100.0
Brake	28.2	35.9
Friction	3.1	4.0
Exhaust Heat	34.1	43.5
Heat Transfer	13.0	16.6

Engine MEP, Torque & Power (SI and US Units)

	MEP [bar]	Torque [N-m]	Power [kW]
Indicated	18.8	152.5	31.3
Crankshaft	18.8	152.5	31.3
Friction	-1.9	15.1	3.1
Attachments	0.0	0.0	0.0
Brake	16.9	137.4	28.2

	MEP [psi]	Torque [lbf-ft]	Power [HP]
Indicated	272.1	112.5	42.0
Crankshaft	272.1	112.5	42.0
Friction	-27.0	11.1	4.2
Attachments	0.0	0.0	0.0
Brake	245.1	101.3	37.8

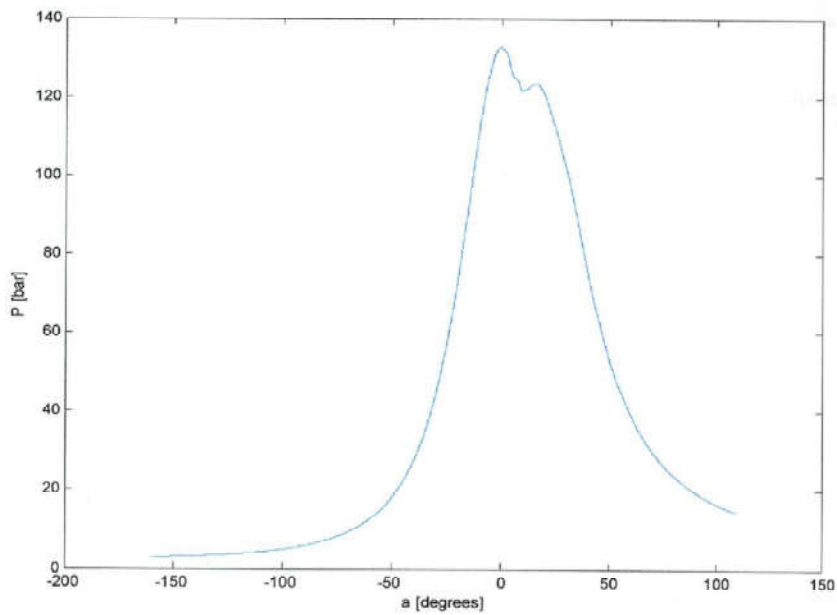
Key Cylinder Predictions

Cylinder #	1
Part Name	cylinder
Volumetric Efficiency [fraction]	204.7
Volumetric Efficiency (m) [fraction]	204.7
Trapping Ratio	1
Residual Fraction [%]	7.4
EGR [%]	0.0
F/A Ratio (trapped)	0.047
IMEP [bar]	18.7
PMEP [bar]	-1.17
ISFC [g/kW-h]	212.7
Indicated Efficiency [fraction]	39.8
Fuel Mass [mg]	112.9
Maximum Pressure [bar]	133
CA at Max. Pressure [deg]	-0.2
dPmx/DCA [bar/deg]	4.222
Maximum Temperature [K]	1887
Intake Pressure [bar]	2.6
Intake Temperature [K]	359
Exhaust Pressure [bar]	2.547
Exhaust Temperature [K]	925
Heat.Tr. (frac. of F.E) [fraction]	16.6
Swirl at TDC	0.000
Swirl at BDC	0.000

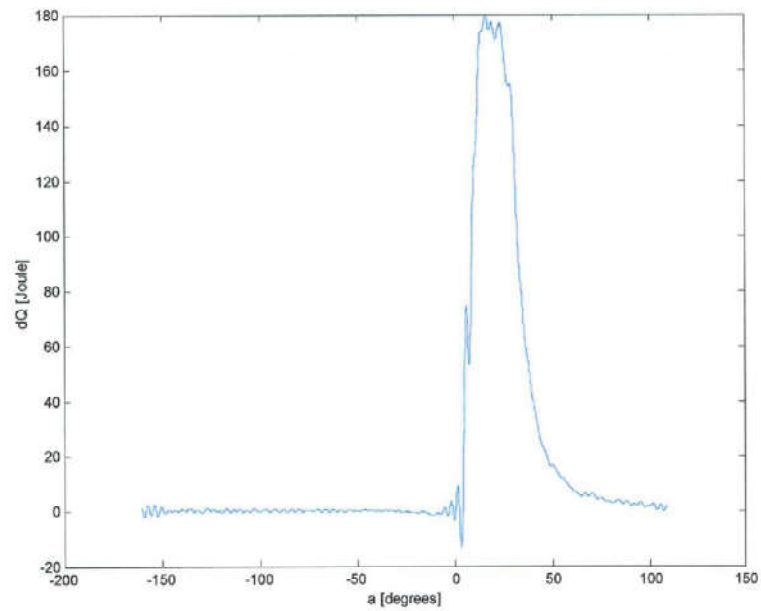
Cylinder Heat Transfer Output

Gas-Structure Heat Transfer - Cyl # 1

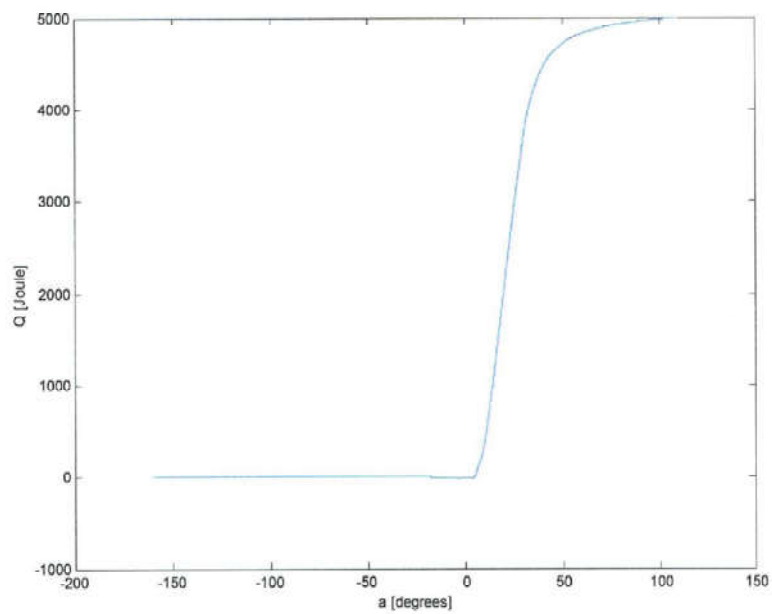
Surface Description	Area [mm ²]	hg_eff [W/m ² -K]	Tg_eff [K]	T_wall [K]	Q_conv [W]	Q_rad [W]	Q_total [W]	Q_flux [kW/m ²]
Piston 1	6890	782	1047	507	2907	263	3171	460
Piston 2	109	782	1047	507	46	4	50	460
Piston 3	3937	782	1047	507	1661	151	1812	460
Head 1	5148	782	1047	496	2216	197	2413	469
Head 2	82	782	1047	496	35	3	38	469
Head 3	2942	782	1047	496	1266	113	1379	469
Cylinder 1	6731	506	1022	475	1863	71	1934	287
Cylinder 2	13457	280	852	475	1423	8	1431	106
Cylinder 3	20188	134	756	475	759	0	759	38



Σχήμα Δ.1 Διάγραμμα Πίεσης – Γωνίας στροφάλου



Σχήμα Δ. 2 Διάγραμμα Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας – Γωνίας στροφάλου



Σχήμα Δ. 3 Διάγραμμα Εκλύομενης Θερμότητας – Γωνίας Στροφάλου

Το σήμα, του κινητήρα αυτού του παραρτήματος, επεξεργάστηκε και από εμάς. Επειδή όμως το σήμα αυτό δεν καλύπτει δύο πλήρεις περιστροφές του κινητήρα, το αρχικό πρόγραμμα έπρεπε να προσαρμοστεί σε αυτό. Εστί κατασκευάστηκε το ακόλουθο πρόγραμμα που χρησιμοποιεί τις ίδιες θερμοδυναμικές σχέσεις με αυτές που χρησιμοποιήθηκαν και στο πρόγραμμα του Παραρτήματος Γ. Η επεξεργασία αυτή έγινε με σκοπό την εφαρμογή της ίδιας θεωρίας και σε ένα δεύτερο κινητήρα, απλά και μόνο για την διεξαγωγή μίας πιο ολοκληρωμένης εικόνας για τον τρόπο λειτουργίας των μηχανών diesel. Η ενέργεια αυτή δεν έγινε με σκοπό την σύγκριση των δύο κινητήρων. Ωστόσο, στον δεύτερο κινητήρα έγινε μία σχετική σύγκριση με τα αρχικά αποτελέσματα του πρώτου εργαστηρίου.

Το Πρόγραμμα

```
clc;

%ano nekro simio
s=size(moires,1);
for i=1:s
    if moires(i)==0
        cn=i;
        break
    elseif moires(i)>0
        if -moires(i-1)<=moires(i)
            cn=i-1;
            break
        else cn=i;
            break
        end
    end
end

for i=1:s;
    V(i,1)=Vc+Vc*0.5*(rc-1)*(R+1-cos(moires(i)*pi/180)-sqrt(R^2-
(sin(moires(i)*pi/180))^2));
end %V[cm^3]
clear i

Vd=rc*Vc-Vc; %[cm^3]

for i=1:s-1
    wi(i,1)=(p(i)+p(i+1))*0.5*(V(i+1)-V(i))*0.1;%*0.1 gia na ginoyñ [Joule]
end
clear i
```

```

Wi=sum(wi)           %[Joule]
Pi=Wi*nc*N/120      %[Watt]
Ti=Pi/(2*pi*(N/60)) %[Nm]

Pb=2*pi*(N/60)*Tb;  %[Watt]
Wb=(Pb*120)/(nc*N); %[Joule]   t=120/N gia 2 kikloys

imep=Wi/Vd*10 %[bar]
bmep=Wb/Vd*10 %[bar]

% politropikos ekthetis simpiesis
ntropic=(log(p(1))-log(p(cn)))/(log(V(cn))-log(V(1)));
disp('Πολυτροπικός εκθετής συμπίεσης')
disp(ntropic)

for i=1:s-1
    dQ(i,1)=((1.3*((p(i)+p(i+1))/2)*(V(i+1)-V(i))+((V(i)+V(i+1))/2)*(p(i+1)-
p(i))))/0.3)*0.1;
end %dQ se [Joule]
clear i

%simio enafsis
for i=1:size(dQ,1)
    if dQ(i)>=(max(dQ)*0.1)
        en=i;
        break
    end
end
clear i
disp('Σημείο εναυσης [degrees]')
disp(moires(en))

%termatismos kafsis
for i=find(dQ==max(dQ)):size(dQ,1)
    if dQ(i)<=(max(dQ)*0.1)
        tk=i-1;
        break
    end
end
clear i
disp('Σημείο τερματισμού καυσης [degrees]')
disp(moires(tk))

for i=en:size(dQ,1)
    Q(i-(en-1),1)=sum(dQ(en:i));
end
clear i

```

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
disp('Θεωρητική ποσοτήτα θερμότητας που μπορεί να αποδώσει το καυσίμο')
disp('σε 1 κυλινδρο και για 2 στροφες (μια καυση) [Joule]')
Qfuel=fuel*(120/(N*nc))*43600 %Hu=43600kj/kg

disp('Παραγομενη ποσοτηα θερμότητας μου υπολογιζεται [Joule]')
Qrelease=Q(tk-en+1)
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

disp('Θερμικος βαθμος αποδοσης')
ni=Wi/Q(tk-en+1)

%rabdogramma
for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.2
        if Q(tk-en+1)*0.2-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.2
            sim=i;
            break
        else sim=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i

for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.5
        if Q(tk-en+1)*0.5-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.5
            sim1=i;
            break
        else sim1=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i

for i=1:tk-en+1
    if Q(i)>=Q(tk-en+1)*0.8
        if Q(tk-en+1)*0.8-Q(i-1)>=Q(i)-Q(tk-en+1)*0.8
            sim2=i;
            break
        else sim2=i-1;
            break
        end
    end
end
clear i
istx=[moires(sim+en-1),moires(sim1+en-1),moires(sim2+en-1)];
isty=[Q(sim),Q(sim1),Q(sim2)];

```

```

%diagrammata
m1=menu('Θελετε να σχεδιασουν τα διαγραμματα;', 'Ναι', 'Οχι');
if m1==1,
figure
plot(V,p)
xlabel('V [cm^3]')
ylabel('P [bar]')
title('P-V')

figure
plot(log(V),log(p))
xlabel('logV')
ylabel('logP')
title('logP-logV')

figure
plot(moires,p)
xlabel('a [degrees]')
ylabel('P [bar]')
title('P-a')

figure
plot(moires(1:s-1),[dQ,zeros(size(dQ,1),1),zeros(size(dQ,1),1)+0.1*max(dQ)])
xlabel('a [degrees]')
ylabel('dQ [Joule]')
legend('dQ','0','10% of max(dQ)')

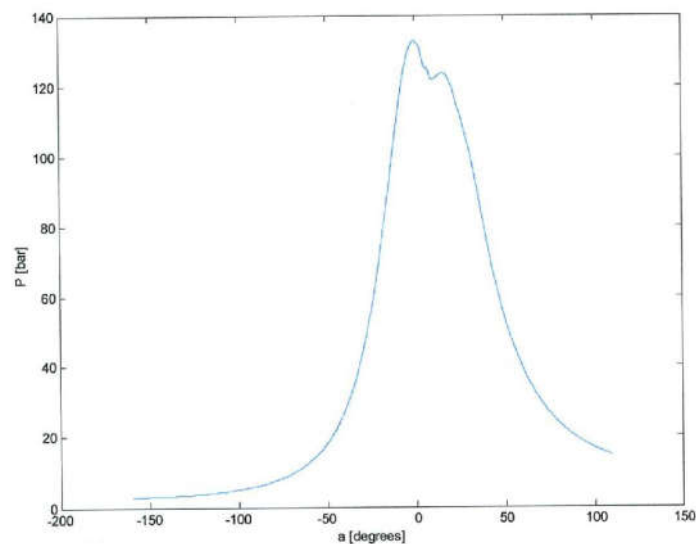
figure
bar(istx,isty,'g')
hold on
plot(moires(en:s-1),Q)%plot(moires(en:tk),Q(1:tk-en+1))
xlabel('a [degrees]')
ylabel('Q [Joule]')
title('persentages of prodused Q')
legend('Q produced at combustion cycle','20% 50% 80% of prodused Q')
hold off

end
clear m1

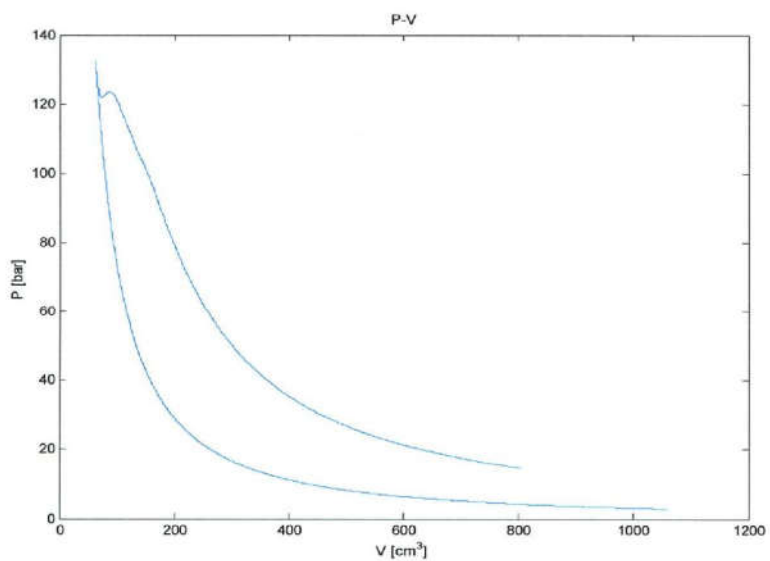
```


Από την χρήση του νέου προγράμματος προέκυψαν ο ακόλουθος πίνακας αποτελεσμάτων και τα διαγράμματα.

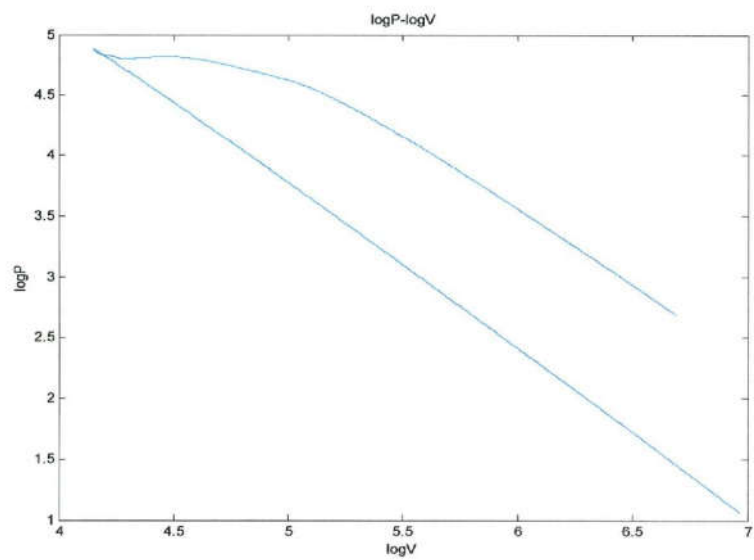
Στροφές N [rpm]	1960
Ροπή πέδησης T_b [Nm]	137,4
Ενδεικνύμενο έργο W_i [Joule]	
Ενδεικνύμενο έργο W_i [Joule]	1.882,2
Ισχύς κινητήρα P_i [Watt]	30.743
Ροπή κινητήρα T_i [Nm]	149,7816
Πιέσεις	
Μέγιστη πίεση [bar]	132,8087
i_{mp} [bar]	18,4378
b_{mp} [bar]	16,9137
Κατανάλωση καυσίμου [gr/sec]	
Κατανάλωση καυσίμου [gr/sec]	1,833
Θεωρητική εκλυόμενη θερμότητα καυσίμου [Joule]	4.893
Εκλυόμενη θερμότητα Q [Joule]	4.578,4
Θερμικός βαθμός απόδοσης $\eta_i = W_i/Q$	0,4111
Σημείο έναυσης [μοίρες]	
Σημείο έναυσης [μοίρες]	5,1146
Σημείο τερματισμού καύσης [μοίρες]	103,5146
Πολυτροπικός εκθέτης συμπίεσης	1,3581



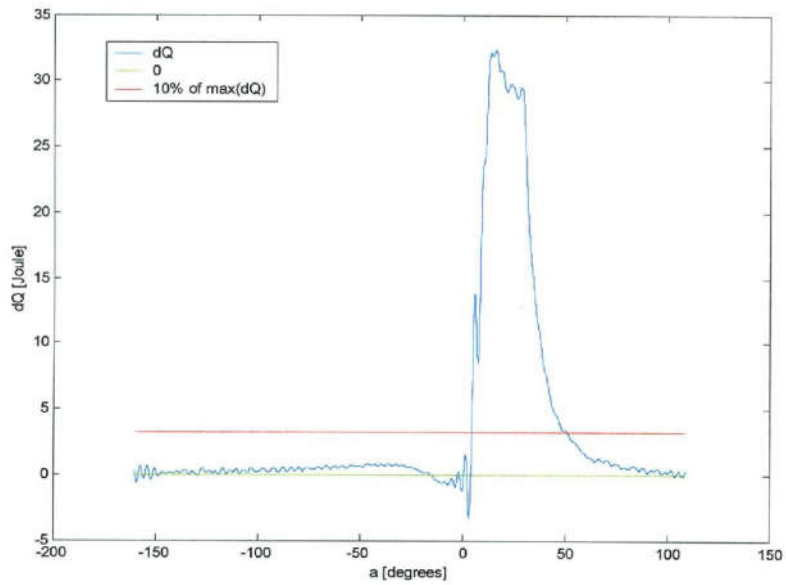
Σχήμα Δ.4 Διάγραμμα Πίεσης – Γωνίας στροφάλου



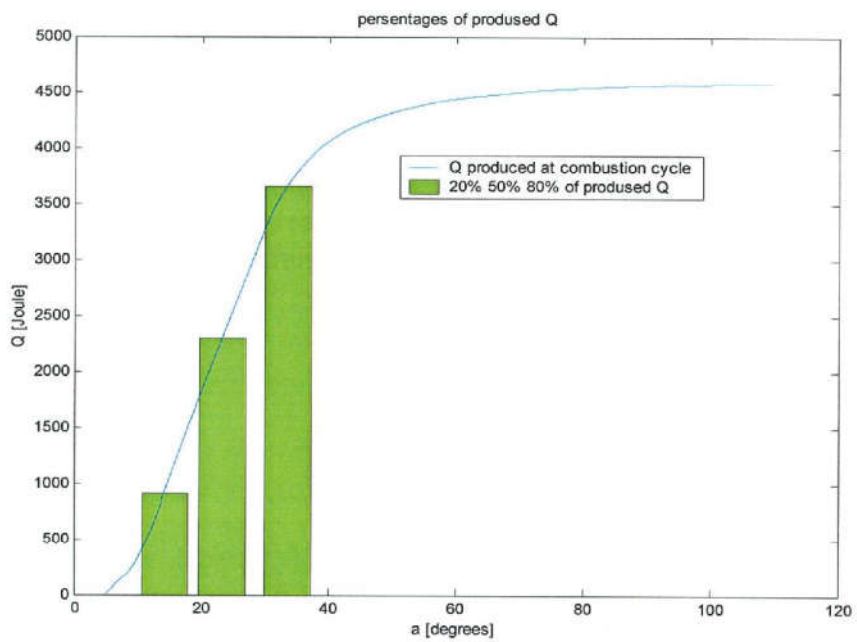
Σχήμα Δ.5 Διάγραμμα Πίεσης – Όγκου



Σχήμα Δ.6 Λογαριθμικό Διάγραμμα Πίεσης – Όγκου

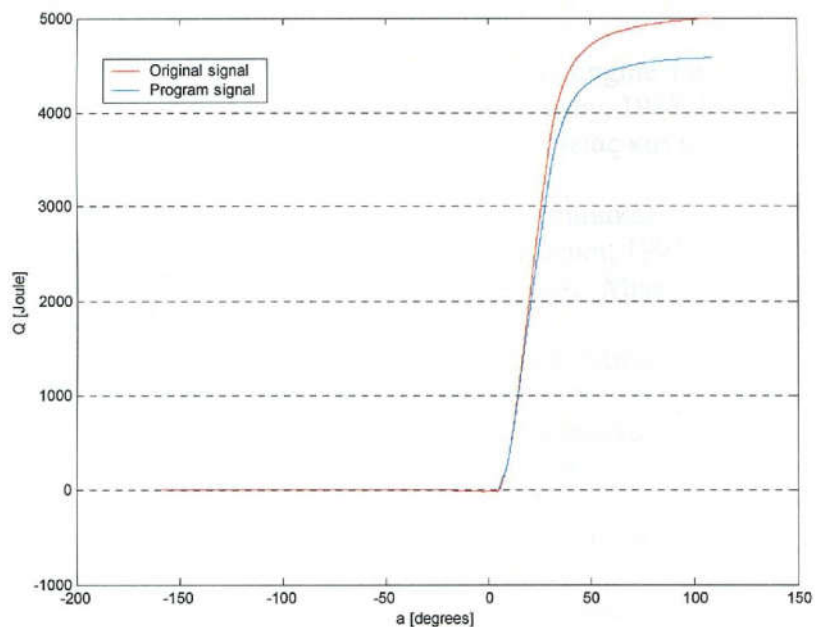


Σχήμα Δ.7 Διάγραμμα Ρυθμού Έκλυσης Θερμότητας – Γωνίας στροφάλου



Σχήμα Δ. 8 Διάγραμμα Εκλύομενης Θερμότητας – Γωνίας Στροφάλου

Στο Σχήμα Δ.9 εμφανίζεται μία σχετική σύγκριση μεταξύ των αρχικών αποτελεσμάτων και αυτών που προέκυψαν από την χρήση του προγράμματος, όσο αφορά τα σήματα της εκλυόμενης θερμότητας.



Σχήμα Δ.9 Συγκριτικό Διάγραμμα Εκλυόμενης Θερμότητας – Γωνίας Στροφάλου

Με τη σύγκριση των αποτελεσμάτων παρατηρείται μια σχετικά μικρή απόκλιση, που πιθανότατα οφείλεται στις διαφορετικές θερμοδυναμικές σχέσεις που χρησιμοποιήθηκαν στην κάθε περίπτωση.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6^ο

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. Heywood John B., «Internal Combustion Engine Fundamentals», New York, NY, McGraw-Hill Book Company, 1988.
2. Κυριάκη Ν., «Μηχανές Μετατροπής Ενέργειας και Εργομηχανές», Θεσσαλονίκη, 2002.
3. Γουσίδου-Κουτίτα Μ., «Πανεπιστημιακές Παραδόσεις Υπολογιστικών Μαθηματικών», Θεσσαλονίκη, 1993.
4. Κυριάκη Ν., «Συστήματα Προετοιμασίας Μίγματος Κινητήρα Diesel», Θεσσαλονίκη 2001.
5. Μήλτσιος Γ., «Σημειώσεις στο μάθημα Μηχανές Εσωτερικής Καύσης», Σέρρες, 1996.
6. Γουσίδου-Κουτίτα Μ., «Ανώτερα Εφαρμοσμένα Μαθηματικά και Αριθμητικές Μέθοδοι», Θεσσαλονίκη, 1994
7. Ρακόπουλος Κ., «Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.», Αθήνα, 1986
8. Blair, Gordon P. «Design and Simulation of Four Stroke Engines», Society of Automotive Engineers, 1998
9. Guezennec Y., Gyan P., «A Novel Approach to Real Time Estimation of the Individual Cylinder Combustion Pressure for S.I. Engine Control», SAE Technical Paper 1999-01-0209, 1999
10. Wimmer A. Glaser J., «Engine Indicating Users Handbook», Graz, AVL List GmbH, 2000