



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΝΑΠΤΥΞΗ ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑΣ ΓΙΑ ΤΟΝ ΠΡΟΣΔΙΟΡΙΣΜΟ ΤΟΥ
ΧΡΟΝΙΣΜΟΥ ΤΩΝ ΒΑΛΒΙΔΩΝ ΚΑΙ ΤΗΣ ΓΩΝΙΑΣ ΕΝΑΥΣΗΣ
ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL ΑΠΟ ΤΟ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΟ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑ
ΠΙΕΣΕΩΝ

ΠΕΤΡΑΚΗΣ Π. ΕΜΜΑΝΟΥΗΛ

Επιβλέπων : Δ. Θ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Μάρτιος 2015

Αφιερώνεται στους δίδυμους

Γιώργο και Πάυλο

Περίληψη

Σκοπός της παρούσας διπλωματικής εργασίας, είναι η ανάπτυξη αλγορίθμων και η υλοποίησή τους σε γλώσσα προγραμματισμού Fortran, για τον εντοπισμό του χρονισμού των βαλβίδων και του σημείου εναύσεως, μέσω της επεξεργασίας του δυναμοδεικτικού διαγράμματος κινητήρα Diesel.

Αρχικά γίνεται αναφορά στην εναλλαγή αερίων, σε δίχρονους και τετράχρονους κινητήρες, και στη συνέχεια εξετάζεται το θέμα της καύσης στους κινητήρες Diesel. Δίνεται ιδιαίτερη έμφαση, στην επίδραση του χρονισμού των βαλβίδων και του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου, στην ειδική κατανάλωση και στους εκπεμπόμενους ρύπους. Κατόπιν, περιγράφονται οι μέθοδοι αριθμητικής ανάλυσης οι οποίες ενσωματώθηκαν στα προγράμματα που αναπτύχθηκαν. Ακολουθεί η γενική περιγραφή των προγραμμάτων, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που εξάγονται από την εκτέλεσή τους, και τελικά, τα προγράμματα αυτά απεικονίζονται λεπτομερώς σε διαγράμματα ροής.

Πρόλογος

Η ανάγκη βελτιστοποίησης της λειτουργίας των κινητήρων Diesel, κατά το δυνατό σε μεγαλύτερο εύρος φορτίου και στροφών, οδήγησε στην εφαρμογή συστημάτων μεταβλητού χρονισμού, των βαλβίδων και της έγχυσης του καυσίμου. Η επιτήρηση της λειτουργίας των συστημάτων αυτών απαιτεί τη λήψη μετρήσεων και την επεξεργασία τους. Το έργο της επεξεργασίας των μετρήσεων και της εξαγωγής αποτελεσμάτων, καλείται να επιτελέσει το λογισμικό που αναπτύχθηκε στην παρούσα διπλωματική εργασία. Κατά τη σύνταξη των προγραμμάτων λήφθηκαν υπόψη θέματα συμβατότητας, ώστε τα προγράμματα αυτά να μπορούν να αποτελέσουν μέρος ενός ολοκληρωμένου λογισμικού επιτήρησης λειτουργίας και διάγνωσης βλαβών, μεσόστροφων και αργόστροφων κινητήρων Diesel.

Η εργασία συγκροτείται από πέντε κεφάλαια, το περιεχόμενο των οποίων, συνοπτικά, έχει ως εξής:

- Πρώτο κεφάλαιο, εισαγωγή.
- Στο δεύτερο κεφάλαιο, γίνεται αναφορά στην εναλλαγή αερίων στους δίχρονους και στους τετράχρονους κινητήρες. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην επίδραση του χρονισμού των βαλβίδων, στην ειδική κατανάλωση και στους εκπεμπόμενους ρύπους.
- Το τρίτο κεφάλαιο αναφέρεται στην έγχυση του καυσίμου και την καύση του, στους κινητήρες Diesel. Ιδιαίτερη έμφαση δίνεται στην επίδραση του χρονισμού της έγχυσης, στην ειδική κατανάλωση και τους εκπεμπόμενους ρύπους.
- Στο τέταρτο κεφάλαιο, παρουσιάζονται οι μέθοδοι αριθμητικής ανάλυσης οι οποίες ενσωματώθηκαν στα προγράμματα που αναπτύχθηκαν. Παρουσιάζονται οι δύο αλγόριθμοι που αναπτύχθηκαν για τον εντοπισμό του χρονισμού των βαλβίδων, δίνονται τα αποτελέσματα που εξάγονται από την εκτέλεση των προγραμμάτων και τα διαγράμματα ροής τους. Περιγράφεται ο αλγόριθμος εντοπισμού του χρονισμού της έγχυσης του καυσίμου, δίνονται τα αποτελέσματα που εξάγονται από την εκτέλεση του προγράμματος και το διάγραμμα ροής του.
- Πέμπτο κεφάλαιο, συμπεράσματα.

Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω, τον καθηγητή κύριο Χουντάλα Δημήτριο για την ανάθεση της διπλωματικής εργασίας και για την καθοδήγηση που μου παρείχε. Οφείλω ακόμα να ευχαριστήσω, όσους από τον επαγγελματικό και φοιτητικό μου κύκλο συντέλεσαν στην υλοποίηση του προγραμματισμού μου, την τελευταία επταετία.

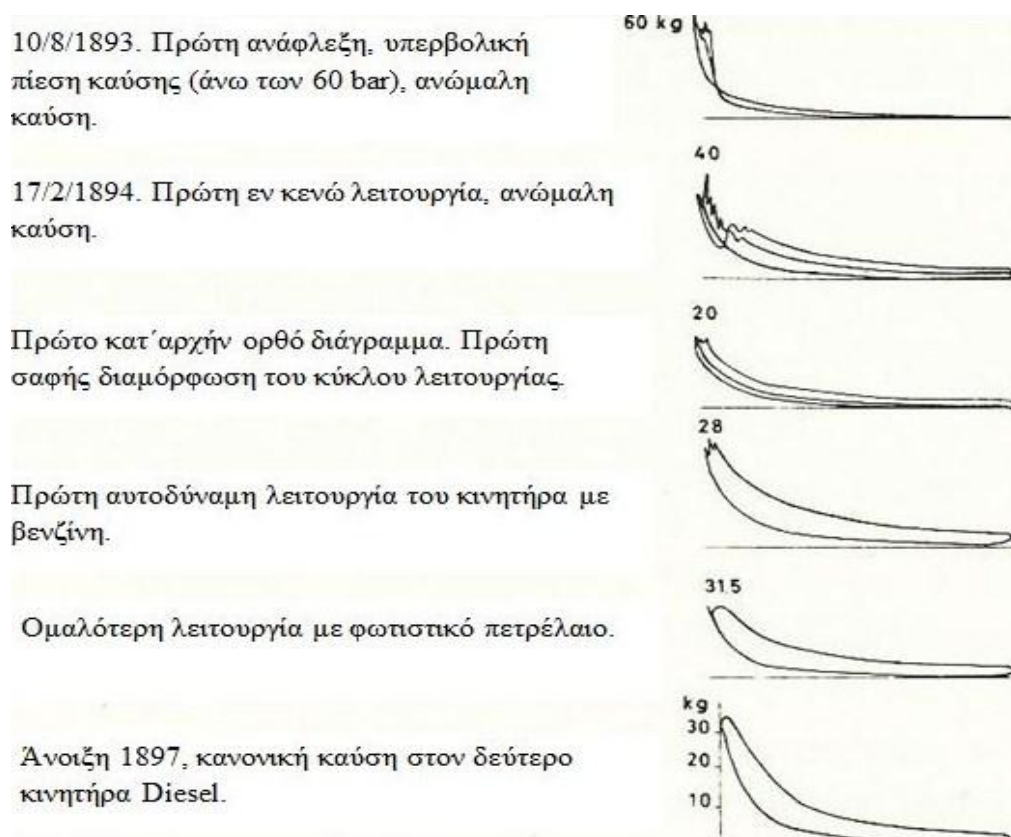
Περιεχόμενα

1	Εισαγωγή	7
2	Εναλλαγή αερίων και ο χρονισμός των βαλβίδων	11
2.1	Ιδανικές διεργασίες εναλλαγής αερίων.....	11
2.2	Εναλλαγή αερίων στους 4-Χ κινητήρες.....	13
2.3	Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης	17
2.4	Δυνάμεις και ενεργειακές απώλειες της ροής	18
2.5	Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής και των παραμέτρων των βαλβίδων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης.....	21
2.6	Τα χαρακτηριστικά της ροής δια μέσου των βαλβίδων	24
2.7	Η επίδραση της επικάλυψης των βαλβίδων στη λειτουργία του κινητήρα	30
2.8	Η επίδραση του χρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής στην ειδική κατανάλωση (BSFC) και στην εκπομπή οξειδίων του Αζώτου (NOx).....	33
2.9	Εναλλαγή αερίων στους 2-Χ κινητήρες	36
2.10	Βαθμοί απόδοσης και μοντέλα απόπλυσης	38
2.10.1	Μοντέλο τέλειας εκτόπισης.....	40
2.10.2	Μοντέλο πλήρους ανάμιξης	40
2.11	Πραγματικές διαδικασίες σάρωσης	42
2.12	Η επίδραση του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής 2-Χ αργόστροφου κινητήρα Diesel στην ειδική κατανάλωση και στην έκλυση ρύπων	42
3	Η καύση στους κινητήρες Diesel και ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου	47
3.1	Καύσιμα κινητήρων Diesel	47
3.2	Σχηματισμός του μείγματος καυσίμου-αέρα στον κύλινδρο	48
3.3	Γενική περιγραφή της καύσης.....	49
3.3.1	Στάδιο της καθυστέρησης της ανάφλεξης.....	51
3.3.2	Στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης	52
3.3.3	Στάδιο της ελεγχόμενης καύσης	53
3.4	Νόμος κατάθλιψης	53
3.5	Νόμος έγχυσης	53
3.6	Ανάλυση φάσεων έγχυσης.....	54
3.6.1	Καθυστέρηση της έγχυσης	56
3.6.2	Κύρια έγχυση	56
3.6.3	Δευτερεύουσα έγχυση	57
3.7	Επίδραση του χρονισμού της έγχυσης στην ειδική κατανάλωση και τους εκλυόμενους ρύπους	57

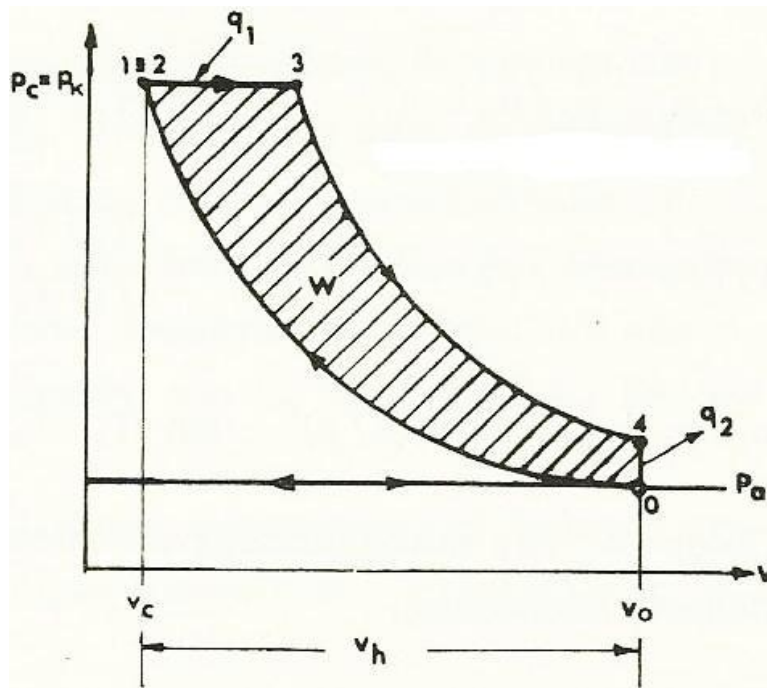
3.8	Μεταβλητός χρονισμός έγχυσης στους 2-Χ αργόστροφους κινητήρες Diesel	61
4	Επεξεργασία των μετρήσεων	64
4.1	Μέθοδοι επεξεργασίας.....	64
4.1.1	Αριθμητική παραγωγή	64
4.1.2	Παραγωγή σε διακριτά δεδομένα με σφάλματα	66
4.1.3	Εξομάλυνση με κυβικές splines	67
4.1.4	Εκθετική προσέγγιση με ελάχιστα τετράγωνα	70
4.2	Προσδιορισμός του χρονισμού των βαλβίδων με τη μέθοδο των παραγώγων	72
4.2.1	Άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-Χ και 4-Χ κινητήρα Diesel.....	72
4.2.2	Προσδιορισμός του κλεισίματος της βαλβίδα εξαγωγής 2-Χ κινητήρα Diesel .	78
4.3	Προσδιορισμός του χρονισμού των βαλβίδων με τη μέθοδο της προσαρμογής.....	82
4.4	Προσδιορισμός της γωνίας εναύσεως.....	96
5	Συμπεράσματα	105
6	Βιβλιογραφία	106

1 Εισαγωγή

Ο κινητήρας Diesel ανήκει στους εμβολοφόρους κινητήρες εσωτερικής καύσης. Παρουσιάστηκε από τον εφευρέτη του, Rudolf Diesel το 1893. Το βασικό του χαρακτηριστικό είναι ότι, η έναρξη της καύσης πραγματοποιείται με αυτανάφλεξη του καυσίμου, λόγω της υψηλής συμπίεσης του αέρα μέσα στον οποίο εγχύεται, και άρα της αύξησης της θερμοκρασίας αρκετά πάνω από την θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου, δηλαδή δεν απαιτείται εξωτερική πηγή έναυσης. Στους πρώτους κινητήρες Diesel, που ήταν τετράχρονοι, η εισαγωγή του καυσίμου στον κύλινδρο γινόταν με την βοήθεια πεπιεσμένου αέρα και η διεργασία της καύσης έτεινε στην ισόθλιπτη Σχήμα 1.1, έτσι και στον ιδανικό θερμοδυναμικό κύκλο αέρα, που εκπροσωπεί την λειτουργία τους, η πρόσδοση θερμότητας θεωρείται ισόθλιπτη διεργασία Σχήμα 1.2. Το σύστημα εμφύσησης του καυσίμου δεν υφίσταται πλέον, και το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο υπό την φυσική του (υγρή) κατάσταση μηχανικώς, υπό την επίδραση ισχυρής πίεσης.



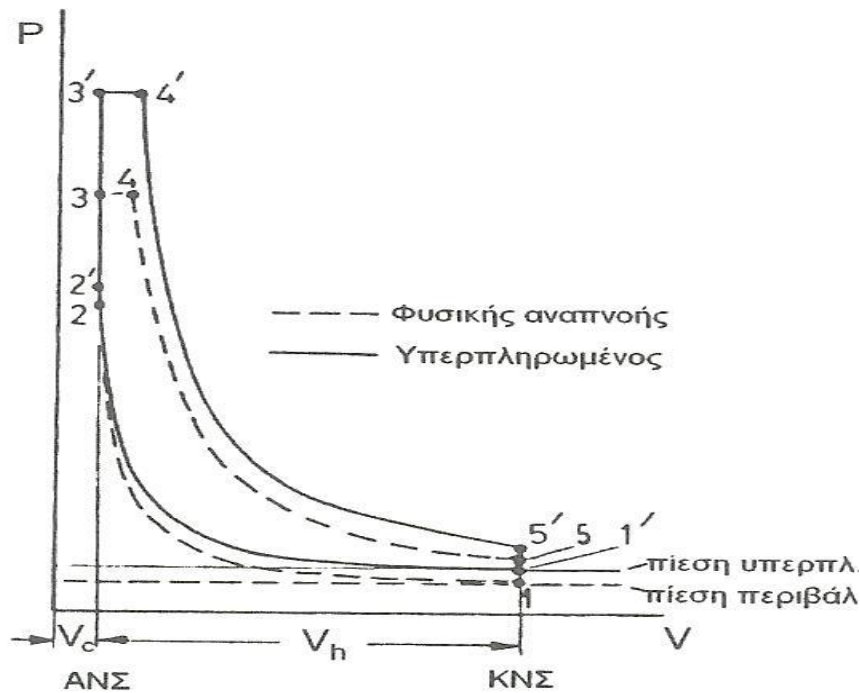
Σχήμα 1.1 Πραγματικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα του πρώτου και δεύτερου κινητήρα Diesel



Σχήμα 1.2 Ιδανικός κύκλος αέρα Diesel

Η ρύθμιση της ισχύος στον κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η αυξομείωση του έργου και της ισχύος επιτυγχάνεται δια της μεταβολής της ποιότητας του μείγματος (λόγος καυσίμου-αέρα). Στην πράξη η ρύθμιση της ισχύος επιτελείται από τον ρυθμιστή στροφών (governor), που επενεργεί στους κανόνες (racks) των αντλιών καυσίμου, ρυθμίζοντας έτσι την ογκομετρική τους παροχή. Οι ρυθμιστές στροφών, και συγκεκριμένα οι τιμή της βύθισής τους (speed droop) εξάλλου, καθορίζουν το μοίρασμα του φορτίου των συζευγμένων κινητήρων. Το μέγιστο φορτίο τίθεται συνήθως από την καύση, δηλαδή αντιστοιχεί στο φορτίο πέραν του οποίου αρχίζουμε να έχουμε απαράδεκτο, πλέον του ελαφρού, καπνό (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή. Ωστόσο, στους μεγάλους κινητήρες το φορτίο περιορίζεται συνήθως από τις θερμικές ή μηχανικές καταπονήσεις.

Η περαιτέρω αύξηση της ισχύος, κατέστη δυνατή, με την εφαρμογή της στροβιλο-υπερπλήρωσης Σχήμα 1.3, λόγω της δυνατότητας καύσης μεγαλύτερης ποσότητας καυσίμου. Με την στροβιλο-υπερπλήρωση, αυξήθηκε και ο βαθμός απόδοσης, επειδή οι απώλειες τριβών εξαρτώνται κυρίως από τις στροφές του κινητήρα και λιγότερο από το φορτίο, έτσι οι απώλειες τριβών είναι μικρότερο ποσοστό της συνολικής ισχύος του κινητήρα με στροβιλο-υπερπλήρωση. Επιπροσθέτως, η αύξηση του βαθμού απόδοσης αποδίδεται και στο γεγονός ότι το έργο αντλήσεως είναι θετικό, λόγω της μεγαλύτερης πίεσης του συστήματος εισαγωγής από την πίεση εξαγωγής (αυτό όμως δεν ισχύει στους μικρούς κινητήρες πχ αυτοκινήτου), ακόμα, η υπερπλήρωση συνδυάζει μεγάλους λόγους αέρα καυσίμου και υψηλές τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης που βελτιώνουν κατά βάση τον ενδεικνύμενο βαθμό απόδοσης. Επίσης, η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης ελαττώνει τις απώλειες θερμότητας των κυλίνδρων, και συνεπώς, την ειδική κατανάλωση καυσίμου.



Σχήμα 1.3 Σύγκριση ιδανικού μικτού κύκλου αέρα φυσικής αναπνοής (123451) και υπερπληρωμένου κινητήρα (1'2'3'4'5'1') με τον ίδιο βαθμό συμπίεσης

Σήμερα, ο τυπικός κινητήρας Diesel είναι υπερπληρωμένος. Λόγω του υψηλού βαθμού απόδοσης (συγκεκριμένα, ο βαθμός απόδοσης των δίχρονων αργόστροφων κινητήρων υπερβαίνει το 50%) και του χαμηλού κόστους του καυσίμου που απαιτείται για την λειτουργία του, βρίσκει εφαρμογή στις εγκαταστάσεις μεγάλης ισχύος, πρόωσης πλοίων και ηλεκτροπαραγωγής. Η ηλεκτρογεννήτρια ως φορτίο, επιβάλλει στον κινητήρα, λειτουργία μεταβλητού φορτίου υπό σταθερές στροφές, όταν όμως, ο κινητήρας λειτουργεί σε προωστήρια εγκατάσταση, η σχέση του φορτίου με την ταχύτητα περιστροφής, διέπεται από τον νόμο της έλικας, που σημαίνει ότι, η μέση πραγματική πίεση του κυλίνδρου είναι ανάλογη του τετραγώνου των στροφών.

Παράλληλα με την εξέλιξη των κινητήρων Diesel, λαμβάνει χώρα και η ανάπτυξη, εξέλιξη και εφαρμογή μεθόδων και τεχνικών με σκοπό την παρακολούθηση της λειτουργίας ή την παρακολούθηση κατάστασης και τον προσδιορισμό της λειτουργικής κατάστασης ή και τον εντοπισμό και την διάγνωση μιας ενδεχόμενης βλάβης. Τα παραπάνω συνθέτουν την διαγνωστική διαδικασία στους κινητήρες Diesel. Η παρακολούθηση της λειτουργίας είναι το πρώτο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας όπου γίνεται καταγραφή μεγεθών που προσφέρουν ένδειξη, άμεση ή έμμεση, της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα. Στα μεγέθη αυτά συμπεριλαμβάνεται η παραγόμενη ισχύς, η κατανάλωση καυσίμου, η πίεση και θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής, η θερμοκρασία των καυσαερίων, η πίεση και θερμοκρασία πριν τον στρόβιλο, η θερμοκρασία του αέρα πριν και μετά το ψυγείο του αέρα, η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής και η στρεπτική ροπή.

Εκτός από την πρωτογενή πληροφορία, μετά από επεξεργασία προκύπτουν πρόσθετες πληροφορίες για τη λειτουργική κατάσταση του κινητήρα, όπως η

παραγόμενη ισχύς ανά κύλινδρο, η μέση πραγματική πίεση και η πίεση συμπίεσης. Ακόμα είναι δυνατό να ανιχνεύονται συμβάντα όπως η έλλειψη έναυσης ή αύξηση των κραδασμών.

Κατά την παρακολούθηση της λειτουργίας είναι δυνατό να εντοπιστεί μια δυσλειτουργία ή βλάβη, όμως κατά πάσα πιθανότητα δεν είναι εφικτό να προσδιοριστεί το ακριβές αίτιο που την προκαλεί. Σε αυτό εμπλέκεται το δεύτερο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας που αφορά στον προσδιορισμό της λειτουργικής κατάστασης και της διάγνωσης βλαβών. Η διαγνωστική διαδικασία προκύπτει μετά από επεξεργασία και αξιολόγηση μεγεθών που περιέχουν πληροφορία για την λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα, και μπορεί να παρέχονται από το πρώτο στάδιο ή να συλλέγονται αυτόνομα.

Το μέγεθος που χρησιμοποιείται σαν είσοδος και η μέθοδος επεξεργασίας για την εξαγωγή της διαγνωστικής πληροφορίας, διαφοροποιεί τις διαγνωστικές μεθόδους. Πολλές φορές δεν είναι σαφής η διάκριση στο πρώτο και δεύτερο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας. Όμως το κοινό βασικό ζητούμενο είναι η ανίχνευση της δυσλειτουργίας και η πρόταση των απαραίτητων ρυθμίσεων, επεμβάσεων ή τροποποιήσεων για την αποκατάσταση της βλάβης και την επαναφορά του κινητήρα στην φυσιολογική του συμπεριφορά.

Το λογισμικό που αναπτύχθηκε στην παρούσα εργασία, μπορεί να ενσωματωθεί σε διαγνωστικό σύστημα του οποίου το βασικό μέγεθος για την διάγνωση είναι η πίεση των κυλίνδρων. Η συνηθέστερη μέθοδος μέτρησης της πίεσης βασίζεται στην ψηφιοποίηση του σήματος του αισθητήρα (ο οποίος κατά τη μέτρηση συνδέεται στον δυναμοδεικτικό κρουνό του κυλίνδρου) από ένα αναλογιοψηφιακό μετατροπέα, ο οποίος χρονίζεται από ένα εσωτερικό μετρητή. Στις πρακτικές εφαρμογές χωρίς κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου γίνεται χρήση σταθερής χρονικά συχνότητας δειγματοληψίας, f_s

$$f_s = \frac{6n}{\Delta\theta} \text{ Hz} \quad (1.1)$$

όπου n είναι η αναμενόμενη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (rpm) και $\Delta\theta$ το επιθυμητό ισοδύναμο ισοδιάστημα μέτρησης σε μοίρες γωνίας στροφάλου. Αν το σύστημα δειγματοληψίας λειτουργεί με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου χρησιμοποιώντας για οδήγηση το σήμα κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου, η συχνότητα δειγματοληψίας εκφράζεται σε μοίρες γωνίας στροφάλου και καθορίζεται από το σήμα του κωδικοποιητή γωνίας.

Και στις δύο περιπτώσεις, η δειγματοληψία με σταθερό βήμα χρόνου ή γωνίας, ο καθορισμός του αριθμού των δειγμάτων υπολογίζεται συναρτήσει του επιθυμητού αριθμού κύκλων προς καταγραφή από την ακόλουθη σχέση

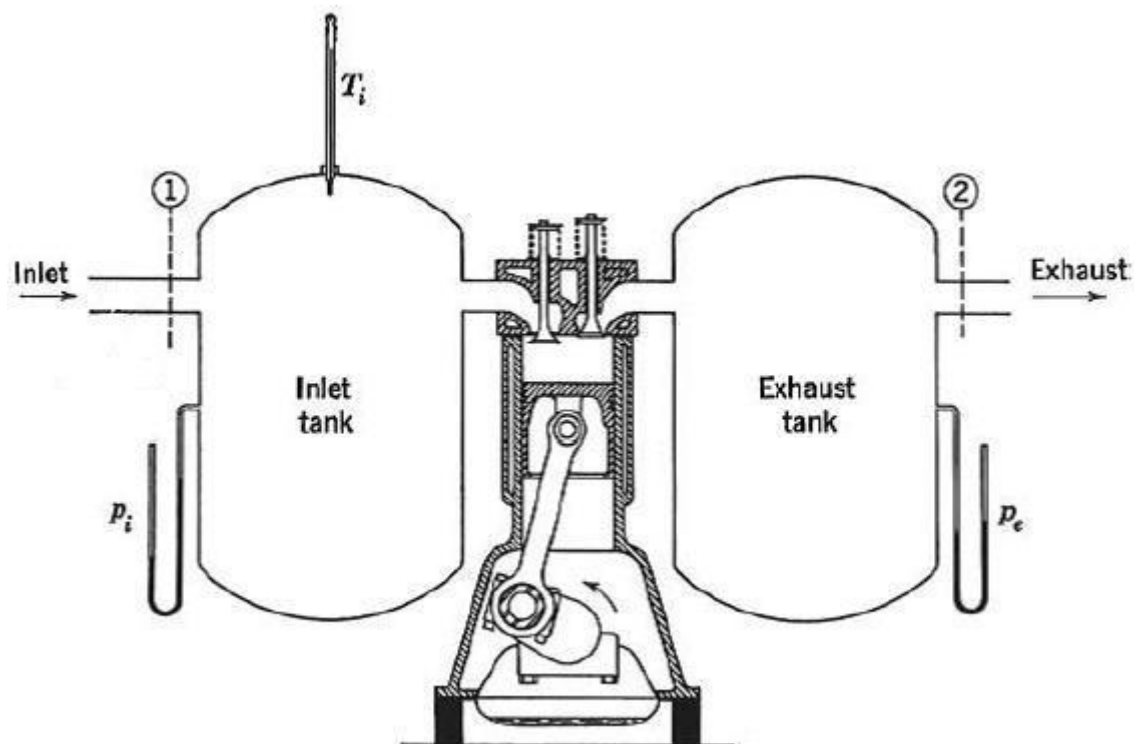
$$s = \frac{360K}{\Delta\theta} M \quad (1.2)$$

Όπου, S ο συνολικός αριθμός των δειγμάτων που θα ψηφιοποιηθούν, $K=1$ για δίχρονο και $K=2$ για τετράχρονο κινητήρα, M ο αριθμός των κύκλων λειτουργίας.

2 Εναλλαγή αερίων και ο χρονισμός των βαλβίδων

2.1 Ιδανικές διεργασίες εναλλαγής αερίων

Στην ιδανική εισαγωγή αέρα και την ιδανική εξαγωγή των καυσαερίων 4-X κινητήρα, η πίεση του οχετού εισαγωγής και του οχετού εξαγωγής αντίστοιχα θεωρούνται σταθερές, ενώ στην πράξη μεταβάλλονται με το χρόνο. Ωστόσο αυτή η προσέγγιση δεν απέχει πολύ από την πραγματικότητα στην περίπτωση του πολυκύλινδρου κινητήρα ή του εξοπλισμένου με μεγάλα δοχεία εισαγωγής και εξαγωγής, μονοκύλινδρου κινητήρα Σχήμα 2.1.

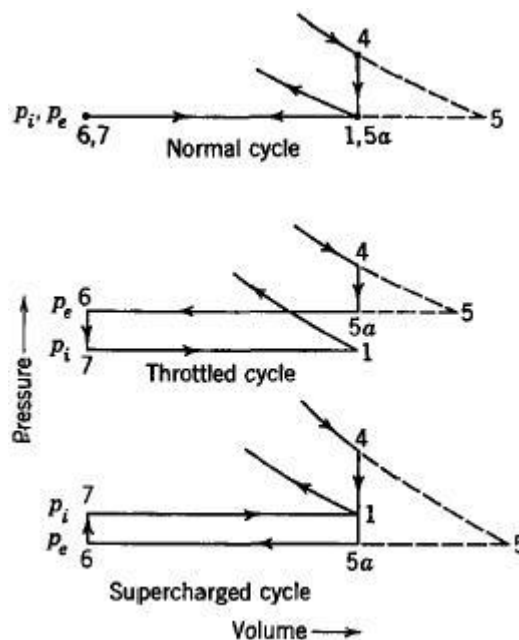


Σχήμα 2.1 Μονοκύλινδρος κινητήρας εξοπλισμένος με μεγάλα δοχεία στην εισαγωγή και εξαγωγή

Επιπροσθέτως, όλες οι διεργασίες της εναλλαγής αερίων θεωρούνται αδιαβατικές, ακόμη θεωρείται ότι οι βαλβίδες ανοίγουν και κλείνουν ακαριαία στα νεκρά σημεία του κύκλου λειτουργίας και η εξίσωση των πιέσεων ανάντι και κατάντι της βαλβίδας πραγματοποιείται υπό σταθερό όγκο κυλίνδρου.

Στο Σχήμα 2.2 απεικονίζονται διαγράμματα ιδανικής εναλλαγής αερίων τετράχρονου κινητήρα. Η ακόλουθη περιγραφή αναφέρεται σε κάθε ένα από τα

διαγράμματα, με την ανάλογη ερμηνεία. Στο σημείο 4 η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει για να επιτρέψει την εξαγωγή των καυσαερίων, η πίεση του κυλίνδρου ελαττώνεται μέχρι να εξισωθεί με την πίεση p_e του σχετού εξαγωγής. Η διεργασία αυτή για το εναπομείναν καυσαέριο στον κύλινδρο αποδίδεται με την ευθεία 4-5. Ο όγκος του κυλίνδρου τη στιγμή αυτή με το έμβολο στο ΚΝΣ, άρα και του καυσαερίου που απέμεινε είναι ίσος με V_1 . Εν συνεχεία το έμβολο αρχίζει την άνοδό του από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ εκτοπίζοντας τα καυσαέρια υπό σταθερή πίεση p_e . Όταν το έμβολο φθάσει στο ΑΝΣ (σημείο 6), η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει και ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής. Αν οι πιέσεις p_e και p_i δεν είναι ίσες, εισέρχεται νέα γόμωση στον κύλινδρο ή εισρέει ένα μέρος του εναπομείναντος καυσαερίου στον σχετό εισαγωγής, μέχρι να εξισωθεί η πίεση του κυλίνδρου με την πίεση της εισαγωγής (σημείο 7). Στη συνέχεια καθώς το έμβολο βαίνει προς το ΚΝΣ (σημείο 1), διενεργείται η εισαγωγή της νέας γόμωσης υπό σταθερή πίεση.



Σχήμα 2.2 Ιδανική εισαγωγή και εξαγωγή 4-Χ κινητήρα

Δεδομένου ότι η ιδανική εισαγωγή και η ιδανική εξαγωγή πραγματοποιούνται υπό σταθερή πίεση, το έργο της εισαγωγής είναι

$$w_i = p_i(V_1 - V_2) \quad (2.1)$$

και το έργο της εξαγωγής

$$w_e = p_e(V_2 - V_1) \quad (2.2)$$

Το αλγεβρικό άθροισμα των δύο αυτών έργων είναι ίσο με το έργο άντλησης (pumping work)

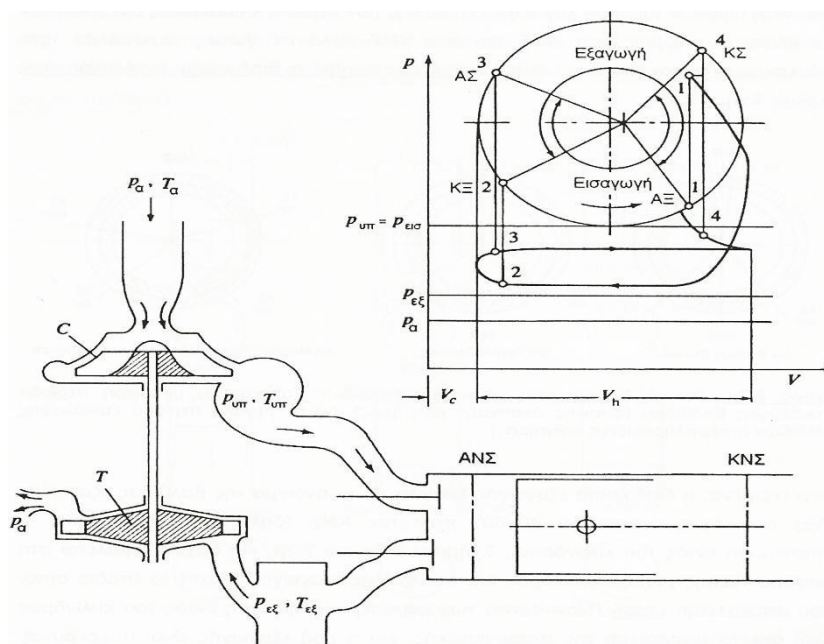
$$w_p = (p_i - p_e)(V_1 - V_2) \quad (2.3)$$

Όταν η πίεση εισαγωγής είναι μεγαλύτερη από την πίεση εξαγωγής τότε το έργο άντλησης είναι θετικό και αντιπροσωπεύει το καθαρό έργο των αερίων, στην αντίθετη περίπτωση που είναι αρνητικό αντιπροσωπεύει τις απώλειες άντλησης (pumping loss).

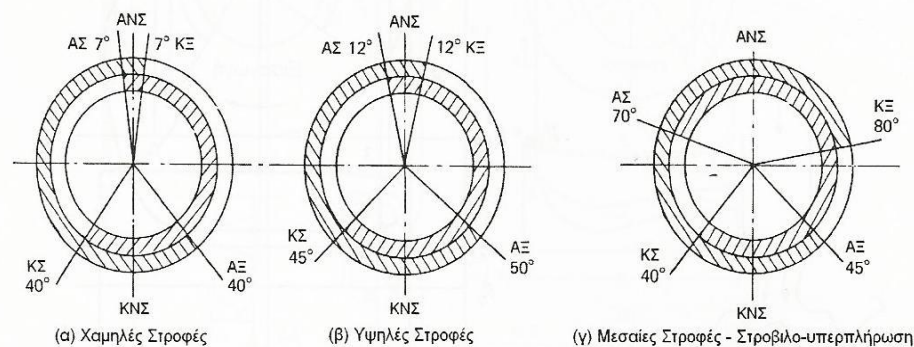
Αναφορικά με τους δίχρονους κινητήρες, όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ είναι συγχρόνως ανοιχτές οι θυρίδες εισαγωγής και οι θυρίδες εξαγωγής και επειδή η πίεση εισαγωγής είναι υψηλότερη από την πίεση εξαγωγής, εισρέει νέα γόμωση στον κύλινδρο και εξωθείται το καυσαέριο στον οχετό εισαγωγής. Στην ιδανική εναλλαγή αερίων 2-Χ κινητήρων η εισροή της νέας γόμωσης στον κύλινδρο και η εκροή των καυσαερίων πραγματοποιούνται στο ΚΝΣ υπό σταθερή πίεση, επίσης η διεργασία της εναλλαγής αερίων θεωρείται αδιαβατική δηλαδή δεν συναλλάσσεται θερμότητα μεταξύ των αερίων και του κυλίνδρου.

2.2 Εναλλαγή αερίων στους 4-Χ κινητήρες

Στο Σχήμα 2.3 παρουσιάζεται το σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής τυπικού κινητήρα Diesel. Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής χαρακτηρίζονται από αδράνεια, έτσι το άνοιγμα και το κλείσιμό τους δεν πραγματοποιείται ακαριαία. Αυτό συμβαίνει κυρίως για να προστατευθεί ο κινηματικός μηχανισμός αλλά και για να αποφευχθεί η εμφάνιση υψηλών πιέσεων λόγω της δυναμικής των αερίων. Οι βαλβίδες ανοίγουν και κλείνουν σε γωνίες στροφάλου πλησίον των νεκρών σημείων, ώστε να βελτιστοποιηθεί η διαδικασία εναλλαγής των αερίων Σχήμα 2.4.



Σχήμα 2.3 Σύστημα εισαγωγής-εξαγωγής κινητήρα Diesel με στροβιλοϋπερπληρωτή, με αναφορά στον χρονισμό των βαλβίδων και στο διάγραμμα p-V εντός του κυλίνδρου.

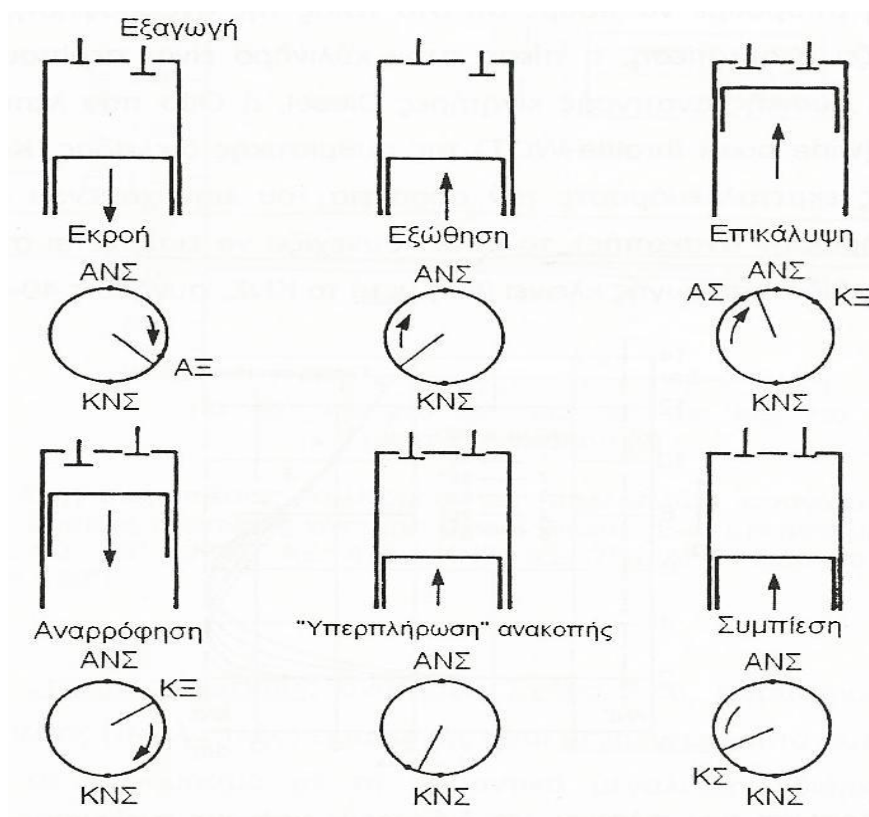


Σχήμα 2.4 Τυπικά διαγράμματα χρονισμού βαλβίδων: (α) και (β) με μικρή περίοδο επικάλυψης (κινητήρας φυσικής αναπνοής), (γ) με μεγάλη περίοδο επικάλυψης (υπερπληρωμένος κινητήρας).

Συγκεκριμένα, η διαδικασία εξαγωγής ξεκινάει με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (ΑΞ) που πραγματοποιείται $40^{\circ} - 60^{\circ}$ πριν το ΚΝΣ (δηλαδή πριν ολοκληρωθεί η αποτόνωση εντός του κυλίνδρου), Σχήμα 2.5 και 2.6, και αρχικά οφείλεται στη διαφορά πίεσης μεταξύ κυλίνδρου και οχετού εξαγωγής. Κατά το στάδιο αυτό, που αποκαλείται εκροή (blow down) των καυσαερίων, η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι αρκετά μεγαλύτερη της πίεσης του οχετού εξαγωγής, και η ροή εξαγωγής είναι υπερκριτική. Καθώς εξελίσσεται η εκροή, η πίεση στον κύλινδρο μειώνεται συνεχώς, με αποτέλεσμα όταν το έμβολο φθάσει στο ΚΝΣ η πίεση είναι λίγο μεγαλύτερη της πίεσης του οχετού εξαγωγής. Επομένως η ροή μεταπίπτει σε υποκριτική. Με την αντιστροφή της κίνησης του εμβόλου προς το ΑΝΣ, η εκροή των καυσαερίων υποχωρεί, ωστόσο η εξαγωγή συνεχίζεται λόγω της εκτοπιστικής δράσης του εμβόλου (εξώθηση, displacement). Στον κύλινδρο τώρα επικρατεί μια ελαφρά υπερπίεση, ικανή μόνο να υπερνικήσει την πτώση πίεσης στη βαλβίδα εξαγωγής, η οποία είναι της τάξης του 0,1 bar. Συνήθως η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει (ΚΞ) $15^{\circ} - 30^{\circ}$ μετά το ΑΝΣ σε φυσικής αναπνοής, και έως $70^{\circ} - 90^{\circ}$ σε στροβιλοϋπερπληρωμένους κινητήρες. Λίγο πριν το έμβολο φθάσει στο ΑΝΣ (συνήθως $10^{\circ} - 20^{\circ}$ γωνίας στροφάλου) ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής (ΑΣ), οπότε και τελειώνει ουσιαστικά η περίοδος της εξώθησης. Κατά το επόμενο χρονικό διάστημα (και μέχρι το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής, δηλαδή για $15^{\circ} - 150^{\circ}$ ανάλογα με το αν ο κινητήρας είναι φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένος), είναι ανοικτές και οι δύο βαλβίδες. Η περίοδος αυτή ονομάζεται περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων (valve overlap period). Τότε μπορεί να γίνει μια μικρή απόπλυση των καυσάερίων από τη νέα γόμωση του κυλίνδρου.

Αμέσως μετά το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής αρχίζει ουσιαστικά η αναρρόφηση της νέας γόμωσης. Η πίεση εντός του κυλίνδρου παραμένει σχεδόν σταθερή έχοντας μια ελαφρά υποπίεση της τάξης του 0,1 bar, και με πολύ καλή προσέγγιση μπορούμε να πούμε ότι στο τέλος της αναρρόφησης, δηλαδή τη στιγμή που αρχίζει η συμπίεση η πίεση του κυλίνδρου είναι σχεδόν ίση με την πίεση του οχετού εισαγωγής. Κατά το τέλος της φάσης αυτή εκμεταλλευόμαστε την αδράνεια του εισερχόμενου εργαζόμενου μέσου (υπερπλήρωση ανακοπής), το οποίο συνεχίζει να εισέρχεται στον

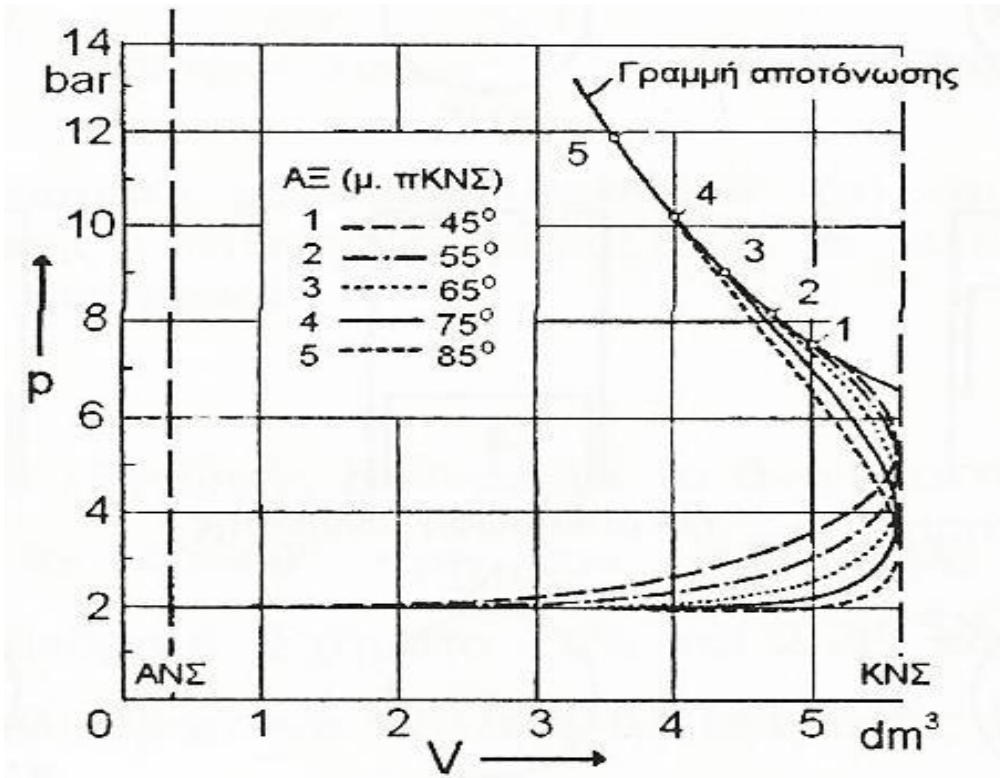
κύλινδρο παρόλο που η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει (ΚΣ) μετά το ΚΝΣ, συνήθως $40^{\circ} - 70^{\circ}$.



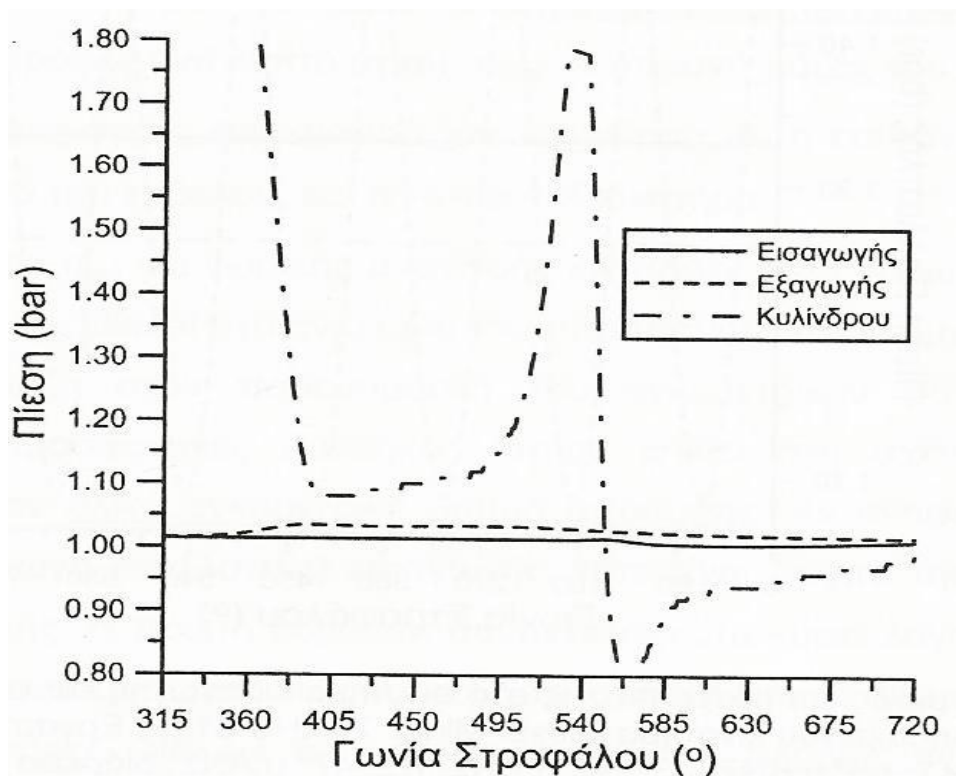
Σχήμα 2.5 Διαδικασία εναλλαγής των αερίων σε 4-Χ κινητήρα.

Λόγω του νωρίτερου ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής, δηλαδή πριν το ΚΝΣ είναι προφανές ότι χάνεται κάποια ποσότητα έργου αποτόνωσης. Ταυτόχρονα όμως, διευκολύνεται η εξαγωγή του καυσαερίου με αποτέλεσμα τη μείωση του αρνητικού έργου εξώθησης, οπότε υπάρχει τελικά ένας βέλτιστος χρονισμός βαλβίδων τέτοιος ώστε το μειωμένο που προσφέρουμε για την εξώθηση μείον το έργο που χάνεται κατά την νωρίτερη αποτόνωση να είναι θετικό και κατά το δυνατόν μέγιστο όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.6.

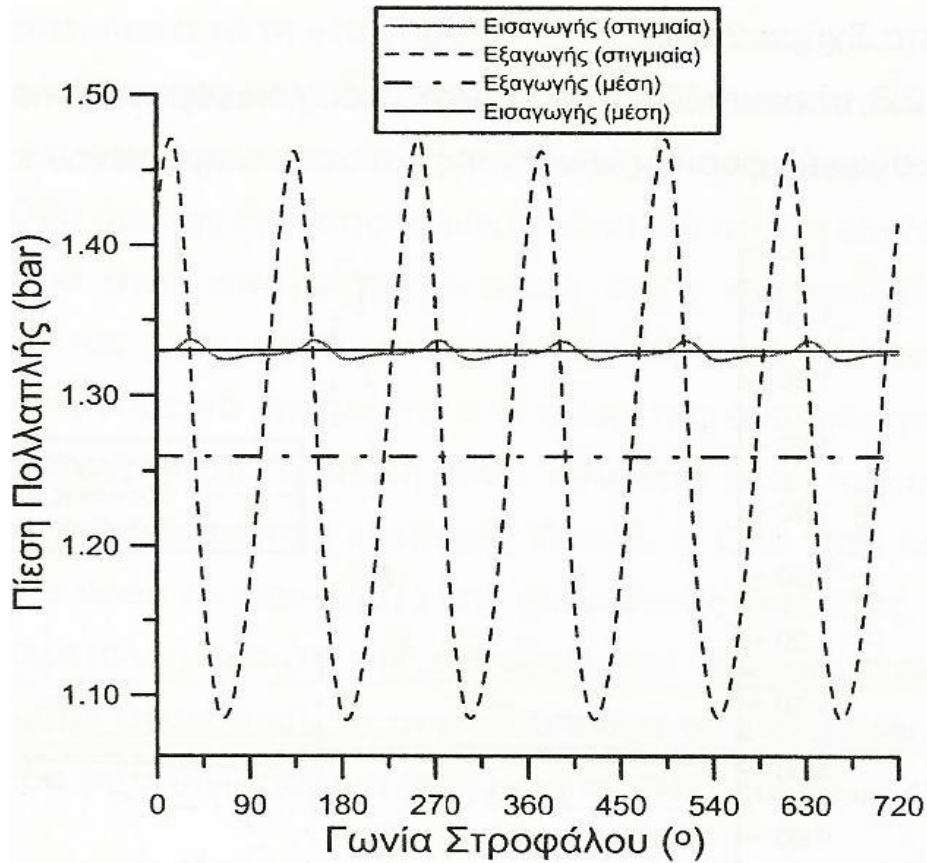
Στα Σχήματα 2.7 και 2.8 παρουσιάζεται το επίπεδο και η διακύμανση πιέσεων στο σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής φυσικής αναπνοής και υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel. Ειδικότερα σε υπερπληρωμένους κινητήρες, παρατηρούμε ότι το μέσο επίπεδο της πίεσης εισαγωγής είναι μεγαλύτερο από αυτό της εξαγωγής, γεγονός που με την σημαντικά μεγαλύτερη διάρκεια της φάσης επικάλυψης (έναντι του κινητήρα φυσικής αναπνοής) διευκολύνει την απόπλυση και την καλή λειτουργία του υπερπληρωμένου κινητήρα. Αντιθέτως η στιγμιαία πίεση εξαγωγής παρουσιάζει πολύ μεγαλύτερη διακύμανση αλλά και μέγιστη τιμή από αυτήν της εισαγωγής, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.8 για 6-κύλινδρο στροβιλοϋπερπληρωμένο κινητήρα Diesel με σύστημα υπερπλήρωσης παλμών πίεσης, που είναι και το πλέον συνηθισμένο στην πράξη για μικρούς και μέσους κινητήρες Diesel.



Σχήμα 2.6 Διαμόρφωση των πιέσεων, για διάφορους χρόνους ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής (ΑΞ), 4-Χ κινητήρα.



Σχήμα 2.7 Στιγμαίειες πιέσεις κυλίνδρου, αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής μονοκύλινδρου φυσικής αναπνοής κινητήρα Diesel. (ΑΣ: 8° πριν το ΑΝΣ, ΚΣ: 36° μετά το ΚΝΣ, ΑΞ: 43° μετά το ΑΝΣ, ΚΞ: 7° μετά το ΑΝΣ, διάρκεια επικάλυψης 15°, θερμό ΑΝΣ στις 180°)



Σχήμα 2.8 Στιγμαίεις και μέσες πιέσεις στο σύστημα εισαγωγής 6-κύλινδρου στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel. . (ΑΣ: 51° πριν το ΑΝΣ, ΚΣ: 60° μετά το ΚΝΣ, ΑΞ: 64° μετά το ΑΝΣ, ΚΞ: 47° μετά το ΑΝΣ, διάρκεια επικάλυψης 98°, θερμο ΑΝΣ στις 180°)

2.3 Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης

Ένας τρόπος για να μετρήσουμε την απόδοση της διαδικασίας εναλλαγής των αερίων και του συστήματος εισαγωγής είναι μέσω του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης η_{vol} , ο οποίος είναι ένας γενικός, εποπτικός βαθμός απόδοσης της αποτελεσματικότητας του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα. Όσο μεγαλύτερος είναι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, αυξάνεται η μάζα του εργαζόμενου μέσου, οπότε αυξάνεται και η δυνατότητα παραγωγής ισχύος.

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης 4-Χ κινητήρα ορίζεται ως η μάζα που εισρέει στον κύλινδρο, προς τη μάζα που θα καταλάμβανε τον όγκο εμβολισμού σε συνθήκες περιβάλλοντος. Συγκεκριμένα

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{AC}}{\dot{m}_{ae}} = \frac{\dot{m}_{AC}}{\rho_{\alpha} V_h \left(\frac{n}{30 K} \right)} = \frac{K \dot{m}_{AC}}{\rho_{\alpha} A_{\epsilon} \bar{c}_{\epsilon}} \quad (2.4)$$

όπου ρ_a η πυκνότητα του αέρα σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, n η ταχύτητα περιστροφής σε στροφές ανά λεπτό (rpm), \dot{m}_{AC} η παροχή μάζας του αέρα που εισρέει στον κύλινδρο, V_h ο όγκος εμβολισμού του κυλίνδρου, A_e η επιφάνεια του εμβόλου, \bar{c}_e η μέση ταχύτητα του εμβόλου, και $K=4$ για 4-Χ κινητήρα.

Τυπικές τιμές του η_{vol} για φυσικής αναπνοής κινητήρες είναι γύρω στο 80% – 90%, με τις τιμές για κινητήρες Diesel στο άνω όριο του παραπάνω πεδίου τιμών. Συνήθως η μάζα του παρονομαστή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης αναφέρεται σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, οπότε αναφερόμαστε στον ολικό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Αν αναφέρεται όμως σε συνθήκες στον αγωγό εισαγωγής, τότε είναι δείγμα απόδοσης των βαλβίδων εισαγωγής. Η πρώτη έκφραση συνατάται κατά κύριο λόγο, ενώ η δεύτερη πλέον σπάνια.

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης επηρεάζεται από τους παρακάτω παράγοντες:

- Τη θερμοκρασία του εισερχόμενου αέρα, όπως επηρεάζεται από τις απώλειες θερμότητας προς και από τα τοιχώματα του αγωγού εισαγωγής.
- Τον λόγο πιέσεων εισαγωγής και εξαγωγής του κυλίνδρου.
- Τον βαθμό συμπίεσης.
- Την ταχύτητα περιστροφής n .
- Τα χαρακτηριστικά των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής.
- Την γεωμετρία, το μέγεθος, την ανύψωση και το χρονισμό των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής.
- Την ποσότητα του κατάλοιπου καυσαερίου από τον προηγούμενο κύκλο λειτουργίας.

Η επίδραση ορισμένων μεγεθών από τα παραπάνω στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης είναι ανεξάρτητη της ταχύτητας περιστροφής. Κάποιων άλλων μεγεθών όμως η επιρροή εξαρτάται από τη μη μόνιμη χρονικά ροή των αερίων και από τα κύματα πίεσης, οπότε η μελέτη τους είναι σημαντικά πιο περίπλοκη.

Σημειώνεται ακόμα, ότι σύμφωνα με τους ορισμούς του βαθμού πλήρωσης η_λ και του βαθμού παγίδευσης η_γ ισχύει

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{AC}}{\dot{m}_{aε}} = \frac{\frac{\dot{m}_{AC}}{\dot{m}_o}}{\frac{\dot{m}_{aε}}{\dot{m}_o}} = \frac{\frac{1}{\eta_\gamma}}{\frac{1}{\eta_\lambda}} = \frac{\eta_\lambda}{\eta_\gamma} \quad (2.5)$$

2.4 Δυνάμεις και ενεργειακές απώλειες της ροής

Η ροή των αερίων στον κινητήρα αποτελεί πολύπλοκο μη μόνιμο φαινόμενο, εντός του συστήματος των αγωγών και των βαλβίδων και θυρίδων ασκούνται στο ρευστό δυνάμεις τριβής, πίεσης και αδράνειας. Οι συνεισφορά των δυνάμεων αυτών δεν έχει σταθερή αναλογία, αλλά εξαρτάται από την ταχύτητα του ρευστού και από το μέγεθος και τη γεωμετρία των αγωγών.

Οι δυνάμεις τριβής είναι συνυφασμένες με τις ενεργειακές απώλειες του ρευστού κατά τη λειτουργία του κινητήρα. Εκφράζονται με τον συντελεστή απωλειών ζ , ο οποίος εξαρτάται από το είδος της ροής, δηλαδή από τον αριθμό Reynolds Re και την μορφή της σωλήνωσης. Η τριβή του ρευστού αποτελεί ουσιαστικά καταστροφή της μηχανικής ενέργειας λόγω συνεκτικών φαινομένων ροής. Ο συντελεστής ζ επηρεάζεται από τα φαινόμενα αποκόλλησης της ροής και των δευτερευουσών ροών ενώ είναι δύσκολο να υπολογιστεί με θεωρητικό τρόπο οπότε, για αυτόν το λόγο μετράται πειραματικά.

Ορίζεται ως

$$\zeta = \lambda \frac{L}{d_h} \quad (2.6)$$

όπου L το μήκος του αγωγού, d_h η υδραυλική διάμετρος ίση με $4E/S$, με E τη βρεχόμενη διατομή και S την βρεχόμενη περίμετρο (σε περίπτωση κυκλικού αγωγού, $d_h = d$, όπου d η διάμετρος του αγωγού), λ ο συντελεστής αντίστασης που εξαρτάται από τον αριθμό Reynolds και την σχετική υδραυλική ταχύτητα $\varepsilon = \varepsilon_s/d$ για τυρβώδη ροή, και μόνο από τον αριθμό Reynolds για στρωτή ροή, και $Re = u_m d/\nu$, όπου u_m η χαρακτηριστική ταχύτητα, d η χαρακτηριστική διάμετρος και ν η κινηματική συνεκτικότητα του ρευστού.

Οι ενεργειακές απώλειες της ροής μεταφράζονται σε απώλειες πίεσης, οπότε και η πίεση εντός του κυλίνδρου $p_{κυλ}$ κατά τη φάση της εισαγωγής θα είναι μικρότερη της ατμοσφαιρικής p_a κατά ένα ποσοστό που είναι ανάλογο του τετραγώνου της ταχύτητας περιστροφής. Σε κάθε υποσύστημα του κινητήρα παρατηρείται πτώση πίεσης. Η ταχύτητα του ρευστού κατά το στάδιο της αναρρόφησης μπορεί να συνδεθεί με την ταχύτητα του εμβόλου, η οποία με τη σειρά της είναι ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής για μόνιμη ροή, με τη σχέση (για ρ σταθερό)

$$u_j A_j = \bar{c}_\varepsilon A_\varepsilon \quad (2.7)$$

όπου u_j η ταχύτητα του ρευστού, A_j η ελάχιστη διατομή του κάθε υποσυστήματος, \bar{c}_ε η μέση ταχύτητα του εμβόλου και A_ε η διατομή του εμβόλου. Η συνολική πτώση πίεσης μπορεί να φτάσει το 10 – 20% της ατμοσφαιρικής όταν η ταχύτητα του εμβόλου είναι μέγιστη. Σε κάθε υποσύστημα, η πτώση πίεσης είναι

$$\Delta p_j = \zeta_j \rho u_j^2 \quad (2.8)$$

με ρ την πυκνότητα του αερίου που θεωρείται σχεδόν σταθερή αφού θεωρούμε μόνιμη ροή αερίου. Η συνολική πτώση πίεσης θα είναι το άθροισμα των επί μέρους Δp_j δηλαδή

$$p_a - p_{\kappa\nu\lambda} = \sum \Delta p_j = \sum \zeta_j \rho u_j^2 = \rho \bar{c}_\varepsilon^2 \sum \left[\zeta_j \left(\frac{A_\varepsilon}{A_j} \right)^2 \right] \quad (2.9)$$

Τα συμπεράσματα που εξάγονται είναι ότι για να μειωθούν αυτές οι απώλειες πρέπει το αέριο να διέρχεται από μεγάλες διατομές, και ότι όσο μεγαλύτερη είναι η ταχύτητα περιστροφής τόσο μεγαλύτερες είναι και οι απώλειες αφού εύκολα βλέπουμε ότι ισχύει η εξάρτηση: $\Delta p_{o\lambda} = f(\bar{c}_\varepsilon^2) = f(n^2)$.

Οι δυνάμεις πίεσης οφείλονται στη διαφορά πίεσης του ρευστού από σημείο σε σημείο. Η δύναμη αυτή για κάθε υποσύστημα είναι ίση με

$$F_j = A_j \Delta p_j \quad (2.10)$$

και η συνολική δύναμη είναι

$$F_{o\lambda} = \sum F_j = \sum A_j \Delta p_j \quad (2.11)$$

Οι δυνάμεις αδράνειας εξαρτώνται από τη μάζα του διακινούμενου ρευστού, την ταχύτητά του και τις επιταχύνσεις ή επιβραδύνσεις. Το αποτέλεσμα ύπαρξής τους είναι η μη ακαριαία απόκριση του ρευστού στις αλλαγές που γίνονται στον κινητήρα, όπως η εναλλαγή των αερίων και η αλλαγή του φορτίου. Αυτή η ιδιότητα των ρευστών επιδρά τελικά θετικά μέσω του φαινομένου ανακοπής (ram effect). Η πίεση στην εισαγωγή μεταβάλλεται κατά τη διάρκεια της εναλλαγής σε κάθε κύκλο λειτουργίας, επειδή η ταχύτητα του εμβόλου, το άνοιγμα των βαλβίδων και τα γενικότερα χαρακτηριστικά της ροής μεταβάλλονται συνέχεια. Η μάζα της γόμωσης που αναρροφάται στον κύλινδρο, και κατά συνέπεια και ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης, εξαρτώνται κατά ένα πολύ μεγάλο ποσοστό από την πίεση που υπάρχει στον αγωγό εισαγωγής τη χρονική στιγμή λίγο πριν κλείσει η βαλβίδα εισαγωγής. Αυτή η πίεση αυξάνεται στιγμιαία και τοπικά, και συνεχίζεται για λίγο ακόμα η αναρρόφηση του μίγματος καθώς το έμβολο επιβραδύνει την κίνησή του κοντά στο ΚΝΣ, έτσι σε υψηλές σχετικά ταχύτητες περιστροφής εκμεταλλευόμαστε την αδράνεια των αερίων στους αγωγούς εισαγωγής καθώς κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής. Το φαινόμενο αυτό γίνεται ακόμα πιο έντονο καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής. Για το λόγο αυτό η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει περίπου $40^\circ - 60^\circ$ μετά το ΚΝΣ, ώστε να εκμεταλλευτούμε το φαινόμενο ανακοπής και με αυτό τον τρόπο να αυξήσουμε τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης.

Εξαιτίας του φαινομένου της ανακοπής παρατηρείται και το παρακάτω αρνητικό φαινόμενο. Επειδή η βαλβίδα κλείνει αφότου έχει ξεκινήσει να ανεβαίνει το έμβολο προς το ΑΝΣ, άρα αφού έχει αρχίσει η συμπίεση, αυξάνεται η πίεση στον κύλινδρο και ενδεχομένως παρατηρείται μια αντιστροφή της ροής του αέρα προς τον αγωγό εισαγωγής μέσω της βαλβίδας η οποία βρίσκεται στη διαδικασία του κλεισίματος. Αυτό συμβαίνει διότι εξωτερικά της βαλβίδας επικρατεί χαμηλότερη πίεση. Αυτό το δυσμενές για τον

ογκομετρικό βαθμό απόδοσης φαινόμενο γίνεται πιο έντονο σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, ενώ το φαινόμενο ανακοπής έχει θετική επιρροή σε υψηλές ταχύτητες.

Το τελευταίο φαινόμενο που ανήκει στην κατηγορία των δυνάμεων αδράνειας είναι ο συντονισμός (tuning) που είναι δυναμικό, αλλά μπορεί να ποσοτικοποιηθεί με τη μέση χρονική τιμή του. Στην εξαγωγή του κάθε κυλίνδρου, τα καυσαέρια δεν ρέουν συνεχόμενα, αλλά με κύματα, δημιουργώντας κύματα πίεσης. Αυτά τα κύματα έχουν την ταχύτητα του ήχου σε σχέση με την ταχύτητα των καυσαερίων και καθώς προσκρούουν στις διακλαδώσεις των σωληνώσεων ανακλώνται προς τα πίσω δηλαδή προς τους κυλίνδρους. Σε πολυκύλινδρους κινητήρες, τα κύματα πίεσης που προκαλούνται από κάθε κύλινδρο μπορεί να αλληλεπιδράσουν μεταξύ τους. Η επίδρασή τους μπορεί να είναι θετική στη λειτουργία του κινητήρα όταν μειώνουν την πίεση στον οχετό εξαγωγής, και σε αυτή την περίπτωση το σύστημα εξαγωγής λέμε ότι είναι συντονισμένο (tuned). Αντίστοιχη διαδικασία παρατηρείται και στην εισαγωγή. Η χρονικά καθυστερημένη ροή αερίου προς τον κύλινδρο, αν βρει κλειστή τη βαλβίδα εισαγωγής, επιστρέφει πίσω και μπορεί να ανακλαστεί στους αγωγούς εισαγωγής και να επιστρέψει ως θετικό κύμα πίσω προς στον κύλινδρο. Αν ο συγχρονισμός των κυμάτων αυτών είναι ο κατάλληλος, προκαλείται μια ανύψωση της πίεσης πέραν της ονομαστικής στην εισαγωγή, οπότε αυξάνεται και η συνολική μάζα του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο με αποτέλεσμα την αύξηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης. Ένα τέτοιο σύστημα εισαγωγής λέμε ότι είναι συντονισμένο.

Για την μελέτη και τον υπολογισμό του συντονισμού έχουν αναπτυχθεί υπολογιστικά μοντέλα προσομοίωσης. Τα αποτελέσματα που εξάγονται είναι ότι:

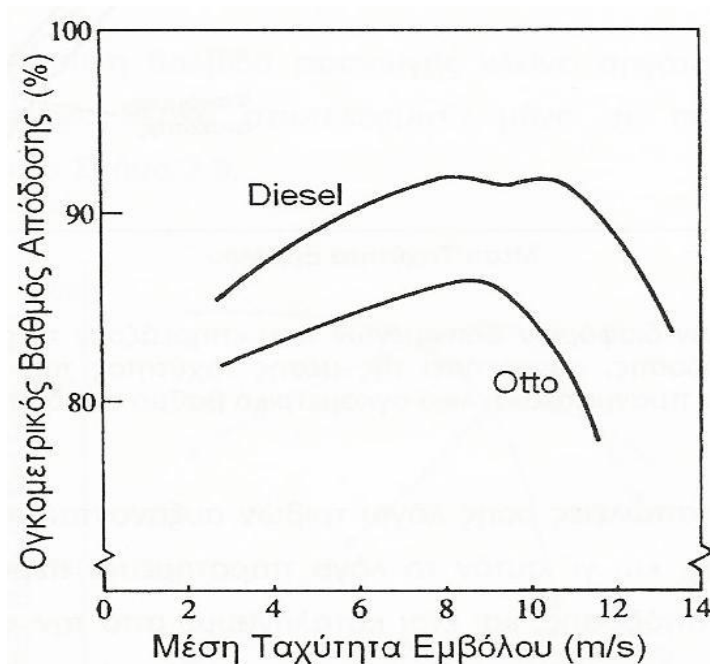
- Η διακύμανση της πίεσης εντείνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής.
- Η θεμελιώδης συχνότητα του συστήματος εισαγωγής και εξαγωγής σε πολυκύλινδρο κινητήρα αντανakλά ουσιαστικά την συχνότητα αυτών των κυμάτων του κάθε κυλίνδρου.
- Οι αρμονικές των κυμάτων πίεσης με υψηλή συχνότητα παίζουν επίσης ρόλο στο φαινόμενο αυτό.

Η επίδραση του συντονισμού είναι θετική για μια μεγάλη περιοχή των στροφών του κινητήρα. Από ένα σημείο και μετά, όμως, παρατηρείται ραγδαία μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης, η οποία είναι μη αποδεκτή. Έρευνες έχουν δείξει ότι το μήκος των αγωγών διαδραματίζει σημαντικό ρόλο, και για κάθε κινητήρα μπορεί να βρεθεί το ιδανικότερο έτσι ώστε ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης να διατηρηθεί σε υψηλές σχετικά τιμές για όλο το εύρος των στροφών του κινητήρα.

2.5 Η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής και των παραμέτρων των βαλβίδων στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης

Η ταχύτητα περιστροφής επηρεάζει την ταχύτητα ροής των αερίων, άρα και τα φαινόμενα που σχετίζονται με αυτήν. Τα φαινόμενα αυτά με την σειρά τους ασκούν

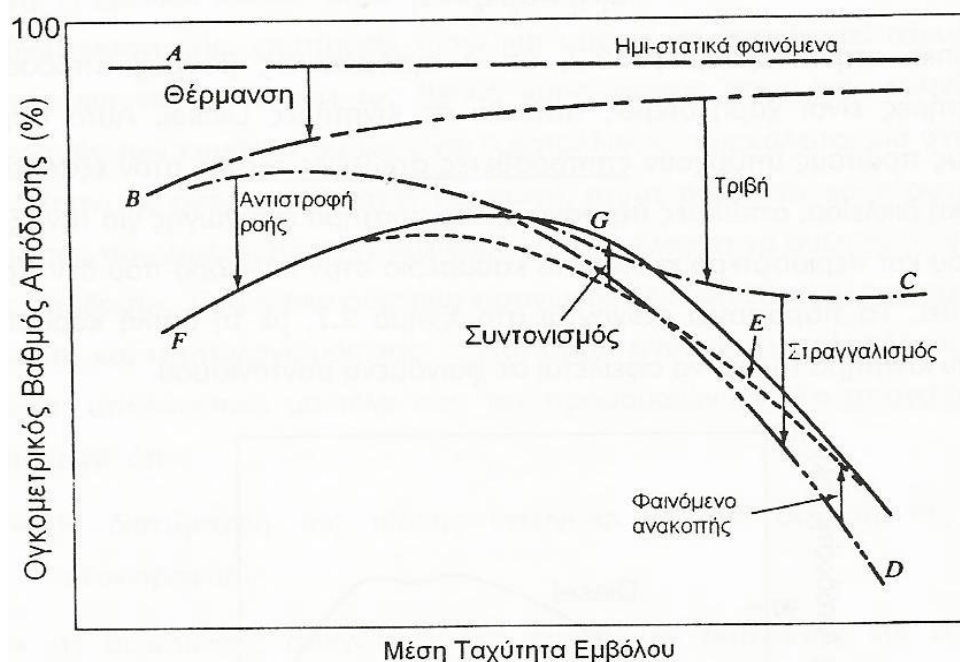
θετική ή αρνητική επιρροή στον ογκομετρικό βαθμός απόδοσης. Το γεγονός αυτό είναι εμφανές στο Σχήμα 2.9, όπου απεικονίζεται η εξάρτηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης από τη μέση ταχύτητα του εμβόλου, τυπικών κινητήρων Diesel και Otto. Όπως βλέπουμε υπάρχει ένα πεδίο της μέσης ταχύτητας του εμβόλου όπου δημιουργούνται συνθήκες ευνοϊκές για τον η_{vol} . Οι μικρότερες τιμές στον Otto αποδίδονται κυρίως στην ύπαρξη επιπρόσθετων απωλειών στον εξαεριστή και τη ρυθμιστική δικλείδα, στην εξάτμιση του καυσίμου εντός του αγωγού εισαγωγής αλλά και στο περισσότερο κατάλοιπο καυσαέριο. Η διπλή κορυφή που εμφανίζεται στην καμπύλη του κινητήρα Diesel οφείλεται σε φαινόμενα συντονισμού.



Σχήμα 2.9 Εξάρτηση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης τυπικών κινητήρων Diesel και Otto, από τη μέση ταχύτητα του εμβόλου

Πιο αναλυτικά η μεταβολή που επιφέρει το κάθε φαινόμενο ξεχωριστά στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, και το ποσοστό της επί της συνολικής μεταβολής φαίνεται στο Σχήμα 2.10. Η καμπύλη A απεικονίζει την μείωση του η_{vol} εξαιτίας των παραμέτρων που είναι ανεξάρτητες από την ταχύτητα περιστροφής, όπως π.χ. η τάση ατμών του καυσίμου (κινητήρες Otto), και οδηγούν σε μείωση κάτω από το 100%. Η διαφορά των καμπυλών A και B οφείλεται στην θερμότητα που προσφέρεται στον αέρα εντός του αυλού εισαγωγής και του κυλίνδρου. Η επιρροή αυτή είναι ισχυρότερη σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, επειδή τότε το αέριο παραμένει για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα σε αυτούς. Περαιτέρω μείωση του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης παρατηρείται εξ αιτίας των απωλειών ροής λόγω τριβών οι οποίες αυξάνονται με το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής, έτσι καταλήγουμε από την καμπύλη B στην C. Ακόμα, σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, ροή σε ένα μέρος των αγωγών εισαγωγής γίνεται υπερκριτική, οπότε περαιτέρω αύξηση της ταχύτητας δεν αυξάνει αναλογικά την

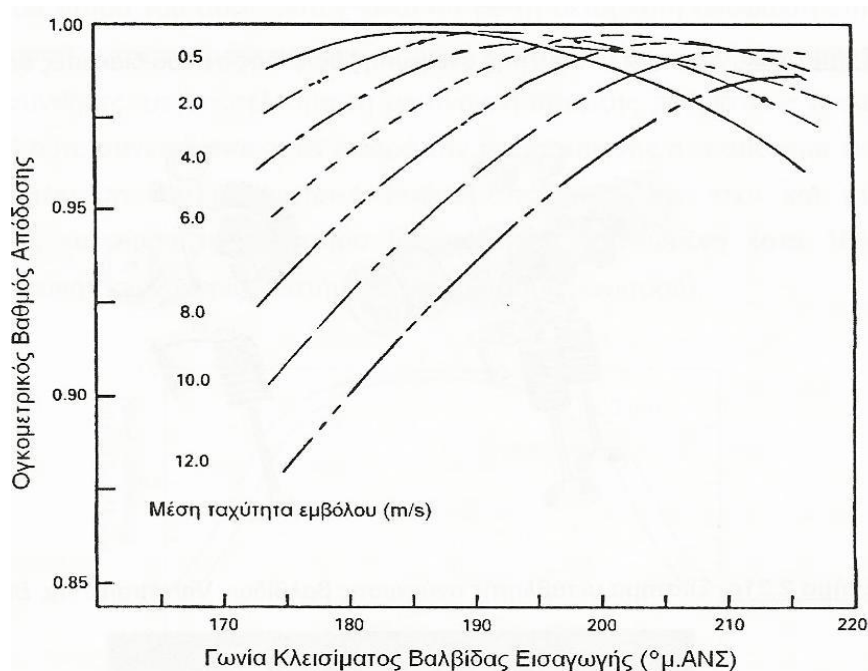
παροχή μάζας και άρα ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης μειώνεται αρκετά. Αυτό απεικονίζεται στην πτώση από την καμπύλη C στην D.



Σχήμα 2.10 Επίδραση των διαφόρων φαινομένων που επηρεάζουν την ροή του αερίου, στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, συναρτήσει της μέσης ταχύτητας του εμβόλου. Η συνεχής καμπύλη αντιστοιχεί στον πραγματικό, τελικό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης.

Λόγω του φαινομένου ανακοπής (κυρίως σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής) παρατηρείται αύξηση της πλήρωσης και καταλήγουμε στην καμπύλη E. Δεδομένου ότι η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει αφού το έμβολο έχει περάσει το ΚΝΣ και έχει αρχίσει την ανοδική του πορεία, με αποτέλεσμα, σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, να παρατηρείται αντιστροφή της ροής, με το αέριο να έχει έτσι την τάση να εξέλθει από την βαλβίδα εισαγωγής, επιφέροντας έτσι νέα μείωση στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Αυτό δίνεται ως σύνθεση των καμπυλών C και D στην καμπύλη F. Τέλος ο συντονισμός των συστημάτων των αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής αυξάνει την πλήρωση για ένα μεγάλο μέρος του πεδίου της ταχύτητας περιστροφής, οπότε τελικά καταλήγουμε από την καμπύλη F στην G.

Αναφορικά με τον χρονισμό των βαλβίδων, όταν η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει νωρίτερα από το κανονικό, μειώνονται οι απώλειες λόγω αντιστροφής της ροής και αυξάνεται ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης σε χαμηλές στροφές. Το αντίθετο συμβαίνει σε υψηλές στροφές, επειδή μειώνεται η μάζα του μίγματος που εισέρχεται στον κύλινδρο, αφού μειώνονται τα ευεργετικά αποτελέσματα του φαινομένου ανακοπής. Στην περίπτωση που η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει αργότερα από την κανονική χρονική στιγμή, έχουμε θετικά αποτελέσματα μόνο σε πολύ υψηλές στροφές, όπως αποτυπώνεται και στο Σχήμα 2.11. Σημειώνεται ακόμα ότι είναι επιθυμητή μεγάλη επικάλυψη στις υψηλές στροφές (εκμετάλλευση της αδράνειας των καυσαερίων, άρα καλύτερη απόπλυση) και μικρότερη στις χαμηλότερες (αποφεύγουμε την εισροή καυσαερίου στον αγωγό εισαγωγής).



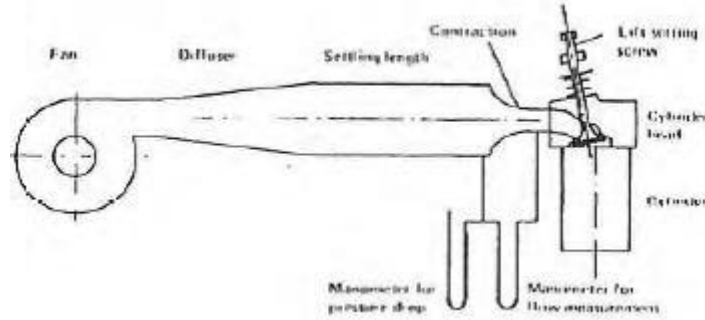
Σχήμα 2.11 Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συναρτίζεται της γωνίας στροφάλου στην οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής (ΚΣ) με παράμετρο την μέση ταχύτητα του εμβόλου.

Όσον αφορά την ανύψωση των βαλβίδων, θέλουμε αυτή να έχει μια ικανοποιητική τιμή. Η περαιτέρω ανύψωση από αυτή την τιμή, δεν επιφέρει κάποια μεταβολή, καθώς η ενεργός επιφάνεια από την οποία διέρχεται το αέριο παραμένει σχεδόν σταθερή. Για ανύψωση μικρότερη από αυτή, η αναρρόφηση του μίγματος περιορίζεται αρκετά στις μέσες και υψηλές στροφές λειτουργίας. Οι παραπάνω παρατηρήσεις αποτέλεσαν έναυσμα για την ανάπτυξη συστημάτων μεταβλητού χρονισμού και μεταβλητής ανύψωσης βαλβίδων.

2.6 Τα χαρακτηριστικά της ροής δια μέσου των βαλβίδων

Η μορφή της κεφαλής της βαλβίδας και της έδρας επιλέγονται με κριτήριο την ελάχιστη πτώση πίεσης λόγω τριβών. Πειράματα για αυτό τον σκοπό συνήθως γίνονται σε διατάξεις όπως αυτή που φαίνεται στο Σχήμα 1.12 υπό σταθερή ροή αέρα. Ο αέρας από την κατάθλιψη ενός ανεμιστήρα επιβραδύνεται περνώντας από ένα διαχύτη και στη συνέχεια διέρχεται από έναν σχετικά μεγάλου μήκους αγωγό σταθερής διατομής. Ο αγωγός αυτός συνήθως είναι εξοπλισμένος με κυψέλες, μέσω των οποίων διέρχεται ο αέρας ώστε η ροή να γίνει ομοιόμορφη. Στην συνέχεια δια της συστολής επιταχύνεται η ροή και μειώνεται περαιτέρω το επίπεδο τύρβης. Δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στο ταίριασμα της συστολής με τον αγωγό εισαγωγής για την αποφυγή εμφάνισης τύρβης και απωλειών στη ροή. Με τη βοήθεια ενός κοχλία ρυθμίζεται η ανύψωση της βαλβίδας και καταγράφεται η αντίστοιχη παροχή και πτώση πίεσης. Η ίδια διάταξη μπορεί να

χρησιμοποιηθεί για τη μέτρηση των χαρακτηριστικών της ροής δια μέσου βαλβίδας εξαγωγής, με τη διαφορά ότι σε αυτή την περίπτωση ο ανεμιστήρας αναρροφά.



Σχήμα 2.12 Πειραματική διάταξη για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών της ροής δια μέσου της βαλβίδας.

Προκειμένου να προσδιορίσουμε την παροχή δια μέσου των βαλβίδων, θεωρούμε την ροή ως μονοδιάστατη τελείου αερίου δια μέσου ενός διαφράγματος που έχει ισοδύναμη (ενεργό) επιφάνεια ροής $A_e = c_d A_v$ (όπου c_d ο συντελεστής εκροής και A_v οι στιγμιαία γεωμετρική επιφάνεια του ανοίγματος της βαλβίδας η οποία μπορεί να προσεγγισθεί αρχικά από την επιφάνεια πετάσματος $A_v \approx A_c = \pi D_v L_v$ με D_v : διάμετρος βαλβίδας, L_v : μήκος ανύψωσης της βαλβίδας), δηλαδή μια επιφάνεια που δίνει στιγμιαίως την ίδια παροχή \dot{m} υπό τις ίδιες πιέσεις στα ανάντι (u) και κατάντι (d) της ροής. Έτσι παίρνουμε

$$\dot{m} = c_d A_v \frac{p_u}{RT_u} \sqrt{\gamma RT_u \frac{2}{(\gamma - 1)} \left[\left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_d}{p_u} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (2.12)$$

$$\dot{m} = c_d A_v \frac{p_u}{RT_u} \sqrt{\gamma RT_u \left(\frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.13)$$

όπου $A_v = A_\Sigma$ και $A_v = A_\Xi$ για βαλβίδα εισαγωγής και εξαγωγής αντίστοιχα. Η σχέση 2.12 ισχύει όταν

$$\frac{p_d}{p_u} \geq \left(\frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.14)$$

οπότε η ροή είναι παντού υποηχητική ή αλλιώς υποκритική.

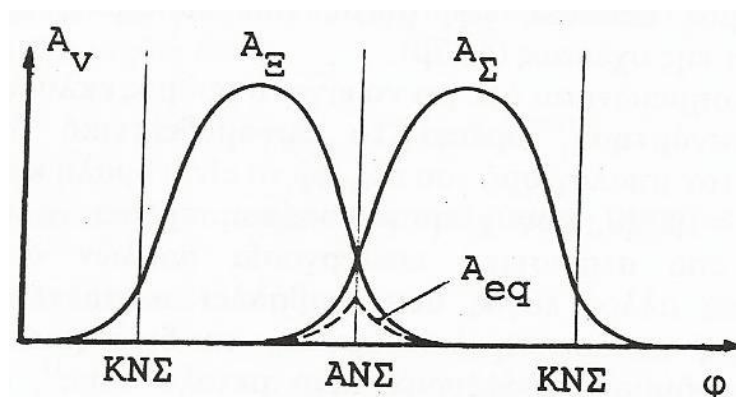
Αντίθετα η σχέση 2.13 ισχύει όταν

$$\frac{p_d}{p_u} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.15)$$

οπότε και έχουμε ηχητική κατάσταση στο λαιμό (δηλαδή στη στενότερη διατομή του ανοίγματος) ή αλλιώς υπερκρίτική ροή. Σημειώνουμε ότι η κρίσιμη σχέση πιέσεων $(2/(\gamma + 1))^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$ είναι της τάξης του 0,5.

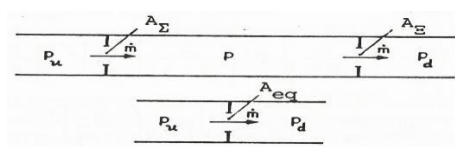
Η ύπαρξη του συντελεστή εκροής c_d στις σχέσεις (2.12) και (2.13), διορθώνει την γεωμετρική επιφάνεια A_v σε ενεργό επιφάνεια A_{eq} για να ληφθούν υπόψη φαινόμενα τριβής, αποκόλλησης της ροής, δευτερεύουσας ροής κ.λ.π. Ο c_d κυμαίνεται στην περιοχή 0,7-0,8 εξαρτώμενος ελαφρά από τον λόγο $\frac{p_d}{p_u}$, καθώς και την αδιάστατη ανύψωση της βαλβίδας L_v/D_v .

Χαρακτηριστικές επιφάνειες ροής για βαλβίδες εισαγωγής ή εξαγωγής τυπικού 4-X κινητήρα δίνονται στο Σχήμα 2.13. Οι επιφάνειες αυτές συναρτήσει της γωνίας στροφάλου μπορούν να υπολογιστούν, όταν είναι γνωστό το περίγραμμα του εκκέντρου και ο λόγος των βραχιόνων του ζυγώθρου.



Σχήμα 2.13 Χαρακτηριστικές γεωμετρικές επιφάνειες ροής A_v συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για βαλβίδες 4-X κινητήρα.

Οι πιο πάνω σχέσεις αναφέρονται στην περίπτωση που είτε η μια είτε η άλλη βαλβίδα είναι ανοικτές. Όταν είναι συχρόνως και οι δύο ανοικτές δηλαδή κατά την επικάλυψη των βαλβίδων μπορεί να χρησιμοποιηθεί η Σχέση 2.12, όπου η A_v αντικαθίσταται από μια ισοδύναμη μειωμένη επιφάνεια A_{eq} . Για τον υπολογισμό της A_{eq} θεωρούμε ότι η ροή ισοδυναμεί με ροή αερίου δια μέσου δύο διαδοχικών διαφραγμάτων Σχήμα 2.14 και γίνονται οι ακόλουθες παραδοχές:



Σχήμα 2.14 Ισοδύναμη γεωμετρική επιφάνεια ροής

- Ροή ασυμπίεστη.
- Δημιουργηθήσα κινητική ενέργεια στο πρώτο διάφραγμα πλήρως καταστρεφόμενη.
- Ίσος συντελεστής εκροή c_d και στα δύο διαφράγματα.

Οπότε κατά την εξίσωση του Bernouli έχουμε

$$\dot{m} = \sim A_{\Sigma} \sqrt{p_u - p} = A_{\Xi} \sqrt{p_u - p} = A_{eq} \sqrt{p_u - p} = C \quad (2.16)$$

όπου p η πίση του κυλίνδρου. Οπότε

$$p_u - p = \frac{C^2}{A_{\Sigma}^2}, p - p_d = \frac{C^2}{A_{\Xi}^2}, p_u - p_d = \frac{C^2}{A_{eq}^2} \quad (2.17)$$

Αθροίζοντας τις δύο πρώτες των εξισώσεων (2.17) και εξισώνοντας προς την τρίτη παίρνουμε τελικώς

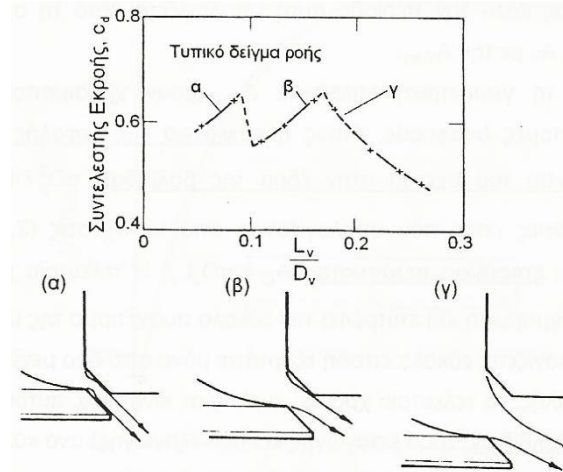
$$A_{eq} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_{\Sigma}^2} + \frac{1}{A_{\Xi}^2}}} = \sqrt{\frac{A_{\Sigma}^2 A_{\Xi}^2}{A_{\Sigma}^2 + A_{\Xi}^2}} \quad (2.18)$$

Εξετάζοντας τώρα τη ροή δια μέσου της βαλβίδας εισαγωγής, μπορούμε να παρατηρήσουμε τα ακόλουθα σύμφωνα και με το Σχήμα 2.15, στο οποίο ο συντελεστής εκροής είναι υπολογισμένος με βάση την επιφάνεια πετάσματος A_c . Όταν η ανύψωση είναι ακόμα μικρή δεν παρατηρείται ανακυκλοφορία, και η ροή εφάπτεται στην κεφαλή και στην έδρα. Σε αυτή την περίπτωση οι τιμές του συντελεστή εκροής είναι υψηλές. Για μεσαίες ανυψώσεις η ροή αποκολλάται από την κεφαλή στην εσωτερική πλευρά της και για αυτό το λόγο παρατηρείται τοπική, απότομη μείωση του συντελεστή εκροής, και στη συνέχεια αύξησή του με αυξανόμενη την ανύψωση, αφού η περιοχή αποκόλλησης παραμένει σταθερή και η ελάχιστη επιφάνεια ροής A_v αυξάνεται. Τέλος, για μεγάλες ανυψώσεις, η ροή αποκολλάται επίσης και από την εσωτερική πλευρά της έδρας.

Τυπικές μέγιστες τιμές του λόγου L_v/D_v είναι 0,25. Στο Σχήμα 2.15 εξετάστηκε η διακύμανση του συντελεστή εκροή για τιμές του L_v/D_v από 0,05-0,28.

Τα παραπάνω συμβαίνουν σε σταθερές συνθήκες, μια πιο ακριβής περιγραφή των χαρακτηριστικών της ροής κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας είναι δυνατό να δωθεί αν ληφθούν υπόψη και τα δυναμικά χαρακτηριστικά των βαλβίδων. Για το εύρος των ταχυτήτων ροής του κινητήρα, η τιμή του συντελεστή εκροής που υπολογίζεται από τη μόνιμη ροή μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως αρχική τιμή για την εύρεση της αντίστοιχης τιμής για τη δυναμική ροή με αρκετή ακρίβεια. Η απόδοση της

βαλβίδας εισαγωγής δεν εξαρτάται μόνο από την ανύψωσή της, αλλά και από το πλάτος της έδρας, τη γωνία της, την καμπυλότητα των γωνιών, το γεωμετρικό σχεδιασμό του οχετού και το σχήμα της κεφαλής του κυλίνδρου. Σε πολλούς κινητήρες η σχεδίαση του αυλού εισαγωγής και της βαλβίδας είναι τέτοια ώστε να προσδίδεται στο εισερχόμενο αέριο μια εγκάρσια περιστροφική κίνηση (swirl), με αποτέλεσμα όμως τη μείωση του συντελεστή εκροής.



Σχήμα 2.15 Συντελεστής εκροής τυπικής βαλβίδας εισαγωγής συναρτήσει της ανηγμένης ανύψωσής της για τους τύπους της ροής που εμφανίζονται κατά την εισαγωγή.

Ο συντελεστής εκροής αυξάνεται καθώς το πλάτος της έδρας μειώνεται. Επίσης, αυτό ισχύει και όταν καμπυλώνονται πιο πολύ οι γωνίες της έδρας της βαλβίδας, οπότε και μεώνεται η πιθανότητα να αποκολληθεί η ροή σε μεγάλες ανυψώσεις. Αντίθετα για μικρές ανυψώσεις, όταν η ροή δεν αποκολλάται, αυξάνοντας τον αριθμό Reynolds μειώνεται ο συντελεστής εκροής c_d . Όταν αποκολληθεί η ροή από το τοίχωμα παύει να υπάρχει η εξάρτηση του c_d από τον αριθμό Reynolds.

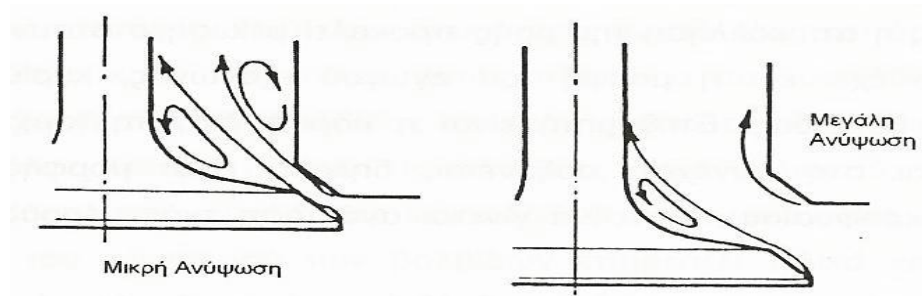
Σε υψηλές στροφές μπορεί η ροή να γίνει ηχητική, εκτός αν η βαλβίδα εισαγωγής έχει αρκετά μεγάλες διαστάσεις. Λόγω της ηχητικής κατάστασης, μειώνεται σημαντικά ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης. Υπάρχουν αρκετές συσχετίσεις του δείκτη Mach της εισερχόμενης ροής με τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και τα χαρακτηριστικά του κινητήρα, ώστε να εντοπιστεί η έναρξη της ηχητικής ροής. Μια από αυτές δίνεται παρακάτω για τον δείκτη αριθμού Mach Z που σχηματίζεται με μία μέση ταχύτητα δια της βαλβίδας αντιστοιχούσας σε 720° γωνίας στροφάλου (για 4-X κινητήρα)

$$Z = \frac{A_\varepsilon \bar{c}_\varepsilon}{\bar{c}_d A_v \alpha} \quad (2.19)$$

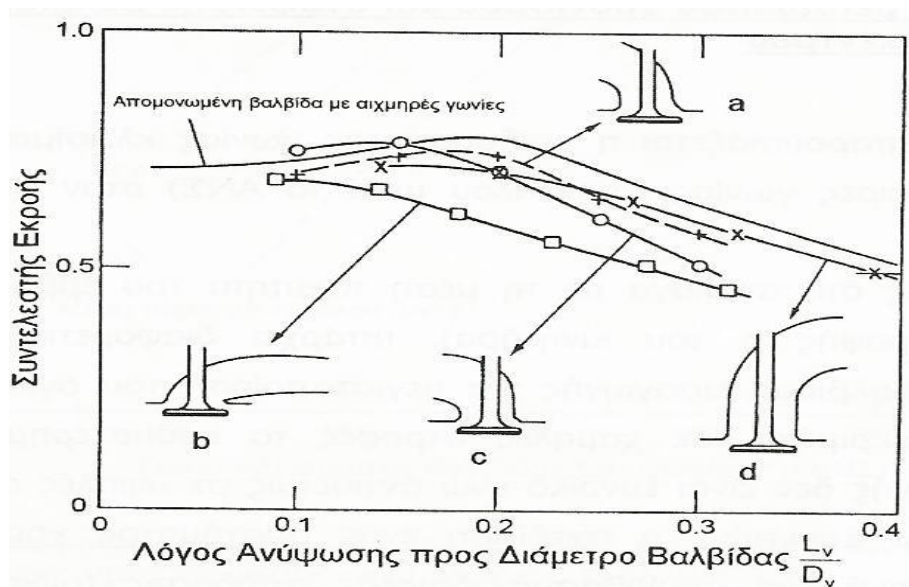
όπου $A_v = \pi D_v^2/4$ είναι η ονομαστική επιφάνεια εισαγωγής δια μέσου της βαλβίδας και $\alpha = \sqrt{\gamma RT}$ η ταχύτητα του ήχου. Επειδή το γινόμενο $\bar{c}_d A_v$ αντιπροσωπεύει την μέση ενεργό επιφάνεια ροής, ο δείκτης Z αντανακλά ουσιαστικά το μέσο αριθμό Mach στη

στένωση της βαλβίδας εισαγωγής. Έχει αποδειχθεί ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης μειώνεται ραγδαία για $Z > 0,5$. Η τιμή $Z = 0,5$ μπορεί να θεωρηθεί ως το όριο του δείκτη Mach για τον αρχικό υπολογισμό της διαμέτρου της έδρας της βαλβίδας κατά τη σχεδίαση κινητήρων.

Όσον αφορά τις βαλβίδες εξαγωγής είναι γνωστό ότι επηρεάζουν το ογκομετρικό βαθμό απόδοσης πολύ λιγότερο από ότι οι βαλβίδες εισαγωγής. Μελέτες έχουν δείξει ότι υπάρχουν διαφορετικού τύπου ροές δια μέσου των βαλβίδων αυτών, που εξαρτώνται από το μέγεθος της ανύψωσης της βαλβίδας. Οι τύποι των ροών αυτών απεικονίζονται στο Σχήμα 2.16. Ορίζεται και εδώ ο δείκτης Mach με τις ίδιες προϋποθέσεις με αυτές των βαλβίδων εισαγωγής, δηλαδή πρέπει να παίρνει τιμές μικρότερες από 0,5.



Σχήμα 2.16 Τύποι των ροών κατά την εξαγωγή.



Σχήμα 2.17 Συντελεστής εκροής συναρτήσει της ανηγμένης ανύψωσης για διάφορους σχεδιασμούς βαλβίδων και αγωγών εξαγωγής.

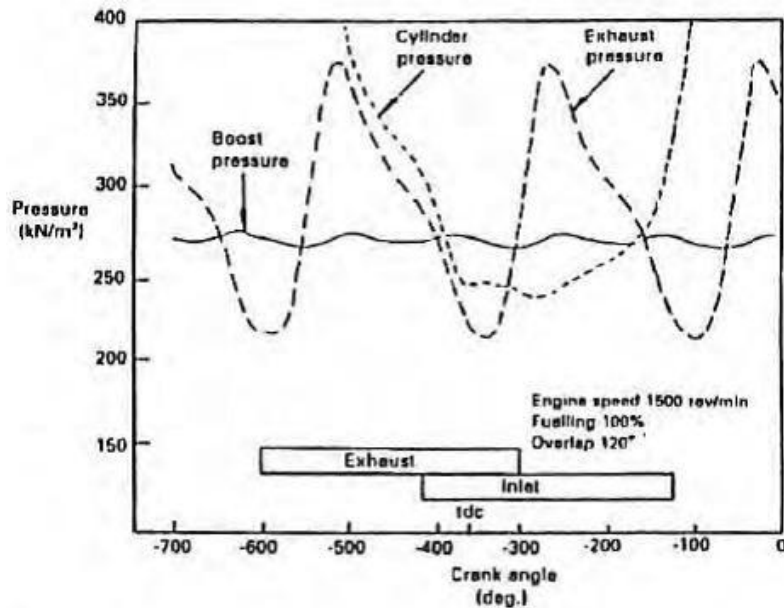
Στο Σχήμα 2.17 δίνονται τιμές του συντελεστή εκροής (με βάση την επιφάνεια πετάσματος) συναρτήσει του λόγου L_v/D_v για διάφορους συνδιασμούς βαλβίδων και αυλών εξαγωγής. Απομονομένη βαλβίδα με αιχμηρές γωνίες έχει την καλύτερη συμπεριφορά όσον αφορά τον συντελεστή εκροής. Ο συντελεστής εκροής έχει παρόμοια εξάρτηση από την ανύψωση της βαλβίδας με αυτήν της βαλβίδας εισαγωγής. Μπορεί να

πάρει πολύ μεγαλύτερες τιμές που πλησιάζουν τη μονάδα. Για μεγάλες ανυψώσεις, όπου $L_v/D_v > 0,2$, η αποκόλληση της ροής προκαλεί μείωση του συντελεστή εκροής. Σημαντικό ρόλο έχει και η μορφή του αγωγού εξαγωγής, κυρίως για μεγάλες ανυψώσεις της βαλβίδας. Επιθυμητή είναι η μορφή διαχύτη (αρχικά μειώνεται η διατομή του και στη συνέχεια αυξάνεται, δηλαδή είναι μορφής συγκλίνοντος αποκλίνοντος ακροφυσίου), ώστε να γίνεται ανάκτηση ενός μέρους της συνολικής πίεσης. Ένα διαφορετικό χαρακτηριστικό των βαλβίδων εξαγωγής είναι ότι λειτουργούν σε ένα μεγάλο εύρος λόγων πιέσεων, από 1 έως 5. Για λόγο πίεσης μεγαλύτερο από περίπου 2, η ροή γίνεται υπερκριτική, αλλά η επιρροή του λόγου πίεσης στον συντελεστή εκροής είναι μικρή και μόνο για μικρές ανυψώσεις.

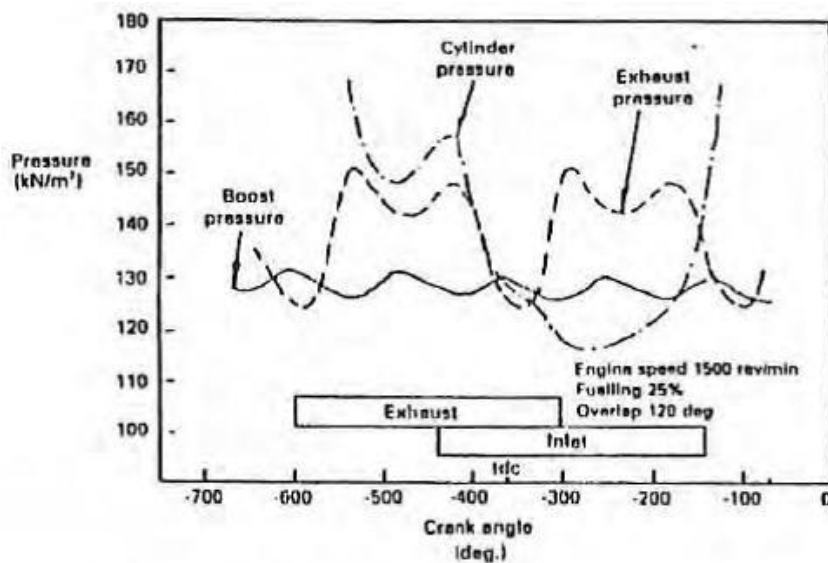
2.7 Η επίδραση της επικάλυψης των βαλβίδων στη λειτουργία του κινητήρα

Γενικά, οι υψηλά υπερπληρωμένοι κινητήρες έχουν χαμηλότερο βαθμό συμπίεσης, για περιορισμό της μέγιστης πίεσης P_{max} και της μέγιστης θερμοκρασίας T_{max} του κύκλου λειτουργίας. Χαμηλότερος βαθμός συμπίεσης σημαίνει ότι υπάρχει μεγαλύτερος επιζήμιος όγκος ο οποίος επιτρέπει μεγαλύτερη ανύψωση των βαλβίδων κοντά στο ANΣ, άρα και μεγαλύτερη περίοδο επικάλυψης των βαλβίδων (valve overlap period). Στους κινητήρες μεγάλων διαστάσεων είναι δυνατό να διαμορφωθεί η κεφαλή του εμβόλου προκειμένου να επιτευχθούν μεγαλύτερες ανυψώσεις των βαλβίδων, χωρίς ιδιαίτερη επίδραση στην απόδοση του θαλάμου κάυσης. Έτσι, σε τέτοιους κινητήρες, η περίοδος επικάλυψης μπορεί να διαρκεί και πάνω από 150° γωνίας στροφάλου.

Κατά την λειτουργία ενός μεσόστροφου στροβίλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel υπό το μέγιστο φορτίο, η πίεση του συμπιεστή είναι μεγαλύτερη από την αντίθλιψη του στροβίλου, επομένως είναι δυνατή η εισροή αέρα στον κύλινδρο. Έτσι η μεγάλη περίοδος επικάλυψης εξασφαλίζει ικανοποιητική αποπλυσή του κυλίνδρου και ψύξη των εξαρτημάτων που υπόκεινται σε υψηλά θερμοκράματα, όπως είναι οι βαλβίδες εξαγωγής, ο στρόβιλος και ο θάλαμος κάυσης. Όταν όμως ο ίδιος κινητήρας λειτουργεί υπό μερικό φορτίο, η πίεση υπερπλήρωσης είναι χαμηλότερη από την πίεση αντίθλιψης του στροβίλου, επομένως για να περιοριστεί η είσοδος καυσαερίων στην εισαγωγή απαιτείται μικρότερη περίοδος επικάλυψης. Αν η είσοδος των καυσαερίων δεν περιοριστεί, δημιουργούνται επικαθίσεις στο σύστημα εισαγωγής και στενώσεις που εμποδίζουν την εισαγωγή του αέρα στον κύλινδρο. Συμπεραίνουμε ότι υπάρχει μια βέλτιστη περίοδος επικάλυψης των βαλβίδων για κάθε φορτίο και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Έτσι κατά τον σχεδιασμό του κινητήρα, για την επιλογή της περιόδου επικάλυψης λαμβάνεται υπόψη το σημείο λειτουργίας του κινητήρα και αν αυτό δεν είναι σταθερό εξετάζεται η πιθανότητα εφαρμογής συστήματος μεταβλητού χρονισμού των βαλβίδων.



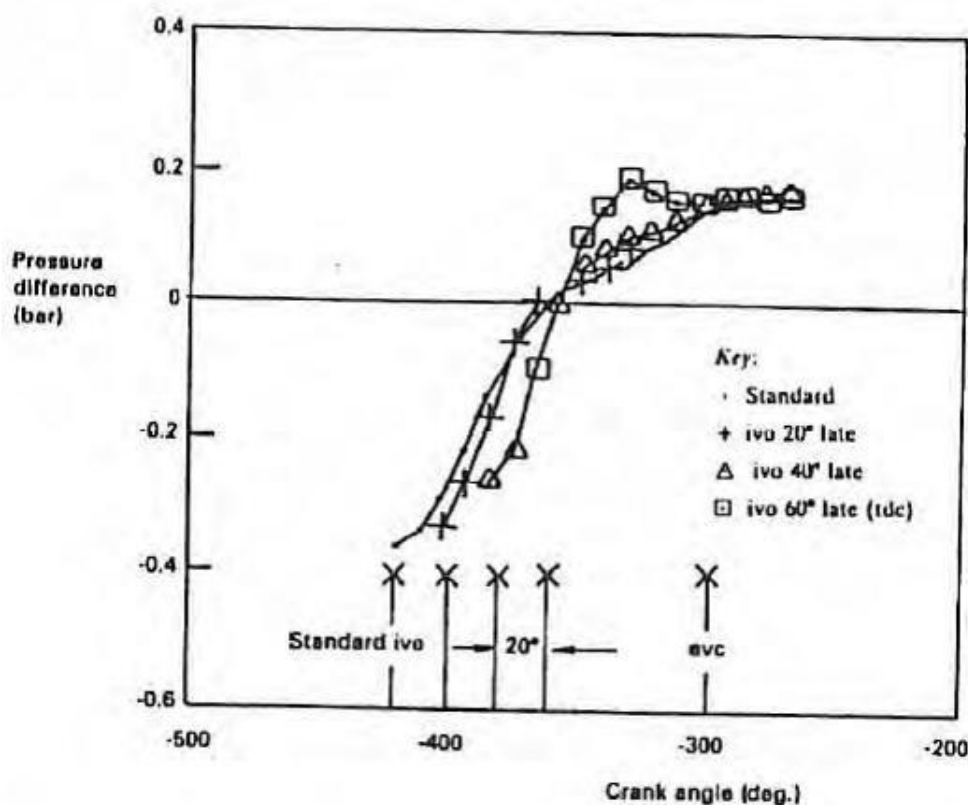
Σχήμα 2.18 Πίεση του κυλίνδρου, του οχετού εισαγωγής, του οχετού εξαγωγής και ο χρονισμός των βαλβίδων κατά την λειτουργία μεσόστροφου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel υπό το μέγιστο φορτίο 750 kW στις 1500 rpm.



Σχήμα 2.19 Πίεση του κυλίνδρου, του οχετού εισαγωγής, του οχετού εξαγωγής και ο χρονισμός των βαλβίδων κατά την λειτουργία μεσόστροφου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel υπό μέρικό φορτίο 25 % στις 1500 rpm.

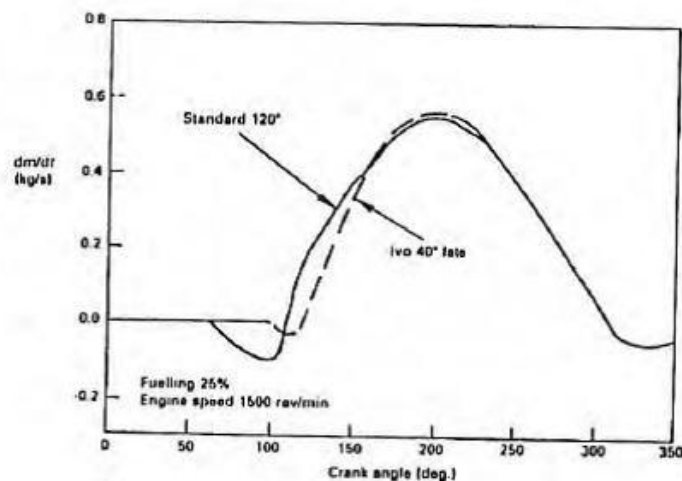
Στο Σχήμα 2.18 απεικονίζονται η πίεση εισαγωγής, πίεση εξαγωγής και ο χρονισμός των βαλβίδων μεσόστροφου στροβιλο-υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel, ο οποίος λειτουργεί υπο το μέγιστο φορτίο στις 1500 rpm. Βλέπουμε ότι αρχικά η πίεση του κυλίνδρου είναι μεγαλύτερη από την πίεση εισαγωγής, καθώς ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής παρατηρείται είσοδος καυσαερίων στην εισαγωγή, για ένα διάστημα 25°. Η

ποσότητα αυτή του καυσαερίου αντιστοιχεί στο 0.4 % της απόλυτης παγιδευμένης μάζας στον κύλινδρο. Στο Σχήμα 2.19 παρέχονται οι αντίστοιχες πληροφορίες, για λειτουργία του κινητήρα υπο φορτίο 25 %. Η πίεση εισαγωγής εμφανίζεται σημαντικά μειωμένη, παρόλο όμως που και η πίεση του κυλίνδρου είναι μειωμένη, η εξίσωσή τους καθυστερεί αρκετά, περίπου μέχρι το ΑΝΣ. Το γεγονός αυτό έχει ως άμεσο αποτέλεσμα της είσοδο καυσαερίων στην εισαγωγή για ένα διάστημα περίπου 60°. Η ποσότητα αυτή των καυσαερίων αντιστοιχεί στο 3.3 % της απόλυτης παγιδευμένης μάζας στον κύλινδρο. Σε αυτή την περίπτωση η καθυστέρηση του ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής (late IVO) μπορεί να μειώσει την επικάλυψη και άρα το εισερχόμενο καυσαέριο στην εισαγωγή.



Σχήμα 2.20 Διαφορά των πιέσεων εκατέρωθεν της βαλβίδας εισαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου με παράμετρο τη γωνία ανοίγματός της (IVO).

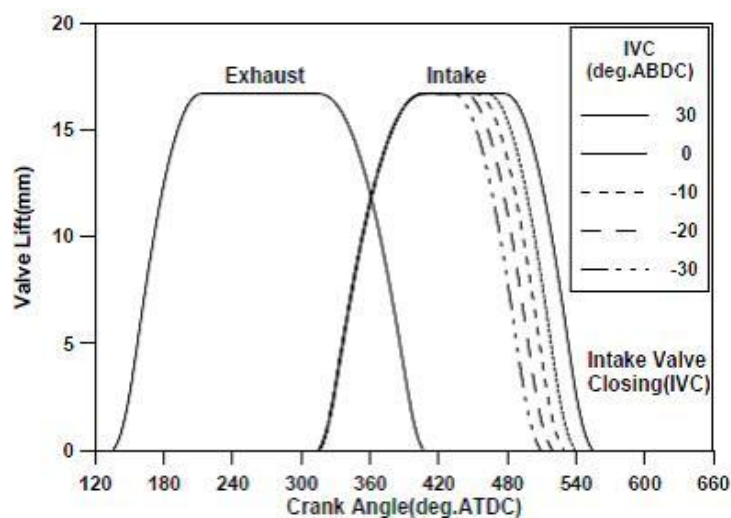
Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει η πορεία της διαφοράς των πιέσεων εκατέρωθεν της βαλβίδας εισαγωγής, συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για διαφορετικές γωνίες ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής (IVO) Σχήμα 2.20. Στο σχήμα αυτό παρατηρούμε ότι η είσοδος καυσαερίων ελαχιστοποιείται όταν η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει κοντά στο ΑΝΣ. Η καθυστέρηση όμως του ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής προκαλεί μείωση στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Αν το άνοιγμα της βαλβίδας εισαγωγής καθυστερήσει κατά 25° τότε το εισερχόμενο καυσαέριο στην εισαγωγή μειώνεται στο 0.33 % της απόλυτης παγιδευμένης μάζας στον κύλινδρο. Για καθυστέρηση 40° παρατηρείται ακόμα μεγαλύτερη μείωση Σχήμα 2.21.



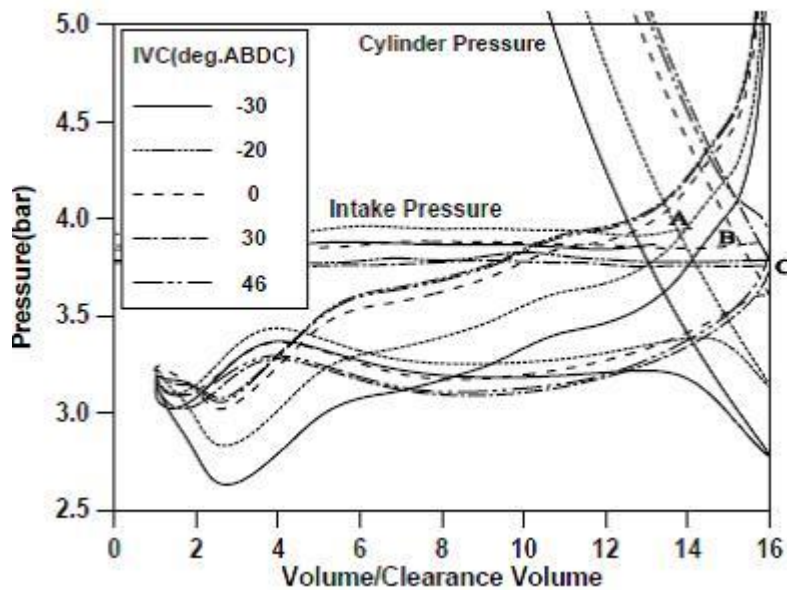
Σχήμα 2.21 Παροχή του αέρα δια μέσου της βαλβίδας εισαγωγής για δύο διαφορετικές γωνίες ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής.

2.8 Η επίδραση του χρονισμού της βαλβίδας εισαγωγής στην ειδική κατανάλωση (BSFC) και στην εκπομπή οξειδίων του Αζώτου (NOx)

Εξετάζουμε τη λειτουργία τετράχρονου μεσόστροφου κινητήρα Diesel μεγάλης ισχύος, ο οποίος χρησιμοποιείται σε εγκαταστάσεις πρόωσης ή ηλεκτροπαραγωγής, μεταβάλλοντας την γωνία στροφάλου στην οποία κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής (Inlet Valve Closing: IVC) Σχήμα 2.22 διατηρώντας σταθερό το φορτίο στο μέγιστο, ώστε να διαπιστώσουμε την επίδραση αυτής της μεταβολής στις παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα, κυρίως όμως στην ειδική κατανάλωση BSFC και στην εκπομπή NOx.



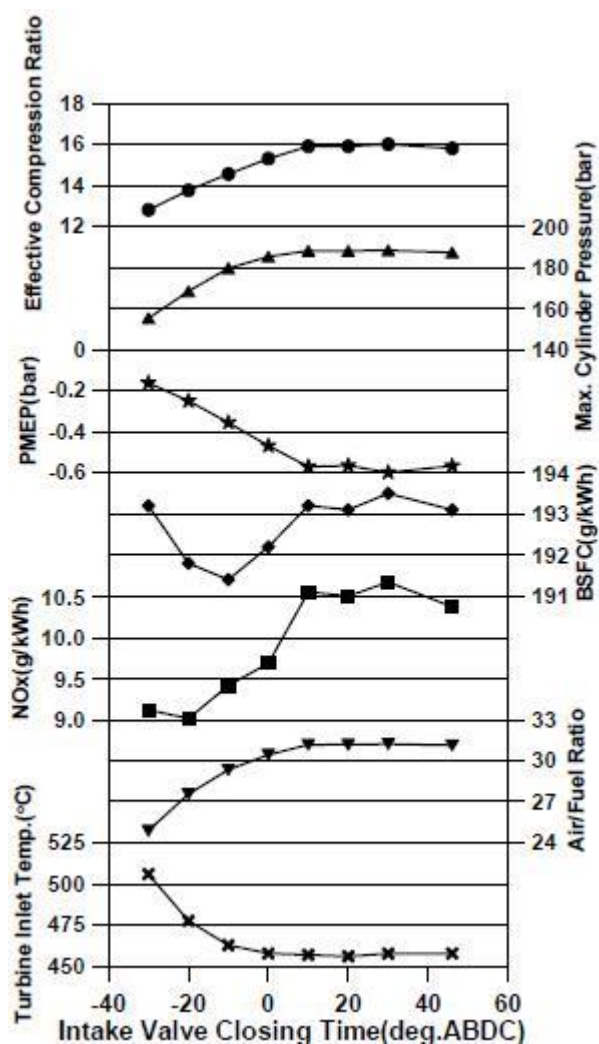
Σχήμα 2.22 Ανύψωση των βαλβίδων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.



Σχήμα 2.23 Διάγραμμα P-V για κάθε γωνία στροφάλου κλεισίματος της βαλβίδας εισαγωγής IVC_{angle}

Συγκεκριμένα στο Σχήμα 2.23 φαίνονται τα διαγράμματα της πίεσης συναρτήσει του λόγου του όγκου του κυλίνδρου προς τον επιζήμιο όγκο. Στο ίδιο σχήμα απεικονίζεται και η πίεση εισαγωγής, ώστε να μπορούμε να υπολογίσουμε τον ενεργό λόγο συμπίεσης, ο οποίος είναι ίσος με τον λόγο του όγκου του κυλίνδρου όταν η πίεσή του ισούται με την πίεση εισαγωγής, προς τον επιζήμιο όγκο. Σε όλες τις περιπτώσεις παρατηρούμε ότι η πίεση κατά την περίοδο της εξαγωγής μειώνεται όσο μειώνεται ο όγκος του κυλίνδρου. Κατά την φάση της εισαγωγής παρατηρούμε μικρή διαφορά στην πίεση, ωστόσο στις περιπτώσεις όπου η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει πριν το ΚΝΣ, είναι εμφανής η αποτόνωση της νέας γόμωσης κατά τη διαδρομή του εμβόλου από το σημείο που κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής μέχρι το ΚΝΣ. Μετά το ΚΝΣ η πίεση του κυλίνδρου αυξάνεται λόγω της κίνησης του εμβόλου. Για κλείσιμο βαλβίδας εισαγωγής 20° πριν το ΚΝΣ ($IVC_{crank\ angle} = -20^\circ$) η πίεση του κυλίνδρου εξισώνεται με την πίεση της εισαγωγής στο σημείο Α. Ο ενεργός λόγος συμπίεσης, σε αυτή την περίπτωση, είναι 13.75 άρα πολύ μικρότερος από τον γεωμετρικό λόγο συμπίεσης που είναι ίσος με 16. Η πίεση συμπίεσης είναι χαμηλή και επομένως αναμένουμε χαμηλά επίπεδα NOx στα καυσαέρια. Στο Σχήμα 2.24 οι απώλειες άντλησης (pumping loss) απεικονίζονται έμμεσα στο διάγραμμα της μέσης πίεσης άντλησης (PMEP). Όπως φαίνεται, όσο αργότερα κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής τόσο μεγαλύτερες είναι οι απώλειες άντλησης. Ο ενεργός λόγος συμπίεσης αυξάνεται όσο αργότερα γίνεται το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής, με όριο τις 30° μετά το ΚΝΣ, όπου εμφανίζει μέγιστο αποδοτέο στο φαινόμενο ανακοπής, και μετά, αρχίζει να μειώνεται. Όμοια απόκριση παρουσιάζει και η μέγιστη πίεση P_{max} του κυλίνδρου, η οποία σχετίζεται με την πίεση συμπίεσης P_{comp} που επηρεάζεται άμεσα από τον ενεργό βαθμό συμπίεσης. Η ειδική κατανάλωση BSFC παρουσιάζει ελάχιστο για κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής 10° πριν το ΚΝΣ ($IVC_{crank\ angle} = -10^\circ$), αυτό συμβαίνει διότι για νωρίτερο IVC έχουμε μεν μικρότερες

απώλειες άντλησης, αλλά η απόδοση της καύσης χειροτερεύει και διαρκεί περισσότερο λόγω των χαμηλών πιέσεων συμπίεσης. Το ελάχιστο της εκπομπής NOx εμφανίζεται για $IVC_{crank\ angle} = -20^\circ$ και για αργότερο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής αυξάνεται. Αυτό συμβαίνει διότι, όσο αργότερα κλείνει η βαλβίδα εισαγωγή τόσο μεγαλύτερη είναι η πίεση συμπίεσης, άρα και η μέγιστη πίεση του κύκλου, επομένως αναμαίνουμε μεγαλύτερες θερμοκρασίες καύσης που ευνοούν την παραγωγή NOx.



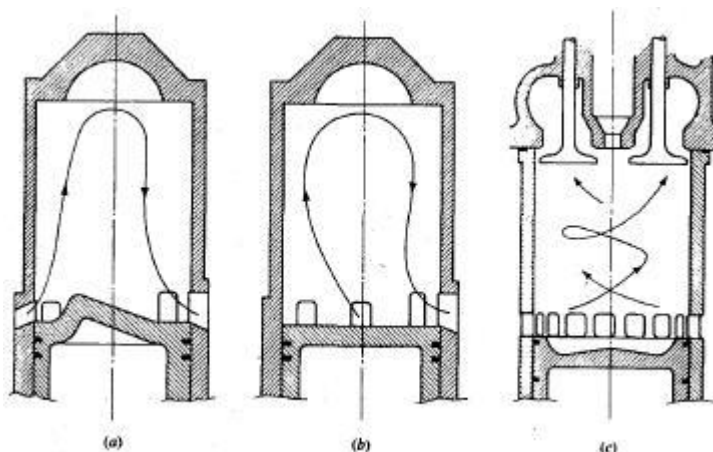
Σχήμα 2.24 Παράμετροι λειτουργίας του κινητήρα συναρτήσει της IVC_{angle} , υπό μέγιστο φορτίο.

Συμπεραίνουμε ότι με νωρίτερο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (advanced IVC), επιτυγχάνουμε μικρότερες εκπομπές NOx και συγχρόνως μικρότερη ειδική κατανάλωση λόγω μικρότερων απωλειών άντλησης. Στην συγκεκριμένη περίπτωση το βέλτιστο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής λαμβάνοντας ως κριτήριο επιλογής την ελαχιστοποίηση των εκπομπών NOx, είναι στις 20° πριν το ΚΝΣ ($IVC_{optimum\ angle} = -20^\circ$). Συγκριτικά με το κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής στις 30° μετά το ΚΝΣ, σημειώνουμε ότι οι εκπομπές NOx μειώνονται κατά 15.58 % και η ειδική κατανάλωση καυσίμου BSFC μειώνεται κατά 1.7 g/kWh.

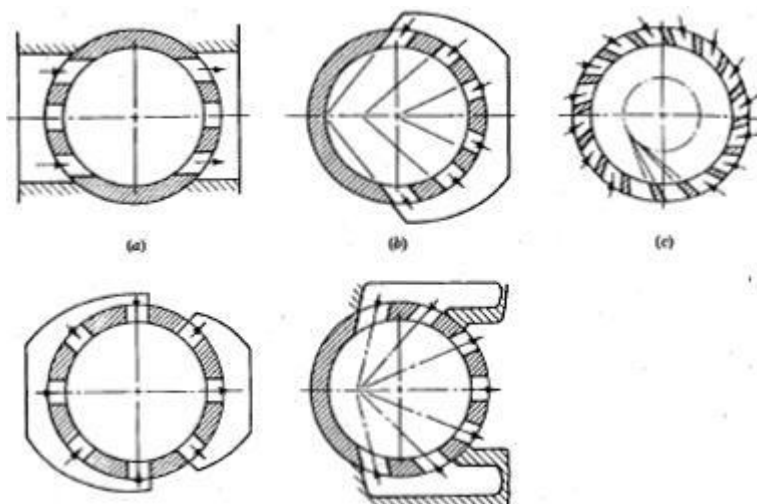
2.9 Εναλλαγή αερίων στους 2-X κινητήρες

Η απουσία ξεχωριστών διαδρομών του εμβόλου για την εισαγωγή τη νέας γόμωσης και της εξαγωγής των καυσαερίων είναι η βασική διαφορά του 2-X κινητήρα από τον 4-X. Στους 2-X κινητήρες η εναλλαγή των αερίων, δηλαδή η εισαγωγή και η εξαγωγή συμβαίνουν συγχρόνως. Για να επιτευχθεί αυτό πρέπει η πίεση του οχετού εισαγωγή να είναι αρκετά υψηλή, ώστε ο εισερχόμενος αέρας στον κύλινδρο να μπορεί να εκτοπίσει τα καυσαέρια του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας. Η λειτουργία αυτή, της απόπλυσης του κυλίνδρου δηλαδή της συνδυασμένης εισαγωγής και εξαγωγής καλείται σάρωση (scavenging).

Οι διαφορετικοί τύποι σάρωσης και οι διατάξεις θυρίδων και βαλβίδων στους οποίους αντιστοιχούν φαίνονται στα Σχήματα 2.25 και 2.26, στο διακρίνουμε την εγκάρσια σάρωση (α), την βρογχοειδή (β) και την διαμήκη.

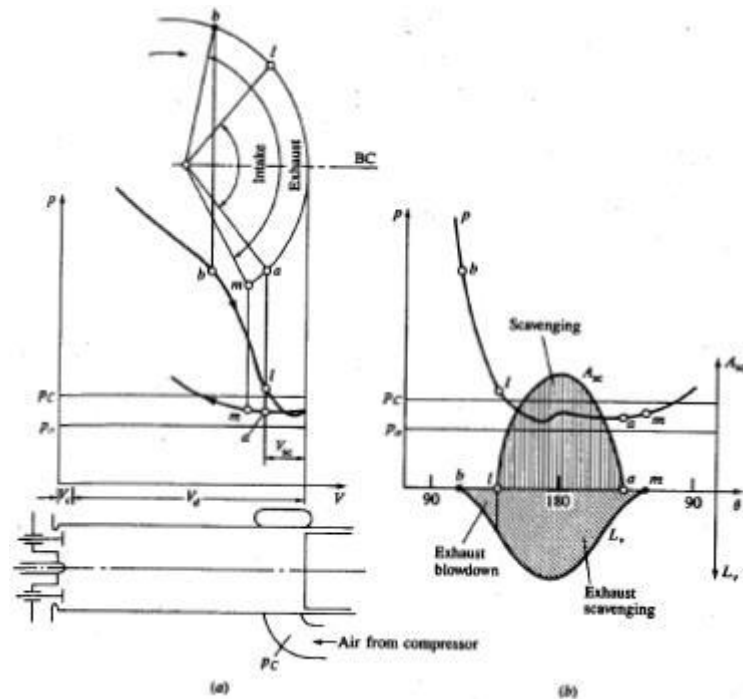


Σχήμα 2.25 Τύποι σάρωσης 2-X κινητήρων α) εγκάρσια, β) βρογχοειδής, γ) διαμήκης



Σχήμα 2.26 Διάταξη των θυρίδων για κάθε τύπο σάρωσης α) εγκάρσια β) βρογχοειδής γ) διαμήκης

Η θέση των θυρίδων στην περιφέρεια του κυλίνδρου και η γωνία εξόδου του αέρα από αυτές είναι καθοριστικοί παράγοντες για την αποτελεσματικότητα της σάρωσης. Η εγκάρσια και η βρογχοειδής σάρωση υλοποιούνται με χρήση θυρίδων εισαγωγής και θυρίδων εξαγωγής. Στην διαμήκη σάρωση χρησιμοποιούνται θυρίδες εισαγωγής στην περιφέρεια του κυλίνδρου και βαλβίδες εξαγωγής στην κεφαλή του. Ανεξάρτητα όμως από τον τύπο της σάρωσης οι βασικές αρχές είναι ίδιες και το σύστημα εισαγωγής θα πρέπει να έχει ικανοποιητικά μεγαλύτερη πίεση από το σύστημα εξαγωγής.



Σχήμα 2.27 Εναλλαγή αερίων με διαμήκη σάρωση σε 2-Χ κινητήρα Diesel, α) χρονισμός βαλβίδων και θυρίδων και τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, β) γεωμετρική επιφάνεια εισαγωγής A_{sc} , ανύψωση βαλβίδων εξαγωγής L_v συναρτήσει της γωνίας στροφάλου.

Μια τυπική εφαρμογή της διαμήκουσ σάρωσης ή αλλιώς ευθείας αποπλύσεως, περιγράφεται στο Σχήμα 2.27. Μεταξύ 100° και 110° μετά το ΑΝΣ πραγματοποιείται το άνοιγμα των βαλβίδων εξαγωγής. Αρχικά ο λόγος των πιέσεων εκατέρωθεν της βαλβίδας εξαγωγής υπερβαίνει την κρίσιμη τιμή και η ροή του καυσαερίου είναι υπερηχητική, στη συνέχεια και ενώ έχει μειωθεί ο λόγος πιέσεων η ροή μεταπίπτει σε υποηχητική. Το διάστημα της γωνίας στροφάλου μεταξύ του ανοίγματος των βαλβίδων εξαγωγής και του ανοίγματος των θυρίδων εισαγωγής ονομάζεται περίοδος εκροής. Το άνοιγμα των θυρίδων εισαγωγής συνήθως πραγματοποιείται μεταξύ 60° και 40° πριν το ΚΝΣ, όταν η πίεση του κυλίνδρου είναι λίγο μεγαλύτερη από την πίεση σάρωσης. Ωστόσο λόγω της αδράνειάς τους τα καυσαέρια συνεχίζουν να κινούνται προς τις βαλβίδες εξαγωγής, που έχουν πλέον ανυψωθεί αρκετά από τις έδρες τους, και έτσι δεν παρατηρείται είσοδος καυσαερίων στις θυρίδες εισαγωγής. Όταν η πίεση του κυλίνδρου γίνει μικρότερη από την πίεση της εισαγωγής τότε αρχίζει η περίοδος της σάρωσης. Η εισερχόμενη γόμωση εκτοπίζει τα καυσαέρια και ένα μέρος της που αναμιγνύεται με αυτά εξάγεται από τον κύλινδρο. Το κλείσιμο των θυρίδων εισαγωγής σηματοδοτεί και το πέρας της σάρωσης.

Συνήθως το κλείσιμο των βαλβίδων εξαγωγής γίνεται μετά το κλείσιμο των θυρίδων εισαγωγής, στο διάστημα αυτό η εξαγωγή συνεχίζεται λόγω της αδράνειας των αερίων αλλά και της εκτοπιστικής δράσης του εμβόλου. Σημειώνεται ότι η διαμήκης σάρωση εφαρμόζεται στους αργότροφους 2-Χ κινητήρες Diesel μεγάλης ισχύος, με χρήση μίας βαλβίδας εξαγωγής μεγάλης διαμέτρου στην κεφαλή του κυλίνδρου.

2.10 Βαθμοί απόδοσης και μοντέλα απόπλυσης

Η διαδικασία εναλλαγής των αερίων σε δίχρονους κινητήρες είναι ιδιαίτερα πολύπλοκο φαινόμενο. Προκειμένου να αξιολογήσουμε το πόσο αποτελεσματικά γίνεται χρησιμοποιούμε τους παρακάτω δείκτες:

- Ο λόγος κατάθλιψης (delivery ratio) Λ , ορίζεται ως

$$\Lambda = \frac{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}{\text{μάζα αναφοράς}}$$

και συγκρίνει την συνολική μάζα που εισέρχεται στον κύλινδρο m_{AC} με αυτήν του ιδανικού κύκλου. Ως μάζα αναφοράς λαμβάνεται συνήθως η μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε συνθήκες (p_a, T_a) $m_{αε}$ οπότε και έχουμε

$$\Lambda = \frac{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}{\text{συνολική μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε συνθήκες } (p_a, T_a)}$$

$$\Lambda = \frac{m_{AC}}{m_{αε}} \quad (2.20)$$

ή, για υπολογιστική χρήση η μάζα της παγιδευμένης γόμωσης του κυλίνδρου m_{γ} .

Το μέγεθος αυτό κυμαίνεται από 60 – 95% και είναι χρήσιμο κυρίως για πειραματικούς σκοπούς. Το μέγεθος αυτό πρακτικά συμπίπτει με τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης όταν μηδενίζεται ο αέρας απόπλυσης, αν και, τυπικά, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης δεν υφίσταται ή τουλάχιστον δεν χρησιμοποιείται σε δίχρονους κινητήρες, καθόσον η φάση της εισαγωγής δεν είναι απολύτως διακεκριμένη.

Για υπολογιστική χρήση ορίζονται:

- Ο βαθμός παγίδευσης (trapping efficiency)

$$\eta_{\gamma} = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{συνολική μάζα παρεχόμενου αέρα για απόπλυση και πλήρωση}}$$

$$\eta_{\gamma} = \frac{m_o}{m_{AC}} \quad (2.21)$$

ο οποίος δίνει το ποσοστό του παρεχόμενου αέρα το οποίο τελικά παραμένει διαθέσιμο στην αρχή της συμπίεσης στον κύλινδρο, και είναι της τάξης του 50 – 80%.

- Ο βαθμός απόπλυσης ή σάρωσης (scavenging efficiency)

$$\eta_{sc} = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{μάζα της παγιδευμένης γόμωσης του κυλίνδρου}}$$

$$\eta_{sc} = \frac{m_o}{m_\gamma} = \frac{m_o}{m_o + m_r} \quad (2.22)$$

ο οποίος μας δείχνει σε πιο ποσοστό το παραμένον καυσαέριο μάζας m_r έχει αντικατασταθεί από το φρέσκο αέριο μίγμα, και κυμαίνεται μεταξύ 70 – 90%.

- Ο βαθμός πλήρωσης (charging efficiency) ως προς το περιβάλλον

$$\eta_\lambda = \frac{\text{μάζα του αέρα στην αρχή της συμπίεσης}}{\text{συνολική μάζα του αέρα στον επιζήμιο και τον όλο όγκο εμβολισμού σε συνθήκες } (p_a, T_a)}$$

$$\eta_\lambda = \frac{m_o}{m_{\alpha\epsilon}} = (1 - \sigma_\xi) \frac{\rho_o}{\rho_\alpha} \quad (2.23)$$

ο οποίος δείχνει πόσο αποτελεσματικά έχει γεμίσει ο κύλινδρος με αέρα. Είναι της τάξης του 70 – 90%, όπου σ_ξ είναι το σχετικό άνοιγμα των θυρίδων εξαγωγής.

Μια σχέση που ισχύει μεταξύ των παραπάνω μεγεθών είναι

$$\eta_\lambda = \Lambda \eta_\gamma \quad (2.24)$$

Όταν η μάζα αναφοράς στην σχέση του λόγου κατάθλιψης είναι η παγιδευμένη μάζα αερίου m_γ , δηλαδή ορίζεται $\Lambda = m_{AC}/m_\gamma$ τότε ισχύει

$$\eta_{sc} = \Lambda \eta_\gamma \quad (2.25)$$

Σε ρεαλιστικές διαδικασίες εναλλαγής των αερίων, γίνεται ανάμιξη των αερίων στην διάρκεια που η εισερχόμενη γόμωση προκαλεί την απομάκρυνση των καυσαερίων. Είναι αναπόφευκτο, συνεπώς, να εξέλθει και ένα μέρος του αέρα. Υπάρχουν δύο μοντέλα που περιγράφουν το φαινόμενο αυτό, τα οποία είναι το μοντέλο τέλει εκτόπισης και το μοντέλο πλήρους ανάμιξης.

2.10.1 Μοντέλο τέλειας εκτόπισης

Σύμφωνα με το μοντέλο αυτό, θεωρούμε ότι τα καυσαέρια απομακρύνονται από τον κύλινδρο χωρίς να παρατηρείται ανάμιξη του αέρα και του καυσαερίου, ότι η διαδικασία λαμβάνει χώρα υπό σταθερή πίεση-όγκο κυλίνδρου χωρίς οποιεσδήποτε απώλειες θερμότητας και ότι η μάζα αναφοράς στον ορισμό του Λ είναι η μάζα παγίδευσης m_γ . Σε αυτή την περίπτωση έχουμε:

$$\eta_{sc} = \Lambda \text{ και } \eta_\gamma = 1 \text{ για } \Lambda \leq 1 (m_o = m_{AC}) \quad (2.26)$$

$$\eta_{sc} = 1 \text{ και } \eta_\gamma = 1/\Lambda \text{ για } \Lambda > 1 (m_r = 0) \quad (2.27)$$

2.10.2 Μοντέλο πλήρους ανάμιξης

Για το μοντέλο αυτό θεωρούμε ότι το φαινόμενο είναι μόνιμο. Κατά τη διάρκεια του χρονικού διαστήματος t έως $t+dt$ μία μάζα αέρα dm_{AC} εισέρχεται στον κύλινδρο και αναμιγνύεται ομοιόμορφα σε όλο τον όγκο του κυλίνδρου με το καυσαέριο, υπό σταθερή πίεση και χωρίς απώλειες θερμότητας. Κατά το ίδιο διάστημα dt , μία ίση μάζα αερίου με ίδια αναλογία αέρα και καυσαερίου της αρχικής χρονικής στιγμής t , εξέρχεται του κυλίνδρου. Η αρχή διατήρησης της μάζας που τελικά παραμένει εντός του κυλίνδρου δίνει

$$dm_o = dm_{AC} - dm_{AE} \quad (2.28)$$

$$dm_o = dm_{AC} - \frac{m_o}{m_\gamma} dm_{AC} = dm_{AC} \left(1 - \frac{m_o}{m_\gamma} \right) \quad (2.29)$$

όπου $m_\gamma = m_o + m_r$ η συνολική μάζα του μίγματος στον κύλινδρο, η οποία θεωρείται σταθερή. Θέτοντας $x = m_o/m_\gamma$, δηλαδή το λόγο της μάζας του αέρα που παραμένει εντός του κυλίνδρου προς τη συνολική μάζα μίγματος του κυλίνδρου, καταλήγουμε στην εξίσωση

$$dm_o = dm_{AC}(1 - x) \Leftrightarrow m_\gamma dx = dm_{AC}(1 - x) \Leftrightarrow \frac{dx}{1 - x} = \frac{dm_{AC}}{m_\gamma} \quad (2.30)$$

Οι οριακές συνθήκες της παραπάνω διαδικασίας είναι:

- Κατά την έναρξη της σάρωσης (ΑΘΣ) υπάρχει μόνο κατάλοιπο καυσαέριο, άρα $x = 0$ και $m_{AC} = 0$.
- Στο τέλος της σάρωσης (ΚΘΣ), $x = \eta_{sc}$ και $m_{AC} = \Lambda m_{\gamma}$

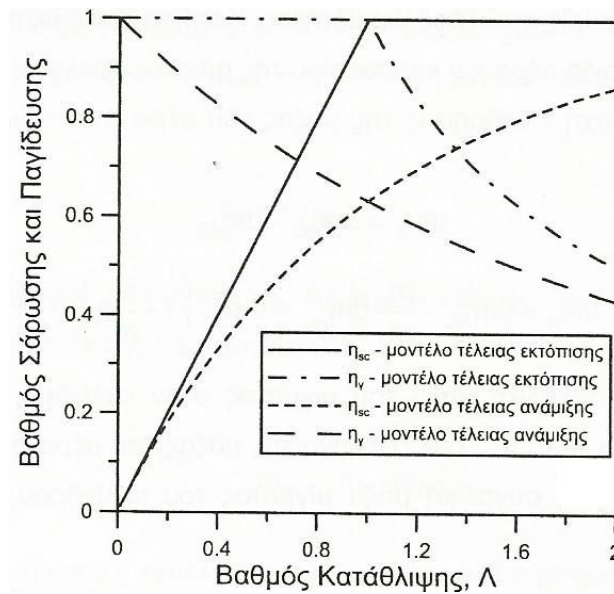
Έτσι ολοκληρώνοντας την (1.30) παίρνουμε

$$\int_0^{\eta_{sc}} \frac{dx}{1-x} = \int_0^{\Lambda m_{\gamma}} \frac{dm_{AC}}{m_{\gamma}} \Leftrightarrow -\ln(1-\eta_{sc}) = \Lambda \Leftrightarrow \eta_{sc} = 1 - e^{-\Lambda} \quad (2.31)$$

Ενώ, ακόμα, με βάση τη σχέση (1.25) προκύπτει για τον βαθμό παγίδευσης η_{γ} ,

$$\eta_{\gamma} = \frac{1}{\Lambda}(1 - e^{-\Lambda}) \quad (2.32)$$

Στο Σχήμα 2.28 βλέπουμε τη διακύμανση του βαθμού απόπλυσης η_{sc} και του βαθμού παγίδευσης η_{γ} για τα δύο παραπάνω μοντέλα σε συνάρτηση με το βαθμό κατάθλιψης Λ . Οι πραγματικοί βαθμοί απόπλυσης και παγίδευσης αναμένεται να βρίσκονται ανάμεσα στις εκάστοτε θεωρητικές καμπύλες.



Σχήμα 2.28 Βαθμός σάρωσης και παγίδευσης συναρτήσει του βαθμού κατάθλιψης

Σημειώνεται, ότι είναι δυνατό μια ποσότητα εισερχόμενου αέρα να διαφύγει άμεσα προς την εξαγωγή χωρίς να συμπαρασύρει καυσαέρια. Το παραπάνω φαινόμενο παρουσιάζεται συχνότερα σε δίχρονους κινητήρες εγκάρσιας απόπλυσης και ονομάζεται βραχυκύκλωση (short-circuiting). Γενικά, είναι ανεπιθύμητο φαινόμενο, αφού ο φρέσκος αέρας χάνεται χωρίς έστω κάποια θετική επίδραση στον κύκλο λειτουργίας, οπότε μειώνεται αντίστοιχα και ο βαθμός σάρωσης. Ο τελευταίος μπορεί επίσης να μειωθεί και λόγω ενός ακόμα φαινομένου, συγκεκριμένα της δημιουργίας νεκρών περιοχών (θυλάκων) μέσα στον κύλινδρο, όπου το καυσαέριο παγιδεύεται και δεν μπορεί να διαφύγει προς την εξαγωγή, αφού η διαδρομή της ροής της νέας γόμωσης δεν τις επηρεάζει.

2.11 Πραγματικές διαδικασίες σάρωσης

Η πραγματική διαδικασία της σάρωσης είναι δύσκολο να μετρηθεί πειραματικά, αφού υπεισέρχονται προβλήματα μέτρησης της μάζας του παγιδευμένου αέρα. Επομένως, ο βαθμός σάρωσης δεν μπορεί να υπολογιστεί άμεσα αλλά μόνο μέσω υπολογισμού της ενδεικνύμενης πίεσης καθώς και ανάλυσης δείγματος καυσαερίων. Επίσης χρήσιμες είναι οι τεχνικές μέτρησης της ροής στο εσωτερικό του κυλίνδρου για να βρούμε το πραγματικό πεδίο ροής και να εντοπίσουμε την ύπαρξη τυχόν διακλαδώσεων και νεκρών όγκων. Αυτή η μέθοδος βασίζεται σε πειράματα οπτικής παρακολούθησης της κίνησης των ρευστών (flow visualization).

Στη διαδικασία απόπλυσης ο φρέσκος αέρας διαχέεται στο καυσαέριο και το ωθεί αρχικά προς την κεφαλή του κυλίνδρου και στην συνέχεια προς τις θυρίδες ή την βαλβίδα εξαγωγής. Στην συνέχεια, παρατηρούνται φαινόμενα διακλάδωσης και αρχίζει μαζί με το καυσαέριο να εξέρχεται και αέρας. Λόγω της έντονης τύρβης παρατηρείται ανάμιξη των δύο ρευστών, οπότε για ένα σχετικά μεγάλο χρονικό διάστημα της απόπλυσης το αέριο εξόδου περιέχει ολόένα και περισσότερη μάζα αέρα.

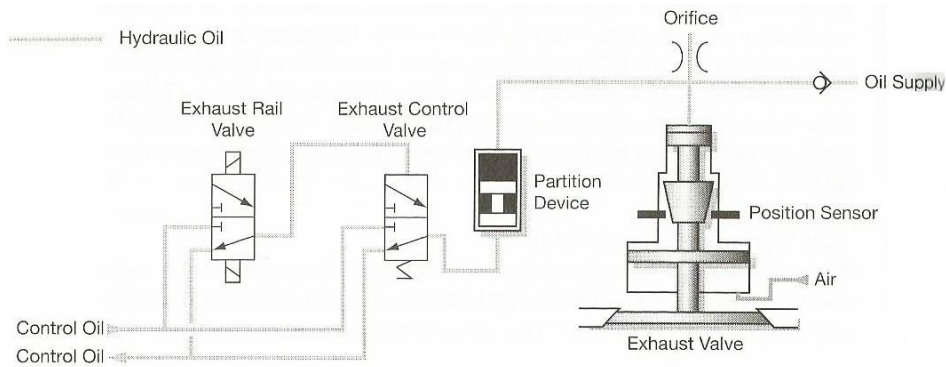
Πειραματικά αποτελέσματα σε κινητήρες έχουν επαληθεύσει τις παραπάνω παρατηρήσεις. Για κινητήρες με διάταξη βρογχοειδούς σάρωσης, η χαρακτηριστική τιμή του λόγου κατάθλιψης, όπου παρατηρείται και αέρας στο αέριο εξόδου, είναι περίπου $\Lambda=0,4$. Με διαμήκη σάρωση, η ιδανική αρχική φάση κρατάει λίγο περισσότερο, ενώ με εγκάρσια κρατάει λίγο λιγότερο.

Για να αποφευχθεί η ανάμιξη καυσαερίου και αέρα μπορεί να μειωθούν οι διαστάσεις των θυρίδων εισαγωγής με ταυτόχρονη αύξηση του αριθμού τους. Με αυτόν τον τρόπο, η ταχύτητα του αέρα μιώνεται με το που εισέρχεται στον κύλινδρο, οπότε και η τύρβη δεν είναι τόσο έντονη, και ακόμα το μέτωπο της ανάμιξης δεν λαμβάνει χώρα κοντά στις θυρίδες εισαγωγής αλλά σε έναν μεγαλύτερο χώρο. Ένας άλλος τρόπος είναι σε διατάξεις με διαμήκη απόπλυση, η δημιουργία συστροφής του αέρα.

2.12 Η επίδραση του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής 2-X

αργόστροφου κινητήρα Diesel στην ειδική κατανάλωση και στην έκλυση ρύπων

Ο μεταβλητός χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής αποσκοπεί στην μείωση της ειδικής κατανάλωσης και των εκπεμπόμενων ρύπων, κυρίως NOx. Βρίσκει εφαρμογή σε συνδυασμό με τον μεταβλητό χρονισμό έγχυσης και υλοποιείται από ηλεκτροϋδραυλικά συστήματα Σχήμα 2.29. Ο βέλτιστος χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής για κάθε σημείο λειτουργίας ενός κινητήρα προκύπτει από μοντέλα προσομοίωσης και δοκιμές.

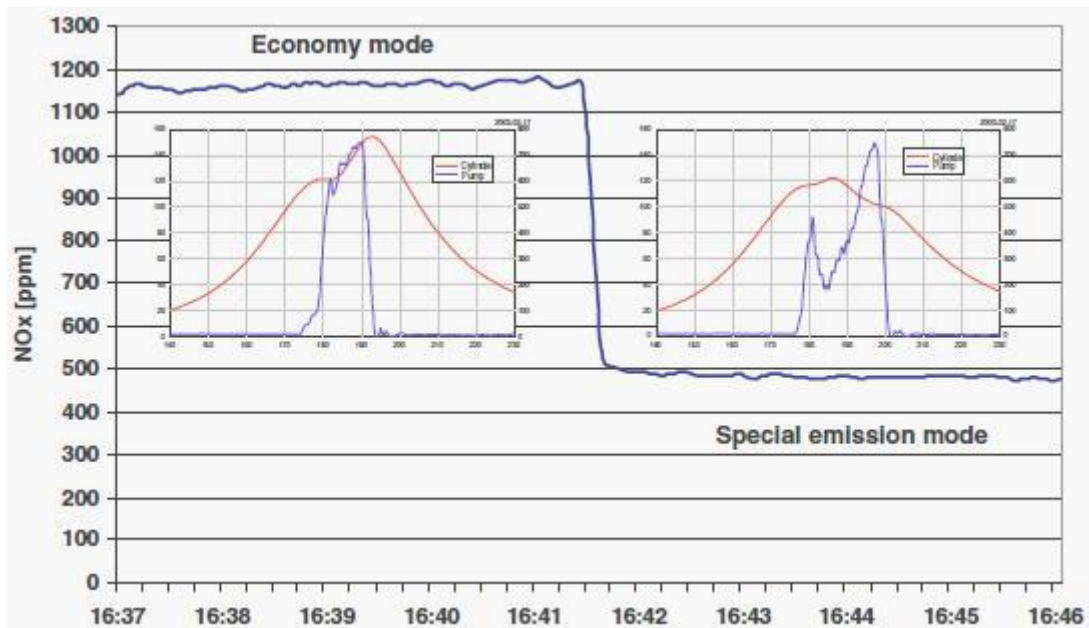


Σχήμα 2.29 Σύστημα ελέγχου της βαλβίδας εξαγωγής

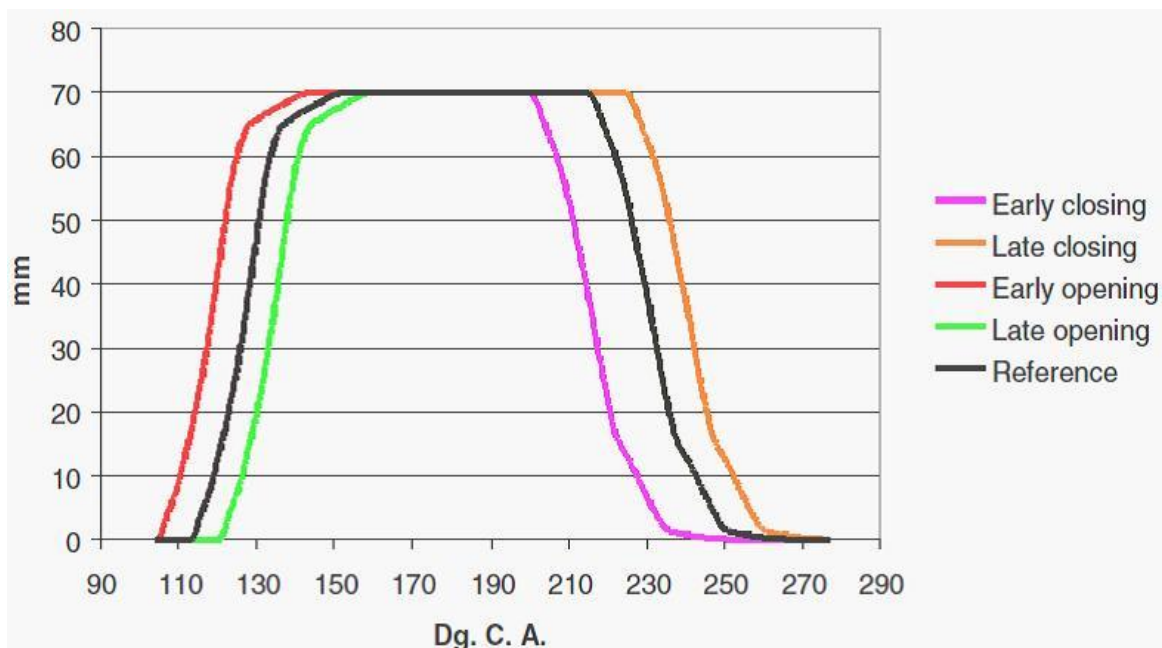
Αναφορικά με το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής EVO (**Exhaust Valve Opening**), κατά την επιτάχυνση του κινητήρα, επιλέγουμε να πραγματοποιείται νωρίς, για να τροφοδοτήσουμε τον στρόβιλο με καυσαέρια υψηλής ενέργειας, με σκοπό να μετριάσουμε την υστέρηση του υπερπληρωτή, έτσι επιτυγχάνουμε ταχύτερη απόκριση του κινητήρα και χαμηλότερα επίπεδα εκπεμπόμενης αιθάλης. Επίσης, μεταθέτοντας το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής EVO, ελέγχουμε την πίεση του κυλίνδρου την στιγμή που ανοίγουν οι θυρίδες εισαγωγής, η οποία πρέπει να είναι λίγο μικρότερη από την πίεση εισαγωγής, ώστε να αποτρέπεται η ειροή καυσαερίων στις θυρίδες.

Ένας τρόπος να βελτιώσουμε την ειδική κατανάλωση του κινητήρα στα χαμηλά φορτία είναι να αυξήσουμε την πίεση συμπίεσης P_{comp} , αυτό γίνεται εφικτό μεταθέτοντας το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής EVC (**Exhaust Valve Closing**) νωρίτερα ώστε να αυξηθεί ο βαθμός συμπίεσης. Στην λειτουργία του κινητήρα υπό υψηλό φορτίο, όπου υπάρχει κίνδυνος η μέγιστη πίεση P_{max} του κύκλου, να υπερβεί το επιτρεπτό όριο, επεμβαίνουμε, πραγματοποιώντας το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής EVC αργότερα, άρα μειώνοντας τον βαθμό συμπίεσης. Με τον ίδιο τρόπο, όταν απαιτείται, μειώνουμε την T_{max} του κύκλου λειτουργίας, για να μειωθούν οι εκπομές NOx. Επιπροσθέτως, με τον έλεγχο του κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής ρυθμίζουμε τον λόγο καύσης P_{max}/P_{comp} (firing ratio) του κύκλου λειτουργίας, ώστε να βρίσκεται εντός των επιτρεπτών ορίων, κυρίως στις περιπτώσεις μεγάλης προπορείας έγχυσης του καυσίμου.

Εστιάζουμε τώρα την προσοχή μας σε έναν δίχρονο αργόστροφο επτακύλινδρο κινητήρα, ο οποίος είναι εξοπλισμένος με σύστημα μεταβλητού χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής. Σημειώνουμε, ότι λόγω του ότι η βελτίωση (μείωση) της ειδικής κατανάλωσης χειροτερεύει (αυξάνει) τις εκπομπές NOx και το αντίστροφο, παρέχεται η επιλογή δύο καταστάσεων λειτουργίας του κινητήρα. Η μία κατάσταση λειτουργίας δίνει την ελάχιστη ειδική κατανάλωση και η άλλη την ελάχιστη εκπομπή NOx Σχήμα 2.30. Το προφίλ της ανύψωσης της βαλβίδας εξαγωγής για τον ίδιο κινητήρα χωρίς μεταβλητό χρονισμό (reference), αλλά και τα πεδία [early,late] εντός των οποίων μετατοπίζονται το άνοιγμα και το κλείσιμο της βαλβίδας αντίστοιχα, σε λειτουργία με μεταβλητό χρονισμό, φαίνονται στο Σχήμα 2.31.



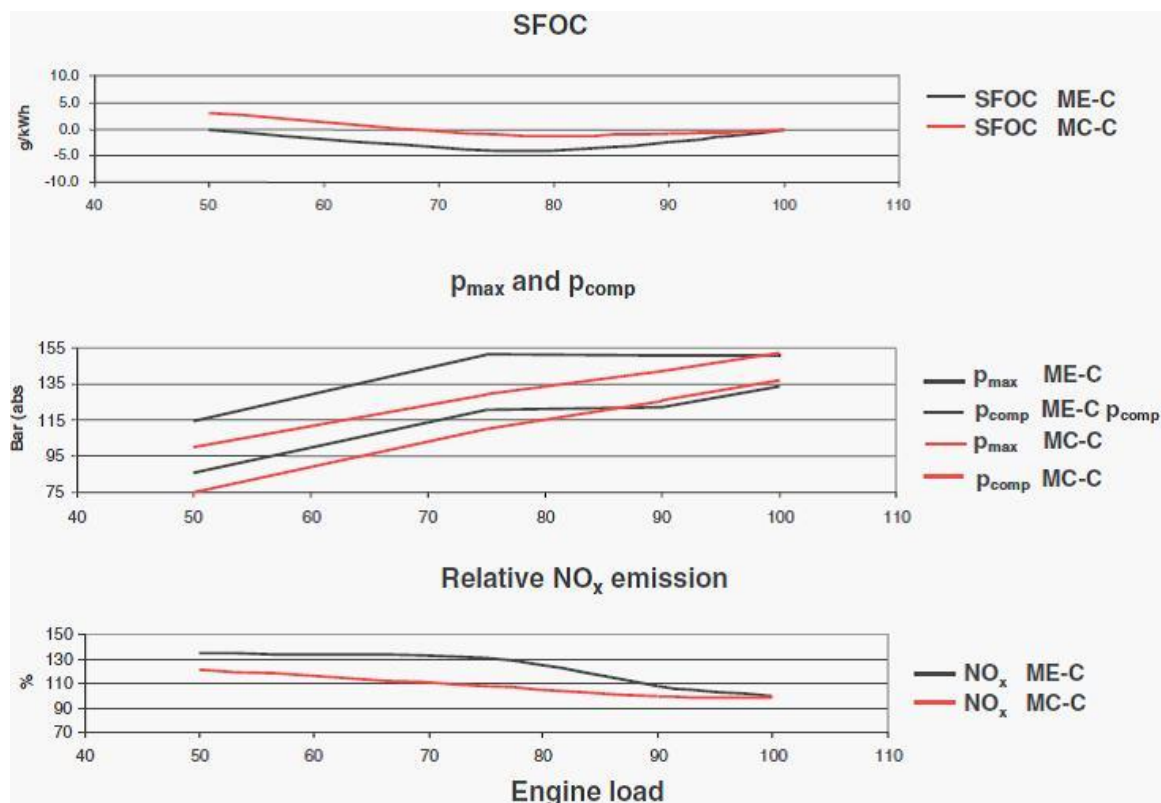
Σχήμα 2.30 Εκπεμπόμενα NOx, δυναμοδεικτικό διάγραμμα και ρυθμός έγχυσης καυσίμου για τις δύο καταστάσεις λειτουργίας 2-X κινητήρα Diesel.



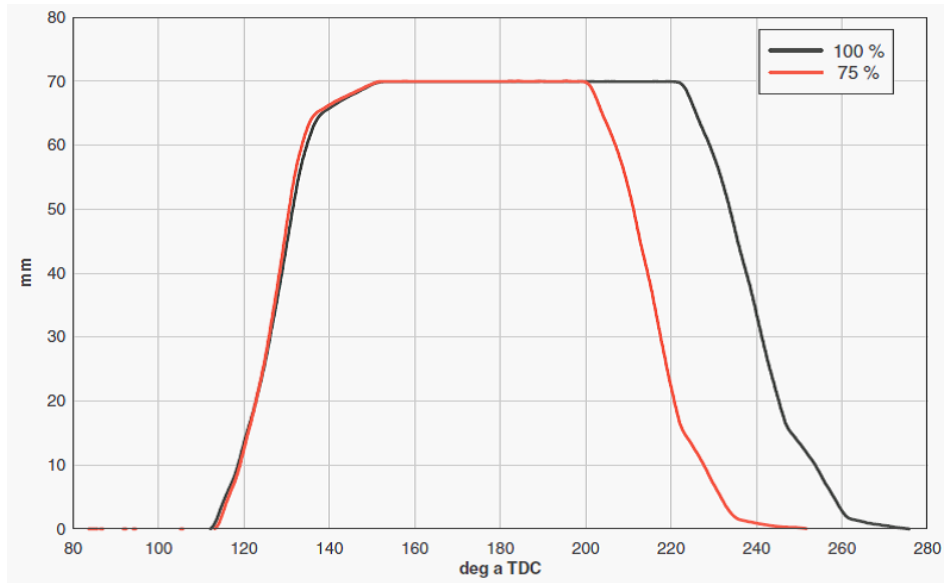
Σχήμα 2.31 Ανύψωση της βαλβίδας εξαγωγής για διάφορους χρονισμούς.

Εξετάζοντας τις παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα με και χωρίς μεταβλητό χρονισμό Σχήμα 2.32 είναι δυνατό να αναγνωρίσουμε την επίδραση του μεταβλητού χρονισμού της βαλβίδας, στις παραμέτρους αυτές, ωστόσο πρέπει να αναφέρουμε ότι παράλληλα μεταβάλλεται και ο χρονισμός της έγχυσης του καυσίμου. Συγκριμένα, στο διάγραμμα της πίεσης συμπίεσης P_{comp} , παρατηρούμε ότι στα χαμηλά φορτία η πίεση συμπίεσης είναι μεγαλύτερη από αυτή του σταθερού χρονισμού αναφοράς. Το γεγονός αυτό, οδηγεί στο συμπέρασμα ότι το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής πραγματοποιείται σε μικρότερη γωνία στροφάλου μετά το ΚΝΣ. Στο διάστημα 75% - 90% του μέγιστου

φορτίου, όπου παρατηρούνται και οι μικρότερες τιμές της ειδικής κατανάλωσης, βλέπουμε ότι η P_{comp} διατηρείται σταθερή. Επομένως στο διάστημα αυτό το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής μετατοπίζεται όλο και πιο μακριά από το ΚΝΣ, με την αύξηση του φορτίου. Για φορτίο περίπου 86% οι δύο καμπύλες της P_{comp} τέμνονται, άρα σε αυτό το σημείο το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής ταυτίζεται με αυτό της αναφοράς, και όπως βλέπουμε, από το σημείο αυτό και μέχρι το φορτίο 90%, το κλείσιμο γίνεται σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου μετά το ΚΝΣ από της αναφοράς. Είναι ακόμα εμφανές ότι στο διάστημα 50% - 90% διατηρείται σταθερός ο λόγος καύσης P_{max}/P_{comp} (firing ratio) στη μέγιστη επιτρεπτή του τιμή. Επίσης συγκρίνοντας τους λόγους καύσης και την ειδική κατανάλωση των δύο περιπτώσεων σε κάθε φορτίο κατανοούμε την σημαντική επίδραση του λόγου καύσης στην ειδική κατανάλωση. Στα υψηλά φορτία από 90% - 100%, το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής πραγματοποιείται σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου μετά το ΚΝΣ, από την γωνία κλεισίματος σε φορτίο 75%, όπως φαίνεται και στο Σχήμα 2.33, αλλά ακόμα και από αυτήν του σταθερού χρονισμού αναφοράς, προκειμένου να μειωθεί η πίεση συμπίεσης P_{comp} και να διασφαλιστεί ότι η P_{max} δεν υπερβαίνει την επιτρεπόμενη τιμή, δεδομένης και της υψηλής υπερπλήρωσης P_{sc} σε αυτά τα φορτία.

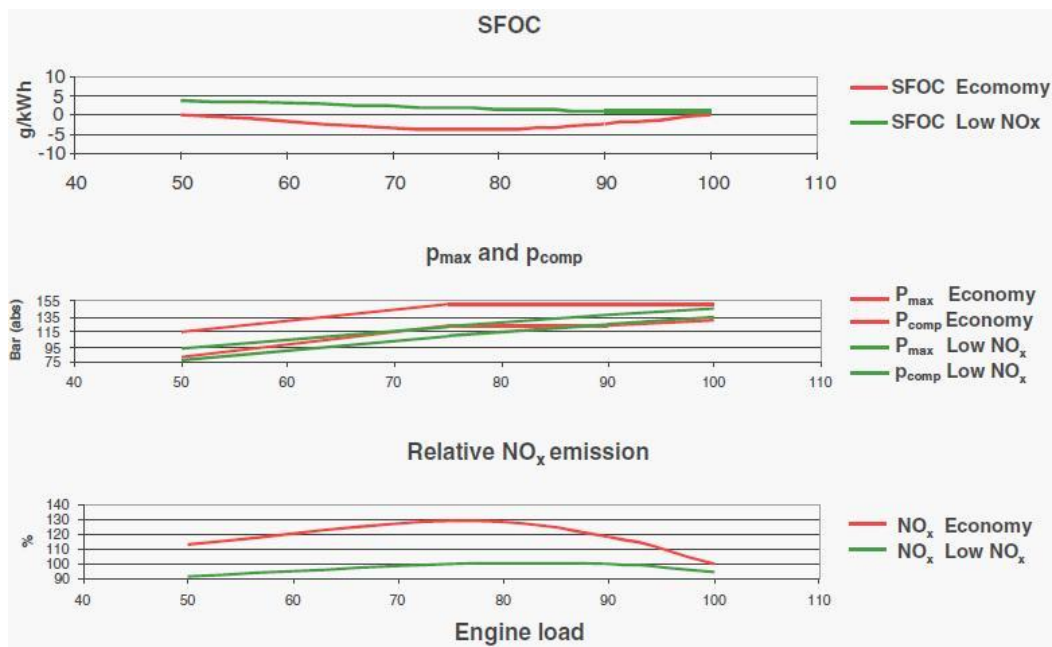


Σχήμα 2.32 Παράμετροι λειτουργίας 2-X αργόστροφου κινητήρα Diesel με μεταβλητό χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής (μαύρο) και χωρίς (κόκκινο)



Σχήμα 2.33 Ανύψωση της βαλβίδας εξαγωγής συναρτήσει της γωνίας στροφάλου, για δύο φορτία

Οι δύο καταστάσεις λειτουργίας του κινητήρα, αντιστοιχούν σε δύο εντελώς διαφορετικούς χρονισμούς, όπως αποδεικνύεται από τις μεγάλες διαφορές των παραμέτρων Σχήμα 2.34, ως προς την τιμή αλλά και ως προς την μορφή των γραφημάτων τους. Παρατηρούμε ότι σε όλο το εύρος της λειτουργίας ελάχιστων εκπομπών NO_x, διατηρείται σταθερός ο λόγος καύσης. Στο διάστημα φορτίου από 50% - 90%, η P_{comp} είναι χαμηλότερη από την πίεση συμπίεσης της οικονομικής λειτουργίας, επομένως η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει σε μεγαλύτερη γωνία στροφάλου μετά το ΚΝΣ, με σκοπό την επίτευξη χαμηλότερης T_{max} άρα και μειωμένων εκπομπών NO_x.



Σχήμα 2.34 Παράμετροι λειτουργίας 2-X αργόστροφου κινητήρα Diesel με μεταβλητό χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής, (κόκκινο) οικονομική λειτουργία, (πράσινο) χαμηλή εκπομπή NO_x

3

Η καύση στους κινητήρες Diesel και ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου

3.1 Καύσιμα κινητήρων Diesel

Οι κινητήρες Diesel χαμηλής και μέσης ταχύτητας περιστροφής στους οποίους αναφέρεται η παρούσα εργασία είναι σχεδιασμένοι έτσι ώστε να έχουν μεγάλη ανοχή στην ποιότητα του καυσίμου. Ειδικά στους βραδύστροφους κινητήρες μπορούν να χρησιμοποιηθούν ακόμη και βαρέα καύσιμα, τα οποία έχουν πολύ χαμηλή τιμή, με αποτέλεσμα την μεγάλη μείωση του κόστους λειτουργίας.

Οι τύποι των καυσίμων που χρησιμοποιούνται παράγονται από ανάμειξη διαφόρων προϊόντων από τα διάφορα στάδια της επεξεργασίας του αργού πετρελαίου. Για την ανάμειξη, που γίνεται με κριτήρια την πυκνότητα, το ιξώδες και την συμβατότητα, χρησιμοποιούνται υπολείμματα (residues) αλλά και αποστάγματα (destillates).

Τα αποστάγματα είναι τα κλάσματα του αργού πετρελαίου που αποστάζουν συνήθως κατά την ατμοσφαιρική απόσταξη σε θερμοκρασίες 250-370 °C. Στην κατηγορία αυτή ανήκει το πετρέλαιο diesel (diesel oil ή gas oil). Τα αποστάγματα αποτελούν την καλύτερη ποιότητα καυσίμου για πετρελαιομηχανές, αλλά και την ακριβότερη.

Τα υπολείμματα της ατμοσφαιρικής απόσταξης είναι τα κλάσματα του αργού πετρελαίου που δεν ατμοποιήθηκαν και έμειναν στην βάση της αποστακτικής στήλης με σημείο ζέσης πάνω από 370 °C. Είναι φθηνότερα από το diesel και κατατάσσονται σε διάφορες κατηγορίες με βάση την τιμή του ιξώδους.

Η ποιότητα του καυσίμου επηρεάζει την καύση και γενικότερα τον κύκλο λειτουργίας της μηχανής αλλά και τα εξαρτήματά της, όπως είναι οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, οι εγχυτήρες, οι αντλίες καυσίμου, ο υπερπληρωτής και το σύστημα εξαγωγής των καυσαερίων. Από την ποιότητα του καυσίμου εξαρτάται και η περαιτέρω επεξεργασία στην οποία πρέπει να υποβληθεί, όπως είναι το πέρασμα από δεξαμενές καθιζήσεως, ο φυγοκεντρικός καθαρισμός, το φιλτράρισμα και η προθέρμανση, ώστε να πληρεί τις προϋποθέσεις για να διοχετευθεί στη μηχανή. Τα βασικά χαρακτηριστικά ποιότητας είναι:

- Πυκνότητα
- Ιξώδες
- Σημείο Ανάφλεξης
- Σημείο Ροής

- Εξανθράκωμα
- Τέφρα
- Περιεκτικότητα σε Νερό
- Περιεκτικότητα σε Θείο
- Περιεκτικότητα σε Βανάδιο και Νάτριο
- Περιεκτικότητα σε Αλουμίνιο και Πυρίτιο
- Σταθερότητα και Συμβατότητα
- Ποιότητα Ανάφλεξης - cetane number (CN)
- Θερμογόνος Δύναμη
- Αδιάλυτα Υπολείμματα

3.2 Σχηματισμός του μείγματος καυσίμου-αέρα στον κύλινδρο

Πριν την έγχυση του καυσίμου έχουν προηγηθεί αρχικά ο εγκλωβισμός εντός του κυλίνδρου της απαιτούμενης μάζας αέρα που εξασφαλίζει την περίσσεια αέρα για την τέλεια καύση του καυσίμου, ακολούθως η υψηλή συμπίεσή του με αποτέλεσμα την αύξηση της θερμοκρασίας του και η ανάπτυξη έντονης τύρβης.

Κατά την έγχυση, το καύσιμο εισέρχεται στον κύλινδρο υπό μορφή μιας δέσμης μεγάλης ταχύτητας από κάθε οπή του εγχυτήρα, εξαιτίας της μεγάλης διαφοράς πίεσης μεταξύ του κυλίνδρου και του ακροφυσίου του εγχυτήρα. Η δέσμη είναι αρχικά συμπαγής καθώς όμως διεισδύει στη μάζα του πυκνού αέρα επιβραδύνεται και όταν διανύσει ένα ορισμένο μήκος διασπάται σε μικρά σταγονίδια και αρχίζει η ανάμειξη με τον αέρα. Το μήκος αυτό ονομάζεται μήκος διάσπασης (break up length) και εξαρτάται από την αρχική ταχύτητα της δέσμης. Ο διασκορπισμός του καυσίμου σε μικρά σταγονίδια εξαρτάται από το λόγο των δυνάμεων αεροδυναμικής αντίστασης προς την επιφανειακή τάση. Ταυτοχρόνως τα σταγονίδια αρχίζουν να ατμοποιούνται. Ο ρυθμός της ατμοποίησης εξαρτάται έντονα από το μέγεθος της σταγόνας και την ταχύτητά της μέσα στη μάζα του ζεστού αέρα. Όσο μεγαλύτερη είναι η σχετική ταχύτητά της με τον αέρα τόσο πιο γρήγορα ατμοποιείται λόγω του υψηλού ρυθμού μετάδοσης θερμότητας. Όταν η σχετική ταχύτητα της σταγόνας μηδενιστεί ο χρόνος για την πλήρη ατμοποίηση της είναι ανάλογος του τετραγώνου της διαμέτρου της.

Καθώς το καύσιμο ατμοποιείται και αναμειγνύεται με τον αέρα δημιουργούνται περιοχές όπου η αναλογία του μείγματος βρίσκεται εντός των ορίων αναφλεξιμότητας. Στην περιοχή του πυρήνα της δέσμης το μείγμα είναι πολύ πλούσιο και γίνεται πιο φτωχό κατά την αξονική και την ακτινική διεύθυνση. Η αυτανάφλεξη συμβαίνει πρώτα σε διάφορα σημεία των ορίων της δέσμης όπου η αναλογία είναι σχεδόν στοιχειομετρική. Λόγω της τοπικής αύξησης τη θερμοκρασίας και της τυρβώδους ανάμειξης η φλόγα μεταδίδεται και σε άλλες περιοχές του μείγματος, ωστόσο στην περιοχή του πυρήνα το μείγμα είναι πολύ πλούσιο για να αναφλεγεί έως ότου αναμειχθεί με αρκετό οξυγόνο και δημιουργηθεί πλούσιο οριακά αναφλέξιμο μείγμα. Όπως αποδεικνύεται από την εύρεση CO στα καυσαέρια η καύση του πλούσιου μείγματος είναι ατελής. Το CO καίγεται σε δεύτερη φάση, όταν εισαχθεί επιπλέον αέρας στην περιοχή της δέσμης και γίνει

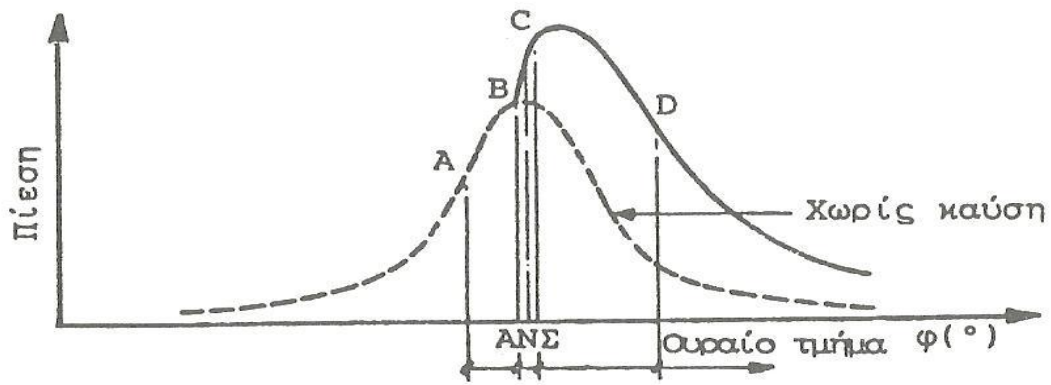
ανάμειξη. Άρα και η θερμότητα της καύσης του πλουσίου μείγματος εκλύεται σε δύο φάσεις. Η ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα όπως επίσης και των προϊόντων της ατελούς καύσης με τον αέρα επηρεάζουν άμεσα το ρυθμό έκλυσης θερμότητας. Η τοπική θερμοκρασία και η σύσταση του μείγματος υπό τις οποίες εκλύεται η θερμότητα καθορίζουν το σχηματισμό των ρύπων.

Αναπόφευκτα ένα μέρος του καυσίμου καίγεται στην πλούσια πλευρά της φλόγας διάχυσης. Λόγω της τοπικής έλλειψης οξυγόνου, γίνεται πυρόλυση των υδρογονανθράκων και δημιουργείται αιθάλη. Οι γρήγορες αντιδράσεις υπό θερμοκρασία μεταξύ 1000 °K και 3500 °K, όπως συμβαίνει σε φλόγες τυρβώδους ανάμειξης, έχουν ως αποτέλεσμα την διάσπαση των μορίων του καυσίμου και στην συνέχεια δια της πυρηνοποίησης την δημιουργία μικρών σωματιδίων αιθάλης. Τα μικρά αυτά σωματίδια μεγαλώνουν με συσσωμάτωση, στην συνέχεια αντιδρούν με το οξυγόνο και καίγονται (οξειδώνονται). Έτσι ο ρυθμός της εκπεμπόμενης αιθάλης είναι ίσος με την διαφορά των ρυθμών σχηματισμού και οξείδωσης. Όσο λεπτότερος είναι ο διασκορπισμός του καυσίμου τόσο μικρότερος και ο ρυθμός σχηματισμού αιθάλης, διότι καίγεται λιγότερο καύσιμο στην ζώνη πλούσιου μείγματος. Κατά το πέρας της καύσεως δεν υφίσταται σχηματισμός αιθάλης και μόνο η καύση της λαμβάνει χώρα σ' αυτή την φάση. Κατά την εξέλιξη της αποτόνωσης από ένα σημείο και μετά η θερμοκρασία του κυλίνδρου γίνεται πολύ χαμηλή για να συνεχιστεί η καύση της αιθάλης. Έτσι η απομένουσα αιθάλη θα περιέχεται στα εκπεμπόμενα καυσαέρια.

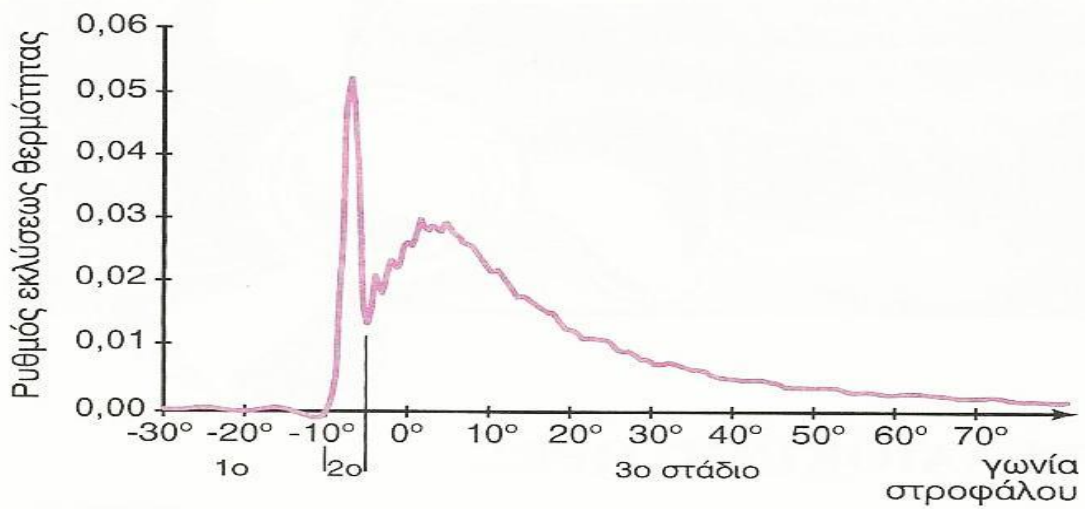
Λόγω της υψηλής θερμοκρασίας δημιουργούνται οξειδία του αζώτου και ο ρυθμός σχηματισμού τους είναι υψηλότερος στην στοιχειομετρική περιοχή. Υδρογονάνθρακες και αλδεύδες σχηματίζονται στις περιοχές όπου η φλόγα σβήνει στα τοιχώματα του κυλίνδρου. Η κύρια αιτία σχηματισμού υδρογονανθράκων είναι το πολύ φτωχό μείγμα το οποίο δεν αναφλέγεται ή είναι ανίκανο να συντηρήσει την καύση. Το καύσιμο που παραμένει στην εσωτερική κοιλότητα του εγχυτήρα και ατμοποιείται αμέσως μετά την έγχυση αποτελεί ακόμη μια πηγή προέλευσης υδρογονανθράκων.

3.3 Γενική περιγραφή της καύσης

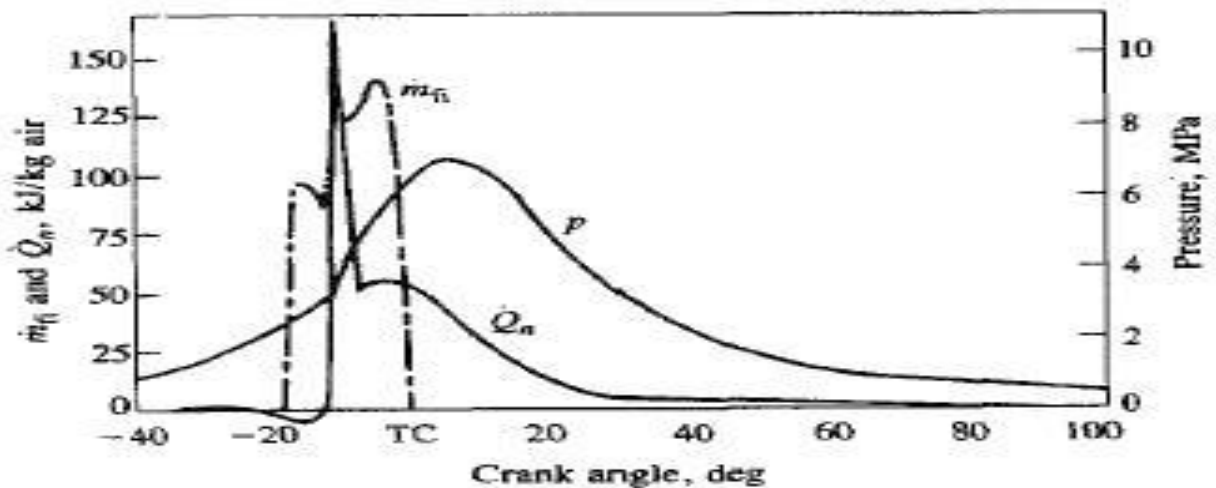
Στο θάλαμο καύσης του τυπικού κινητήρα Diesel όπως φαίνεται στο διάγραμμα πίεσης συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου $P(\varphi)$ Σχήμα 3.1 μπορούμε να διακρίνουμε τρία διαδοχικά στάδια της καύσεως. Το πρώτο στάδιο αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα της καθυστέρησης ανάφλεξης και απεικονίζεται στο τμήμα (AB) του διαγράμματος. Το δεύτερο στάδιο αντιστοιχεί στην ανεξέλεκτη καύση (καύση προανάμειξης) και απεικονίζεται στο τμήμα (BC) και το τρίτο στάδιο αντιστοιχεί στην ελεγχόμενη καύση (καύση διάχυσης) και απεικονίζεται στο τμήμα (CD). Τα στάδια αυτά της καύσης μπορούμε να τα διακρίνουμε και στο διάγραμμα του ρυθμού έκλυσης θερμότητας Σχήμα 3.2. Για καλύτερη εποπτεία και για την σαφή ένδειξη της γωνίας ενάρξεως της εγχύσεως, στο Σχήμα 3.3 είναι σχεδιασμένα στο ίδιο σύστημα αξόνων τα διαγράμματα του ρυθμού έγχυσης, του ρυθμού έκλυσης θερμότητας και το δυναμοδεικτικό διάγραμμα.



Σχήμα 3.1 Στάδια της καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel.



Σχήμα 3.2 Στάδια της καύσεως στο διάγραμμα ρυθμού εκλύσεως θερμότητας

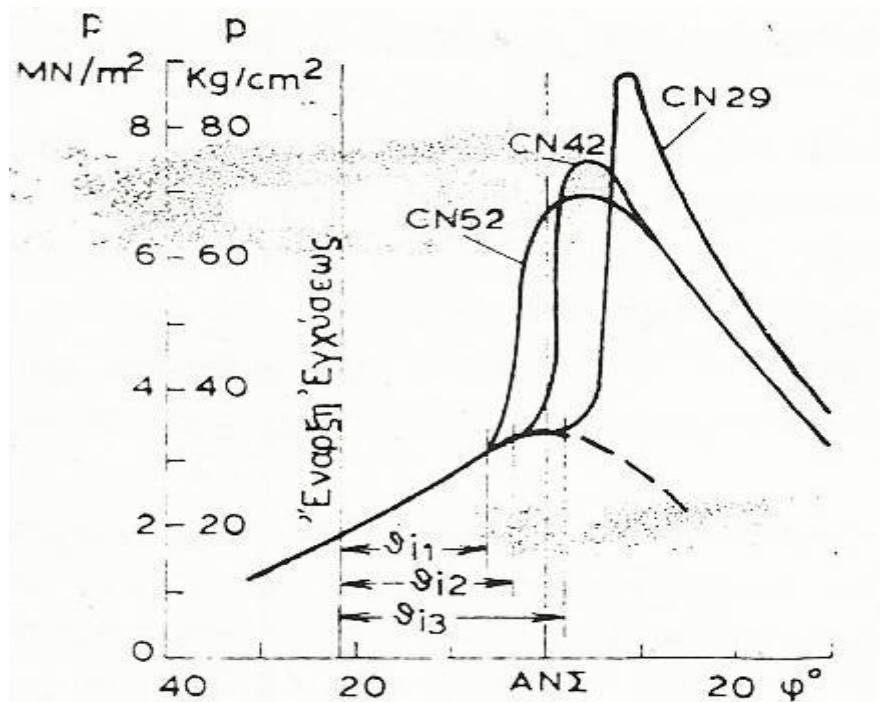


Σχήμα 3.3 Ρυθμός εγχύσεως \dot{m}_{fi} , ρυθμός εκλύσεως θερμότητας \dot{Q}_n και δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel

3.3.1 Στάδιο της καθυστέρησης της ανάφλεξης

Ως καθυστέρηση ανάφλεξης ορίζουμε το χρονικό διάστημα μεταξύ της έναρξης της έγχυσης και της αρχικής ανάφλεξης ή αλλιώς μεταξύ της ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα από την έδρα της και της στιγμής που αυξάνεται απότομα ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας. Το χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης το συμβολίζουμε με τ_z και συνήθως κυμαίνεται μεταξύ 1 και 4 ms. Στο στάδιο αυτό το καύσιμο υπόκειται σε φυσικές και χημικές διεργασίες προετοιμασίας. Στις φυσικές διεργασίες περιλαμβάνονται ο διασκορπισμός του καυσίμου σε λεπτά σταγονίδια, η ατμοποίηση και η ανάμειξη με τον περιβάλλοντα αέρα. Στις χημικές διεργασίες περιλαμβάνονται η διάσπαση των βαρύτερων υδρογονανθράκων σε άλλους δραστικότερους, οι προαντιδράσεις της καύσης με τις οποίες σχηματίζονται ενδιάμεσα δραστικά προϊόντα τα οποία οδηγούν τελικά στην αυτανάφλεξη του καυσίμου. Η χημική διάσπαση και οι προαντιδράσεις της καύσης εξαρτώνται από το είδος του καυσίμου, την πίεση, την θερμοκρασία καθώς επίσης και όλες τις φυσικές διεργασίες που διέπουν την κατανομή του καυσίμου στην γόμωση του θαλάμου καύσης.

Γενικότερα οι παράγοντες που εντείνουν τις φυσικές και χημικές διεργασίες μειώνουν και τον χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης. Το είδος του καυσίμου έχει ιδιαίτερη επίδραση στην καθυστέρηση ανάφλεξης Σχήμα 3.4 έτσι το χρησιμοποιούμενο καύσιμο πρέπει να χαρακτηρίζεται από υψηλή ποιότητα ανάφλεξης ώστε να αποφεύγεται κατά το δεύτερο στάδιο της καύσης, η απότομη αύξηση της πίεσης σε απαγορευτικά επίπεδα. Η υψηλή πίεση έγχυσης, η επίτευξη του σωστού ιξώδους του καυσίμου και η μικρή διάμετρος των οπών του εγχυτήρα ευνοούν το διασκορπισμό σε λεπτά σταγονίδια. Η ταχεία ατμοποίηση του καυσίμου ευνοείται από την υψηλή πίεση και θερμοκρασία της γόμωσης του κυλίνδρου. Συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας δημιουργούν ο μεγάλος βαθμός συμπίεσης, η υπερπλήρωση η οποία αυξάνει και την ποσότητα του αέρα και άρα ελαττώνεται η ελάχιστη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου, η αύξηση της πίεσης ή και της θερμοκρασίας του περιβάλλοντος που όμως μειώνουν το βαθμό πλήρωσης, η λειτουργία σε υψηλό φορτίο διότι αυξάνεται η θερμοκρασία των τοιχωμάτων, η ήπια ψύξη του κυλίνδρου, η αύξηση της διαμέτρου του κυλίνδρου η οποία οδηγεί σε μικρότερες θερμικές απώλειες επειδή ο όγκος των αερίων είναι ανάλογος με το τετράγωνο της διαμέτρου και η επιφάνεια των τοιχωμάτων ανάλογη της διαμέτρου. Η ανάμειξη του καυσίμου με τον αέρα ευνοείται από την ένταση των κινήσεων του αέρα στο θάλαμο καύσης κατά την έγχυση. Η ένταση των κινήσεων εξαρτάται κυρίως από την ταχύτητα περιστροφής και τη μορφή του θαλάμου καύσης.



Σχήμα 3.4 Επίδραση της ποιότητας ανάφλεξης του καυσίμου στην καθυστέρηση ανάφλεξης

Ο συνδυασμός της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής με τη ρύθμιση της προπορείας έγχυσης, καθώς υπάρχει μια βέλτιστη τιμή της για κάθε ταχύτητα περιστροφής σε κάθε κινητήρα, προκαλεί μεγάλη μείωση του τ_z . Η μείωση αυτή του τ_z λόγω της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής επαρκεί για να επιτρέψει την ομαλή λειτουργία του κινητήρα σε ένα ευρύ πεδίο μεταβολής της ταχύτητας περιστροφής βεβαίως με ταυτόχρονη μικρή μεταβολή της προπορείας έγχυσης, ωστόσο υπάρχει πάντοτε άνω όριο στην ταχύτητα περιστροφής πέραν του οποίου δεν είναι δυνατή η ομαλή λειτουργία του κινητήρα με ορισμένο καύσιμο. Για το λόγο αυτό ακριβώς ακόμη και για το καλύτερο καύσιμο (ελαφρύ αερίελλαιο), δεν μπορούμε να έχουμε κινητήρες Diesel με ταχύτητα περιστροφής μεγαλύτερη από περίπου 5000 rpm.

3.3.2 Στάδιο της ανεξέλεγκτης καύσης

Το στάδιο αυτό της καύσης αρχίζει όταν εμφανιστούν οι πρώτες εστίες αυτανάφλεξης. Η εστίες αυτές λειτουργούν ως πηγές ανάφλεξης της υπόλοιπης μάζας του ήδη προετοιμασμένου για καύση μείγματος. Η καύση είναι τύπου προανάμειξης και εξελίσσεται πολύ γρήγορα με αποτέλεσμα τον υψηλό ρυθμό έκλυσης θερμότητας και την απότομη αύξηση της πίεσης με συνέπεια την έντονη καταπόνηση του θαλάμου καύσης, του κινηματικού μηχανισμού και των εδράνων. Όταν καεί όλο το προετοιμασμένο μείγμα μειώνεται ο ρυθμός εκλύσεως θερμότητας μέχρι ένα τοπικό ελάχιστο ορίζοντας το πέρας

του δεύτερου σταδίου της καύσεως. Η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται σε αυτό το στάδιο είναι ομόσημη συνάρτηση του χρόνου καθυστέρησης ανάφλεξης (τ_z).

3.3.3 Στάδιο της ελεγχόμενης καύσης

Κατά την ολοκλήρωση της καύσης προανάμειξης και ενώ η έγχυση του καυσίμου συνεχίζεται σε συνθήκες υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας εντός του θαλάμου καύσης, η καύση μεταπίπτει σε τύπου φλόγας διάχυσης. Υπό την προϋπόθεση ότι οι συνολικές συνθήκες στο θάλαμο καύσης επιτρέπουν την γρήγορη ανάμειξη ώστε για κάθε ποσότητα καυσίμου να διατίθεται εγκαίρως η απαιτούμενη ποσότητα αέρα, ο ρυθμός της καύσης είναι δυνατό να ελεγχθεί από το ρυθμό έγχυσης.

Θερμότητα εξακολουθεί να εκλύεται, όμως με χαμηλό ρυθμό, κατά την φάση της αποτόνωσης. Αυτό μπορεί να οφείλεται σε ένα μικρό μέρος του καυσίμου που δεν έχει προλάβει να καεί ή στην καύση της αιθάλης και των προϊόντων ατελούς καύσης. Ο τυχόν υψηλός ρυθμός έκλυσης θερμότητας κατά την φάση της αποτόνωσης οδηγεί σε μεγάλες απώλειες θερμότητας, υψηλές θερμοκρασίες καυσαερίου και βλάβες στον κινητήρα.

3.4 Νόμος κατάθλιψης

Ο νόμος κατάθλιψης αποτελεί την έκφραση της στιγμιαίας παροχής της αντλίας καυσίμου συναρτήσει του χρόνου $\dot{B}_a = \sigma'(t)$ ή της γωνίας στροφάλου $\dot{B}_a = \sigma'(\varphi)$. Για τυπική εμβολοφόρο αντλία άμεσης δράσης της οποίας το έμβολο κινείται από την εκεντροφόρο άτρακτο μέσω τυπικού μηχανισμού εκκέντρου - τροχίλου ώσης μετά ισχυρού ελατηρίου για την εξασφάλιση της συνεχούς επαφής με το έκκεντρο, υπό την δράση του οποίου εκτελείται και η διαδρομή αναρρόφησης του εμβόλου, ο νόμος κατάθλιψης καθορίζεται από την μορφή του περιστρεφόμενου εκκέντρου. Η έναρξη και το πέρας της κατάθλιψης ρυθμίζονται από διατάξεις της ίδιας της αντλίας. Τυπική καμπύλη μετακίνησης του εμβόλου της αντλίας φαίνεται στο Σχήμα 3.5 (I).

3.5 Νόμος έγχυσης

Ο νόμος ή ρυθμός έγχυσης αποτελεί την έκφραση της παρεχόμενης μάζας καυσίμου στον κύλινδρο συναρτήσει του χρόνου $W_f = \sigma'(t)$ ή της γωνίας στροφάλου $W_f = \sigma'(\varphi)$. Στην πράξη ο νόμος έγχυσης είναι δυνατό να διαφέρει από το νόμο καταθλίψεως ως προς τη μορφή και τη διάρκεια, λόγω της έστω και ελάχιστης συμπίεστικότητας του καυσίμου και της ελαστικότητας του σωλήνα που συνδέει την

αντλία με τον εγχυτήρα. Η εύρεση του κατάλληλου νόμου κατάθλιψης που οδηγεί στον επιθυμητό νόμο έγχυσης γίνεται πειραματικά.

Ο ρυθμός έγχυσης πρέπει να εξασφαλίζει ταυτόχρονα καλή απόδοση και ομαλή λειτουργία του κινητήρα. Καλή απόδοση επιτυγχάνεται με σχετικά γρήγορη καύση. Όσο ταχύτερος είναι ο ρυθμός έγχυσης σε σχέση με το χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης τόσο βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσης αλλά χειροτερεύει η λειτουργία του κινητήρα από άποψη θορύβου. Στην ακραία περίπτωση όπου ο ρυθμός έγχυσης είναι πολύ ταχύς σε σχέση με το τ_z , εισάγεται μεγάλη ποσότητα καυσίμου κατά το πρώτο στάδιο. Η καύση κατά το δεύτερο στάδιο, είναι κρουστική παρουσία του χαρακτηριστικού έντονου θορύβου του κινητήρα Diesel (diesel knock), λόγω της ταχείας ανεξέλεγκτης καύσης μεγάλης ποσότητας καυσίμου που οδηγεί σε απότομη αύξηση της πίεσης. Σε αυτή την περίπτωση τρίτο στάδιο καύσης δεν υπάρχει, άρα η καύση δεν μπορεί να ελεγχθεί. Ομαλή λειτουργία εξασφαλίζεται με σχετικά μικρό ποσοστό ανεξέλεγκτης καύσης άρα με καύση μικρής ποσότητας καυσίμου κατά το δεύτερο στάδιο. Όσο μικρότερο είναι το ποσοστό της ανεξέλεγκτης καύσης τόσο ομαλότερη γίνεται η λειτουργία του κινητήρα, όμως μειώνεται ο βαθμός απόδοσης. Στην ακραία περίπτωση όπου ο ρυθμός έγχυσης είναι πολύ αργός σε σχέση με το τ_z εισάγεται πολύ μικρή ποσότητα καυσίμου κατά το πρώτο στάδιο, τότε το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου καίγεται στο τρίτο στάδιο δηλαδή υπό ελεγχόμενη καύση. Η λειτουργία του κινητήρα σε αυτή την περίπτωση είναι πολύ ομαλή αλλά ο βαθμός απόδοσης είναι πολύ χαμηλός.

Επίσης ο νόμος έγχυσης πρέπει να πληρεί της ακόλουθες απαιτήσεις:

- Η καύση πρέπει να συγκεντρώνεται περί το ΑΝΣ και να ολοκληρώνεται σύντομα δηλ να διαρκεί το πολύ $30^\circ - 40^\circ$ γωνίας στροφάλου. Η ανάφλεξη δηλαδή η αρχή του δεύτερου σταδίου πρέπει να συμβαίνει λίγο πριν το ΑΝΣ, η πίεση του κυλίνδρου να λαμβάνει τη μέγιστη τιμή περίπου 10° μετά το ΑΝΣ και η όλη καύση να μην εκτείνεται πέραν των 20° μετά το ΑΝΣ.
- Η διάρκεια της έγχυσης υπό πλήρες φορτίο να μην υπερβαίνει τις 35° .
- Κατά το πρώτο στάδιο πρέπει να εγχύεται με αργό ρυθμό μικρό ποσοστό του καυσίμου και το υπόλοιπο να εγχύεται μετά την αυτανάφλεξη με ταχύτερο ρυθμό.

3.6 Ανάλυση φάσεων έγχυσης

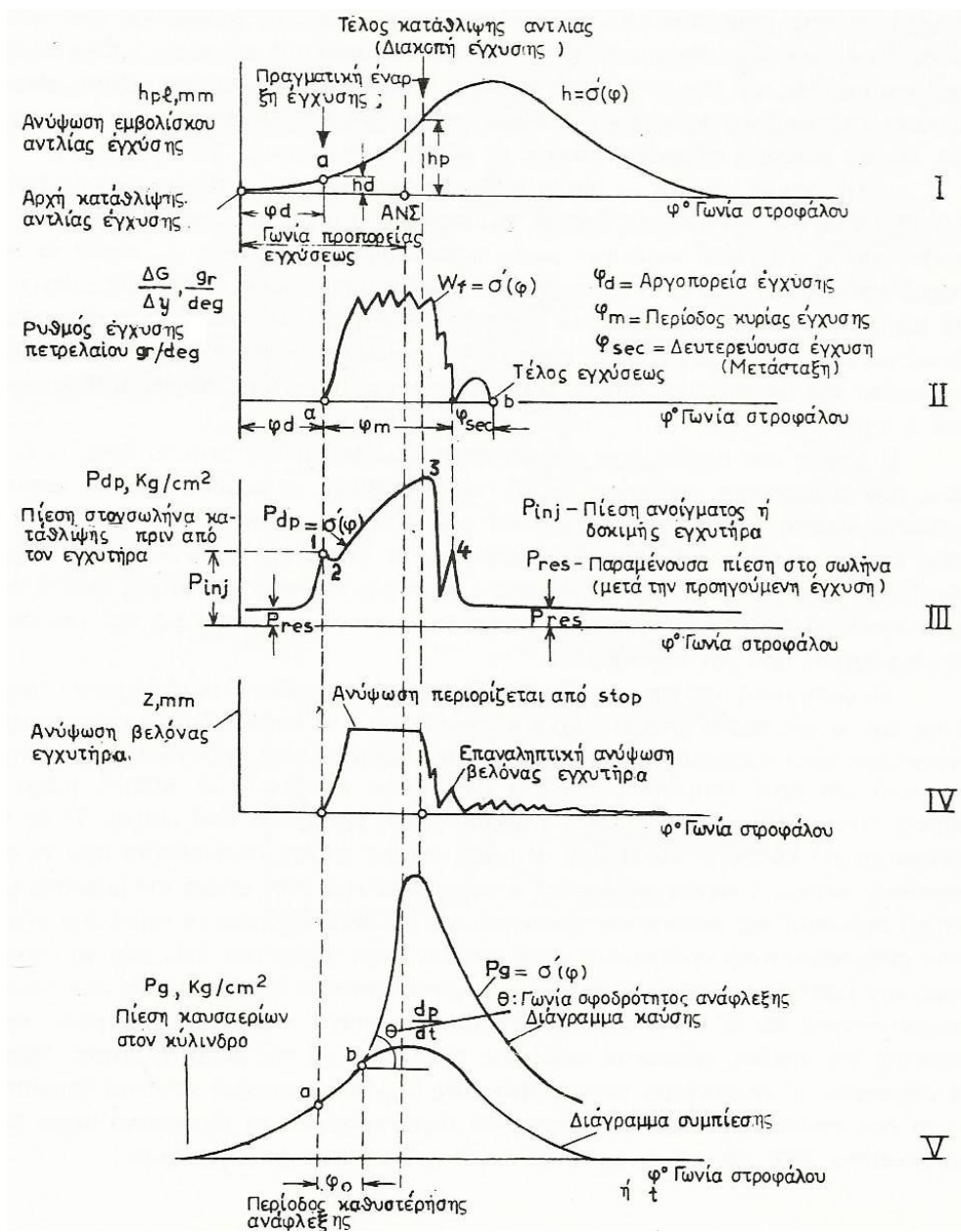
Λόγω της δυναμικής φύσης του φαινομένου της προσαγωγής του καυσίμου στον κύλινδρο. Κατά την έγχυση διακρίνουμε τρεις επί μέρους φάσεις:

- α) Φάση καθυστέρησης της έγχυσης φ_d
- β) Φάση κύριας έγχυσης φ_m

γ) Φάση δευτερεύουσας έγχυσης φ_{sec}

Για την καλύτερη αποπτεία της διαδικασίας της έγχυσης και της λειτουργίας των μηχανισμών της παρατίθενται τα ακόλουθα διαγράμματα στο **Σχήμα 1.4**:

- I) Διάγραμμα ανύψωσης του εμβολίσκου της αντλίας καυσίμου $h = \sigma'(\varphi)$
- II) Ρυθμός έγχυσης $W_f = \sigma'(\varphi)$
- III) Πίεση του σωλήνα κατάθλιψης $P_{pd} = \sigma'(\varphi)$
- IV) Διάγραμμα ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα $Z = \sigma'(\varphi)$
- V) Δυναμοδεικτικό διάγραμμα



Σχήμα 3.5 Διαγράμματα που αφορούν στην έγχυσης καυσίμου σε τυπικό κινητήρα Diesel

Στο διάγραμμα ΙΙΙ της πίεσης του σωλήνα κατάθλιψης παρουσιάζεται μια αιχμή 1 στην αρχή που προσδιορίζει την πίεση ανοίγματος ή δοκιμής του εγχυτήρα. Το τμήμα 2 της του ίδιου διαγράμματος απεικονίζει την πτώση πίεσης εγχύσεως που οφείλεται αύξηση του όγκου κάτω από την ανυψούμενη στην αρχή βελόνα του εγχυτήρα σε σχέση με την μικρή τροφοδότηση της αντλίας την στιγμή αυτή. Το μέγιστο 3 οφείλεται στην ταχύτερη παροχή καυσίμου λόγω της μορφής του εκκέντρου. Το τμήμα 2-3 της καμπύλης ανεβαίνει υψηλότερα με την αύξηση του φορτίου. Η αιχμή 4 οφείλεται στην απότομη διακοπή τη έγχυσης.

3.6.1 Καθυστέρηση της έγχυσης

Στις υψηλές πιέσεις έγχυσης ελαττώνεται ο αρχικός όγκος V του καυσίμου ανάλογα με το συντελεστή συμπιεστότητας (Compressibility factor) α .

$$\alpha = \frac{V_2 - V_1}{V_1(P_2 - P_1)} \quad \text{ή} \quad \Delta V = \alpha P_{εγχ} V \quad (3.1)$$

Όπου P_1 και P_2 η αρχική και η τελική πίεση, V_1 και V_2 οι αντίστοιχοι όγκοι και ΔV η μεταβολή του όγκου. Το α για τυπικό καύσιμο κυμαίνεται μεταξύ $4 \cdot 10^{-5} \frac{cm^2}{kp}$ και $5 \cdot 10^{-5} \frac{cm^2}{kp}$, δηλαδή με πίεση $1 \frac{kp}{cm^2}$ το καύσιμο συμπιέζεται κατά $\frac{1}{25000}$ έως $\frac{1}{20000}$ του αρχικού του όγκου και με πίεση $P_{εγχ} = 1000 \frac{kp}{cm^2}$ από 4 % έως 5 % του αρχικού του όγκου. Από τα παραπάνω αιτιολογείται η ανύψωση της βελόνας του εγχυτήρα στο σημείο α και όχι στο σημείο 0 της πραγματικής διαδρομής κατάθλιψης του εμβολίσκου της αντλίας, οπότε δημιουργείται μία απώλεια της διαδρομής έγχυσης h_d της διαδρομής κατάθλιψης h_p .

Το h_d αντιστοιχεί στη γωνία φ_d και σε χρόνο $t_d = \frac{\varphi_d}{6n}$ που χρησιμοποιείται για την μέτρηση του χρόνου καθυστέρησης της έγχυσης η οποία έχει άμεση επίδραση στην έναρξη της καύσης. Στην πράξη για τον προσδιορισμό της γωνίας έναρξης της κατάθλιψης λαμβάνεται υπόψη η φ_d . Κρίνεται σκόπιμο να αναφερθεί εδώ ότι η φ_d όπως διαπιστώνεται πειραματικά αυξάνεται με την αύξηση της εσωτερικής διαμέτρου του σωλήνα κατάθλιψης, όπως και με την αύξηση του μήκους του.

3.6.2 Κύρια έγχυση

Η φάση της κύριας έγχυσης αντιστοιχεί στη γωνία στροφάλου φ_m ή τον αντίστοιχο χρόνο t_m κατά τα οποία εισάγεται στον κύλινδρο το μεγαλύτερο μέρος του

καυσίμου. Ορίζεται ως το διάστημα σε μοίρες γωνίας στροφάλου από την ανύψωση της βελόνας του εγχυτήρα έως την πρώτη επικάθηση στην έδρα της. Η διάρκεια της κύριας έγχυσης εξαρτάται από το μήκος της ενεργού διαδρομής κατάθλιψης του εμβολίσκου της αντλίας, το φορτίου του κινητήρα, την κατασκευή του σωλήνα κατάθλιψης, την ταχύτητα περιστροφής του εκκέντρου και τέλος το συντελεστή συμπίεστικότητας του καυσίμου. Η μορφή του διαγράμματος του ρυθμού έγχυσης σε αυτή την φάση εξαρτάται από το νόμο κατάθλιψης, την σχεδίαση του συστήματος προσαγωγής του καυσίμου, την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και την συμπίεστικότητα του καυσίμου. Διακυμάνσεις στην πίεση του σωλήνα κατάθλιψης προκαλούν οξείες διακυμάνσεις στο ρυθμό έγχυσης.

3.6.3 Δευτερεύουσα έγχυση

Με την ανύψωση του εμβολίσκου της αντλίας από το έκκεντρο η πίεση του καυσίμου, λόγω της συμπίεστικότητάς του, αυξάνεται προοδευτικά, και μεταδίδεται σε όλη τη μάζα του καυσίμου του συστήματος υπό μορφή κύματος πίεσης. Το κύμα αυτό κινείται προς την βελόνα του εγχυτήρα με την ταχύτητα του ήχου μέσα στην μάζα του καυσίμου δηλ. με $\alpha = 1300 \frac{m}{s}$, φθάνει με μικρή καθυστέρηση χρόνου $\frac{1}{\alpha}$ στη βελόνα, την ανοίγει, αρχίζει η έγχυση και ανακλάται προς τα πίσω. Το ανακλώμενο κύμα επιστρέφει με μειωμένη ενέργεια στην αντλία και ωθείται πάλι πίσω προς τον εγχυτήρα. Έτσι μια ενεργός διαδρομή της αντλίας μπορεί να οδηγήσει σε πολλαπλή έγχυση κάθε φορά που το μέτωπο πίεσης φθάνει στη βελόνα του εγχυτήρα όταν αυτή βρίσκεται σε κλειστή θέση. Το μικρότερης ενέργειας ανακλώμενο κύμα γίνεται συνεχώς ασθενέστερο και μεγαλύτερης διάρκειας. Αν το μήκος του σωλήνα είναι μικρό, τότε το κύμα που ανακλάται, μια φορά στην βελόνα και μια φορά στην αντλία, κατά την επιστροφή του στην βελόνα την συναντά σε ανοικτή θέση και έτσι έχουμε μια έγχυση. Αντίθετα μεγάλο μήκος σωλήνα καθυστερεί το ανακλώμενο κύμα από την βελόνα προς την αντλία και πάλι προς την βελόνα, με συνέπεια να την συναντά σε κλειστή θέση και την ξαναανοίγει οπότε πραγματοποιείται η δευτερεύουσα έγχυση.

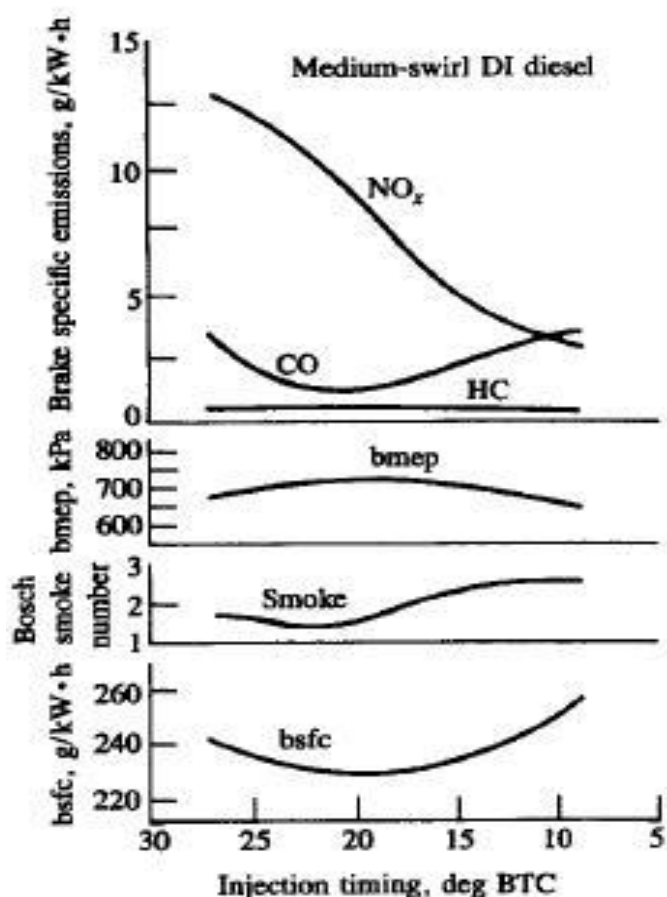
Κατά την δευτερεύουσα έγχυση εισέρχεται καύσιμο στον κύλινδρο αρκετά μετά το ΑΝΣ στην φάση της αποτόνωσης, οι συνθήκες δεν επιτρέπουν την πλήρη καύση του και συσσωρεύεται στον κύλινδρο το οποίο καίγεται με σφοδρή καύση στον επόμενο κύκλο λειτουργίας, επιπροσθέτως μειώνεται ο βαθμός απόδοσης, δημιουργούνται εξανθρακώματα και αυξάνεται η εκπομπή ρύπων.

3.7 Επίδραση του χρονισμού της έγχυσης στην ειδική κατανάλωση και τους εκλυόμενους ρύπους

Με τον όρο χρονισμός της έγχυσης εννοούμε την επιλογή της γωνίας στροφάλου στην οποία πραγματοποιείται η έναρξη της έγχυσης. Η γωνία έναρξης της έγχυσης ή αλλιώς η προπορεία έγχυσης, καθορίζει ουσιαστικά τις συνθήκες στις οποίες θα εκτεθεί η

αρχική ποσότητα του καυσίμου που εισέρχεται στο κύλινδρο και επομένως την εξέλιξη της καύσης.

Εξετάζουμε δύο περιπτώσεις τυπικών κινητήρων Diesel. Στην πρώτη περίπτωση μεταβάλλουμε τον χρονισμό της έγχυσης υπό σταθερή ταχύτητα περιστροφής και ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.6, η ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) παρουσιάζει ελάχιστο σε μια συγκεκριμένη προπορεία έγχυσης. Είναι εμφανής επίσης η ισχυρή εξάρτηση των εκπεμπόμενων οξειδίων του αζώτου (NO_x) από τον χρονισμό της έγχυσης. Επιπλέον παρατηρείται ότι στο διάστημα της προπορείας έγχυσης μεταξύ των 10 και 20 μοιρών, ενώ η εκπομπή οξειδίων του αζώτου μειώνεται, η ειδική κατανάλωση αυξάνεται. Η αύξηση της ειδικής κατανάλωσης οφείλεται στην αύξηση του ποσοστού του καυσίμου που καίγεται ατελώς, όπως αποδεικνύεται από την αύξηση της εκπομπής μονοξειδίου του άνθρακα CO, υδρογονανθράκων HC και της αιθάλης τα οποία είναι προϊόντα ατελούς καύσης. Από διάγραμμα της μέσης πραγματικής πίεσης η οποία λόγω των σταθερών στροφών αντιπροσωπεύει και την ισχύ, παρατηρούμε ότι εμφανίζει μέγιστο σε προπορεία που δεν απέχει πολύ από αυτή της ελάχιστης ειδικής κατανάλωσης.



Σχήμα 3.6 Επίδραση του χρονισμού της έγχυσης στην ειδική κατανάλωση και τους εκπεμπόμενους ρύπους

Στην δεύτερη περίπτωση μελετάμε τη λειτουργία του κινητήρα σε δύο διαφορετικούς χρονισμούς έγχυσης, διατηρώντας σταθερή την ταχύτητα περιστροφής και το φορτίο. Οι μετρήσεις και τα στοιχεία των δύο δοκιμών βρίσκονται στον Πίνακα 1.1. Η έγχυση στην πρώτη δοκιμή αρχίζει στις 19,5° πριν το ΑΝΣ και διαρκεί 36,2°. Ενώ στη δεύτερη δοκιμή, η έναρξη της έγχυσης πραγματοποιείται 3° αργότερα, δηλ. στις 16,5° πριν το ΑΝΣ και η διάρκεια είναι 36,9°.

Η λειτουργία με μεγαλύτερη προπορεία δίνει, πάνω από 2% χαμηλότερη ειδική κατανάλωση όμως παρουσιάζει πάνω από 20% μεγαλύτερη εκπομπή NO_x και η μέγιστη πίεση είναι μεγαλύτερη. Είναι επίσης εμφανές ότι η μικρότερη θερμοκρασία εξαγωγής των καυσαερίων οδηγεί σε μικρότερες θερμικές απώλειες. Ακόμη από το μικρότερο βαθμό της αιθάλης στα καυσαέρια συμπεραίνουμε ότι το ποσοστό του καυσίμου που καίγεται ατελώς είναι μικρότερο.

Πίνακας 3.1 Σύγκριση παραμέτρων λειτουργίας μεταξύ δύο χρονισμών έγχυσης

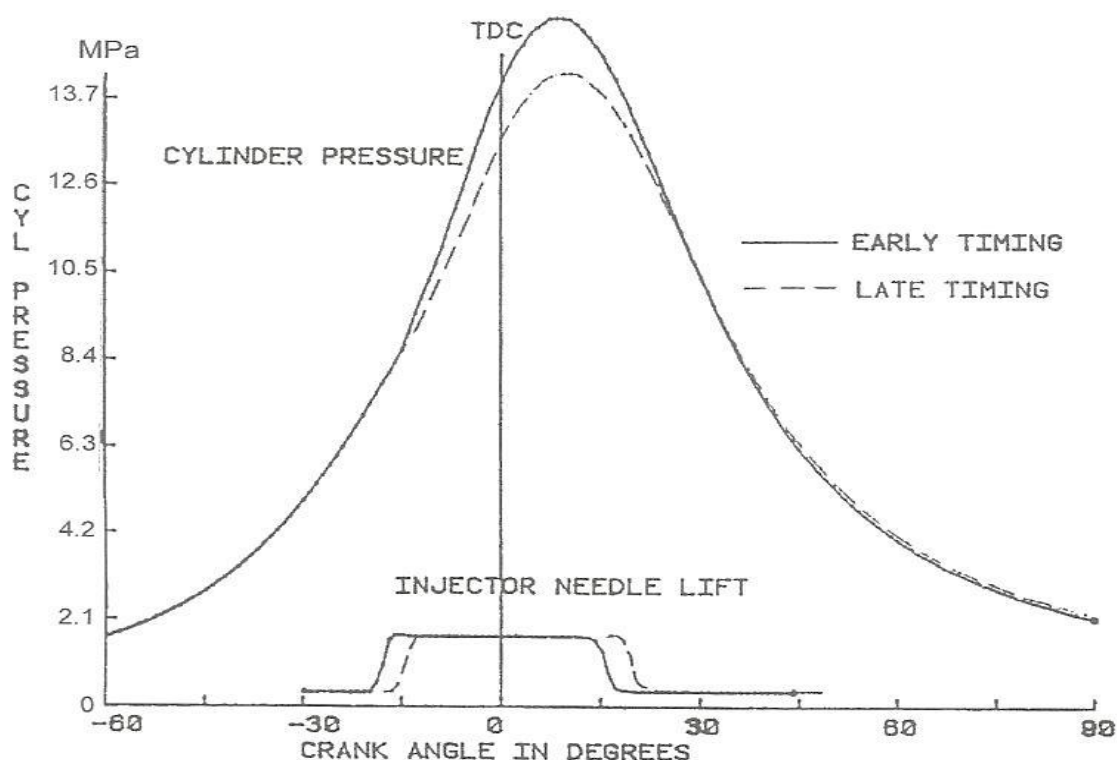
Fuel Injection Timing	Early	Late
Pmax (MPa)	16.40	15.07
BSFC (kg/kWh)	0.1919	0.1968
Smoke (Bosch #)	0.15	0.27
NO _x (ppm)	1413	1145
Injection Start (deg BTDC)	19.5	16.5
Injection Duration (deg)	36.2	36.9
Relative Efficiency (%)	94.4	92.0
Calculated Peak Temperature (K)	2028	1979
Exhaust Temperature (C)	455	473

Πιο ολοκληρωμένη εικόνα για τη λειτουργία του κινητήρα, δίνουν τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα Σχήμα 3.7, ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας και το διάγραμμα της μέσης θερμοκρασίας του κυλίνδρου Σχήμα 3.8. Συγκρίνοντας τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των δύο δοκιμών εύκολα παρατηρούμε η μεγαλύτερη προπορεία οδηγεί σε μεγαλύτερη Pmax και ότι αυτή παρουσιάζεται νωρίτερα. Επίσης βλέπουμε ότι το παραγόμενο έργο ανά κύκλο είναι μεγαλύτερο.

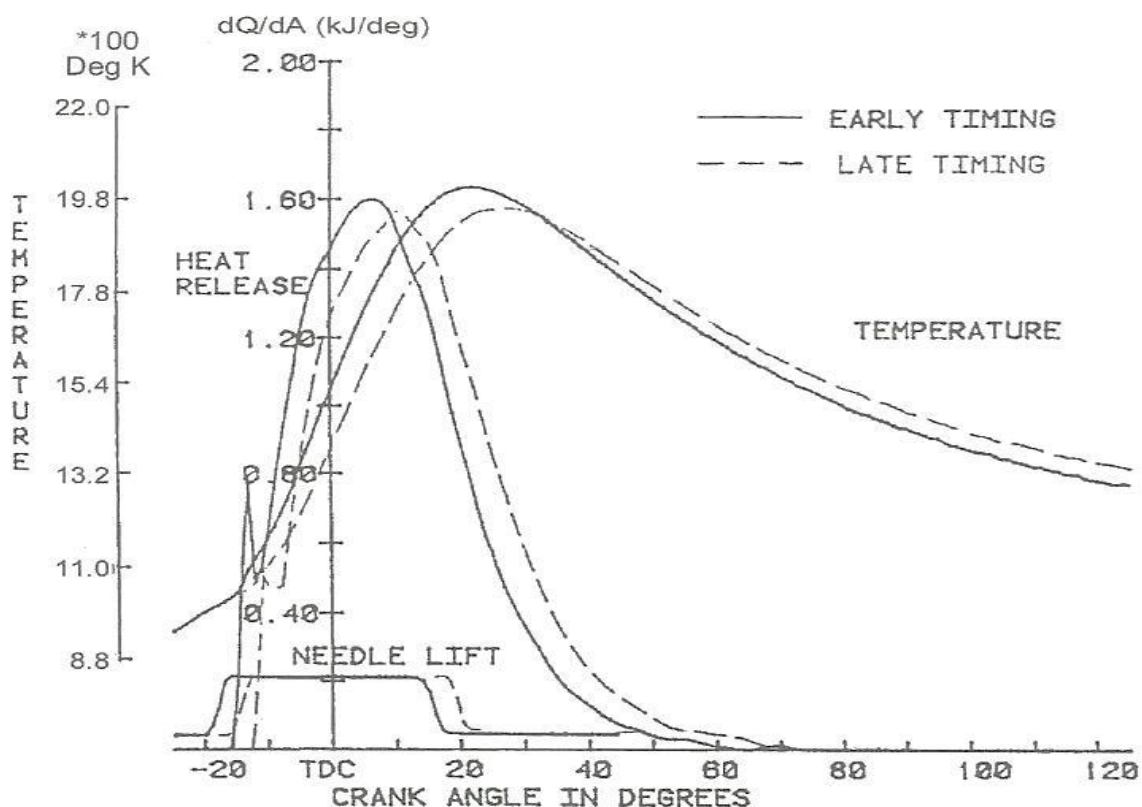
Στα διαγράμματα της έκλυσης θερμότητας είναι εμφανές ότι το διάγραμμα που αντιστοιχεί στη μεγαλύτερη προπορεία, είναι συγκεντρωμένο στο ΑΝΣ σε αντίθεση με της μικρότερης προπορείας το οποίο είναι μετατοπισμένο μερικές μοίρες γωνίας στροφάλου. Από τον ορισμό της εκλυόμενης θερμότητας, η επιφάνεια που περικλείει η καμπύλη σε ένα ορισμένο διάστημα αντιπροσωπεύει την ποσότητα του καυσίμου που καίγεται στο διάστημα αυτό, άρα η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται πριν το ΑΝΣ

στην νωρίτερη έναρξη της έγχυσης είναι μεγαλύτερη. Διακρίνουμε ακόμη ότι η ποσότητα του καυσίμου που καίγεται κατά την αποτόνωση είναι μεγαλύτερη στην περίπτωση της μικρότερης προπορείας, γεγονός που συμφωνεί με τα αυξημένα επίπεδα αιθάλης και την μεγαλύτερη θερμοκρασία εξαγωγής καυσαερίων.

Από τη σύμπτωση των διαγραμμάτων της μέσης θερμοκρασίας του κυλίνδρου κατά τη φάση της συμπίεσης και παρατηρώντας παράλληλα τα διαγράμματα της ανύψωσης της βελόνας του εγχυτήρα, συμπεραίνουμε ότι στην περίπτωση της μεγάλης προπορείας, η θερμοκρασία του κυλίνδρου κατά την έναρξη της έγχυσης είναι μικρότερη. Έχοντας υπόψη την ισχυρή επίδραση της θερμοκρασίας στην καθυστέρηση ανάφλεξης, αναμένουμε μεγαλύτερη καθυστέρηση ανάφλεξης στην νωρίτερη έγχυση, γεγονός που επαληθεύεται από τη σύγκριση των μηκών (που ορίζουν η αρχή ανύψωσης της βελόνας και η έναρξη έκλυσης θερμότητας) που αντιπροσωπεύουν τη καθυστέρηση ανάφλεξης στις δύο περιπτώσεις. Επίσης από τα διαγράμματα και τις μετρήσεις της περίπτωσης μεγάλης προπορείας επαληθεύεται ότι, οι μεγάλες τιμές της μέγιστης θερμοκρασίας T_{max} του κύκλου, και η μεγάλη ποσότητα του καυσίμου που καίγεται με προαναμειγμένη καύση δηλ. στο δεύτερο στάδιο, οδηγούν σε αυξημένη εκπομπή NO_x .



Σχήμα 3.7 Επίδραση της προπορείας έγχυσης στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα

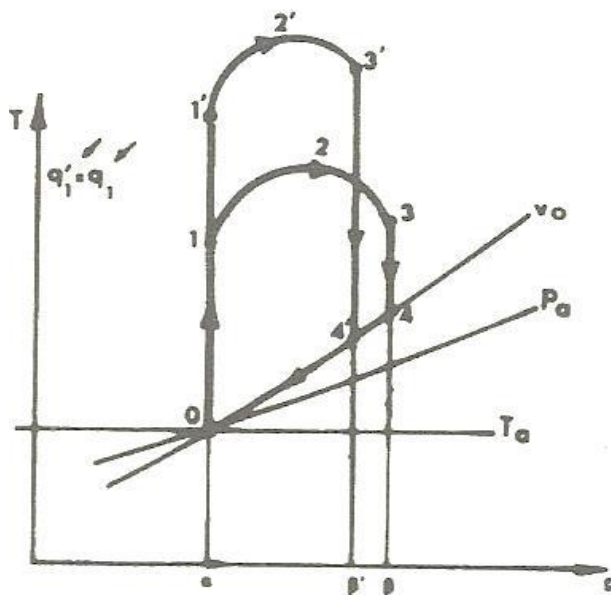


Σχήμα 3.8 Επίδραση του χρονισμού της έγχυσης στον ρυθμό έκλυσης θερμότητας και στη μέση θερμοκρασία του κύκλου.

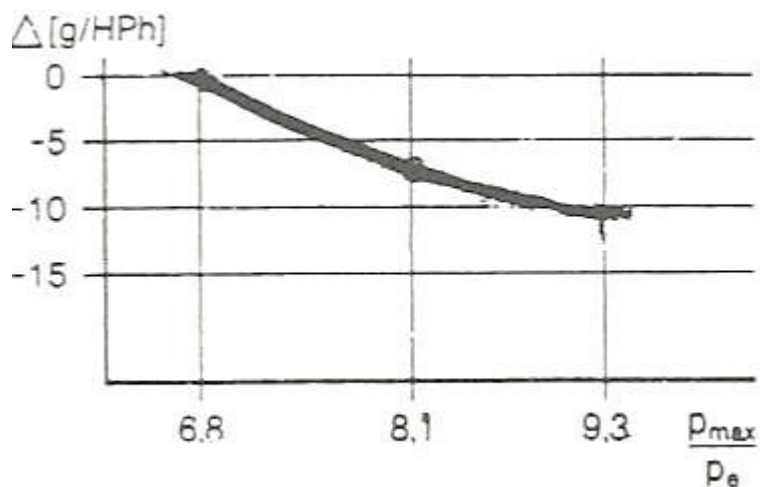
3.8 Μεταβλητός χρονισμός έγχυσης στους 2-X αργόστροφους κινητήρες Diesel

Σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα Diesel αντιστοιχεί ένας χρονισμός έγχυσης (προπορεία έγχυσης) που δίνει την ελάχιστη ειδική κατανάλωση. Άρα προκειμένου να βελτιώσουμε το βαθμό απόδοσης ενός κινητήρα απαιτείται να μεταβάλλουμε την προπορεία συναρτήσει του φορτίου και των στροφών. Για το σκοπό αυτό στους 2-X αργόστροφους κινητήρες Diesel πρόωσης πλοίων, χρησιμοποιούμε τις διατάξεις μεταβλητού χρονισμού έγχυσης VIT.

Η αρχή λειτουργίας του VIT βασίζεται στους ακόλουθους συλλογισμούς. Γνωρίζουμε, από την ανάλυση του θερμοδυναμικού κύκλου του κινητήρα ότι, για το ίδιο αποδιδόμενο έργο ανά κύκλο, άρα και για την ίδια μέση πραγματική πίεση, επιτυγχάνουμε μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης όταν η πρόσδοση θερμότητας γίνεται σε μεγαλύτερες πιέσεις και θερμοκρασίες Σχήμα 3.9 άρα όταν η μέγιστη πίεση P_{max} του κύκλου παίρνει μεγαλύτερη τιμή, και επομένως όταν ο λόγος P_{max}/p_e είναι μεγάλος. Αυτό φαίνεται και από το Σχήμα 3.10 όπου αυξανόμενου του λόγου P_{max}/p_e η ειδική κατανάλωση του κινητήρα μειώνεται.



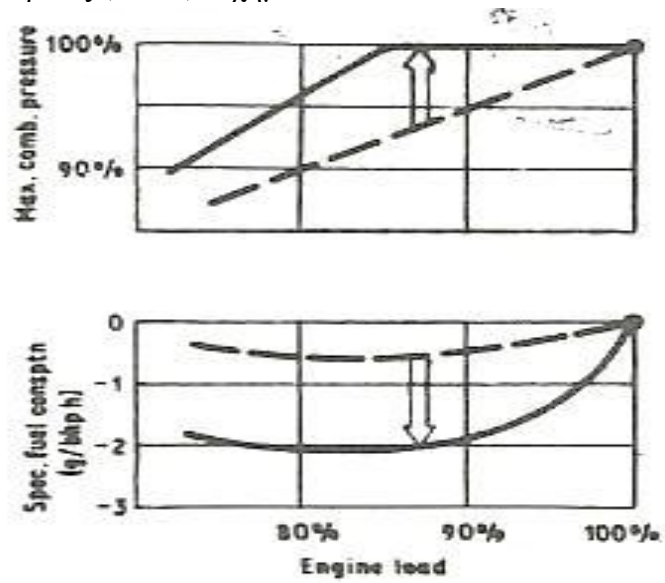
Σχήμα 3.9 Βελτίωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου, με αύξηση του επιπέδου της θερμοκρασίας κατά την φάση της πρόσδοσης θερμότητας ($1' 2' 3'$). Ίση προσδιδόμενη θερμότητα στους δύο κύκλους, δηλαδή $q_1 = q_1'$ όπου $q_1 = (\alpha 1 2 3 4 \beta)$ και $q_1' = (\alpha 1' 2' 3' 4' \beta')$.



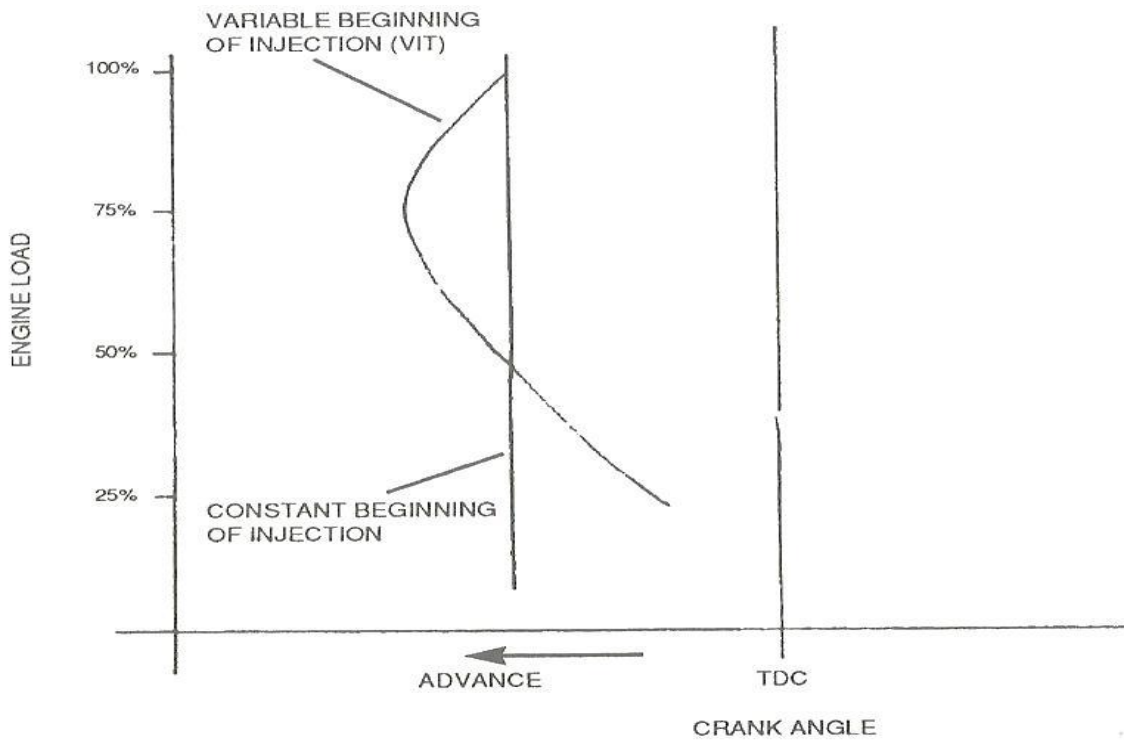
Σχήμα 3.10 Επίδραση του λόγου P_{max}/p_e στην ειδική κατανάλωση υπό σταθερό φορτίο

Ξεκινώντας από το μέγιστο φορτίο, όπου η P_{max} είναι η μέγιστη επιτρεπτή και μειώνοντας το φορτίο κρατώντας σταθερή την προπορεία έγχυσης παρατηρούμε ότι η P_{max} μειώνεται γραμμικά. Ο ρυθμός όμως που μειώνεται η p_e είναι πιο ήπιος, άρα ο λόγος P_{max}/p_e αυξάνεται. Έχοντας υπόψη, από τα παραπάνω την ισχυρή εξάρτηση της ειδικής κατανάλωσης από το λόγο P_{max}/p_e , επιλέγουμε μέσω αύξησης της προπορείας (advance) να αυξήσουμε την P_{max} μέχρι την μέγιστη επιτρεπτή της τιμή, δηλαδή την καθιστούμε ίση με την P_{max} της λειτουργίας υπό μέγιστο φορτίο, και επιτυγχάνουμε έτσι τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης Σχήμα 3.11. Αυτό γίνεται μέχρι περίπου το 70 % του μέγιστου φορτίου, στα χαμηλότερα φορτία όμως, προκειμένου να διασφαλιστεί η

ομαλή λειτουργία του κινητήρα έναντι κρουστικής καύσης (diesel knock), επιβάλλεται η μείωση της προπορείας (retard). Σχήμα 3.12.



Σχήμα 3.11 P_{max} και ειδική κατανάλωση συναρτήσεσι του φορτίου, με VIT συνεχής γραμμή, με σταθερή προπορεία διακεκομμένη



Σχήμα 3.12 Προπορεία έγχυσης συναρτήσεσι του φορτίου

4

Επεξεργασία των μετρήσεων

4.1 Μέθοδοι επεξεργασίας

4.1.1 Αριθμητική παραγωγή

Η παράγωγος μιας συνάρτησης (όταν η συνάρτηση δεν δίνεται σε αναλυτική μορφή αλλά περιγράφεται από διακριτά δεδομένα, όπως στην προκειμένη περίπτωση, η πίεση εντός του κυλίνδρου συναρτήσει της γωνίας στροφάλου) μπορεί να υπολογιστεί προσεγγιστικά από αλγεβρικές εκφράσεις της παραγώγου. Οι αλγεβρικές εκφράσεις οι αλλιώς τα σχήματα πεπερασμένων διαφορών, προκύπτουν από την ανάπτυξη της συνάρτησης σε σειρά Taylor. Η συνάρτηση $\varphi(x)$ για παράδειγμα, μπορεί να αναπτυχθεί κατά Taylor αν η $\varphi(x)$ και όλες οι παράγωγοί της υπάρχουν και είναι ορισμένες στο x_0 . Το ανάπτυγμα κατά Taylor είναι:

$$\varphi(x) = \varphi(x_0) + (x - x_0) \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x_0} + \frac{(x - x_0)^2}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2} \right)_{x_0} + \dots$$

Χρησιμοποιώντας τον παρακάτω συμβολισμό

$$x_i = x_0$$

$$x - x_0 = \Delta x$$

$$\varphi(x_0) = \varphi_i$$

$$\varphi(x) = \varphi(x_0 + \Delta x) = \varphi_{i+1}$$

$$\left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_{x_0} = \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_i$$

η προηγούμενη εξίσωση του αναπτύγματος κατά Taylor γράφεται

$$\varphi_{i+1} = \varphi_i + \Delta x \left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_i + \frac{(\Delta x)^2}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2} \right)_i + \frac{(\Delta x)^3}{3!} \left(\frac{d^3\varphi}{dx^3} \right)_i + \dots \quad (4.1)$$

λύνοντας ως προς $\left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_i$ συνεπάγεται ότι

$$\left(\frac{d\varphi}{dx} \right)_i = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{\Delta x} - \frac{\Delta x}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2} \right)_i - \frac{(\Delta x)^2}{3!} \left(\frac{d^3\varphi}{dx^3} \right)_i - \dots$$

Η παραπάνω σχέση δίνει προσεγγιστικά την τιμή της παραγώγου $\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i$ αν αγνοηθούν όλοι οι όροι της τάξης Δx και άνω. Επειδή το Δx είναι μικρό και οι παράγωγοι της συνάρτησης $\varphi(x)$ ορισμένες, το σημαντικότερο σφάλμα στην έκφραση $\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i$ θα είναι το

$$\frac{\Delta x}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2}\right)_i$$

δηλαδή μπορούμε να γράψουμε την έκφραση της πρώτης παραγώγου με εμπρός διαφορές

$$\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i = \frac{\varphi_{i+1} - \varphi_i}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad (4.2)$$

όπου $O(\Delta x)$ σημαίνει σφάλμα τάξης Δx .

Σε αναλογία με τα προηγούμενα, αν $\varphi_{i-1} = \varphi(x_i - \Delta x)$, η φ_{i-1} αναπτύσσεται κατά Taylor στο σημείο x_i ως εξής

$$\varphi_{i-1} = \varphi_i - \Delta x \left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i + \frac{(\Delta x)^2}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2}\right)_i - \frac{(\Delta x)^3}{3!} \left(\frac{d^3\varphi}{dx^3}\right)_i + \dots \quad (4.3)$$

$$\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i = \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{\Delta x} + \frac{\Delta x}{2!} \left(\frac{d^2\varphi}{dx^2}\right)_i - \frac{(\Delta x)^2}{3!} \left(\frac{d^3\varphi}{dx^3}\right)_i + \dots$$

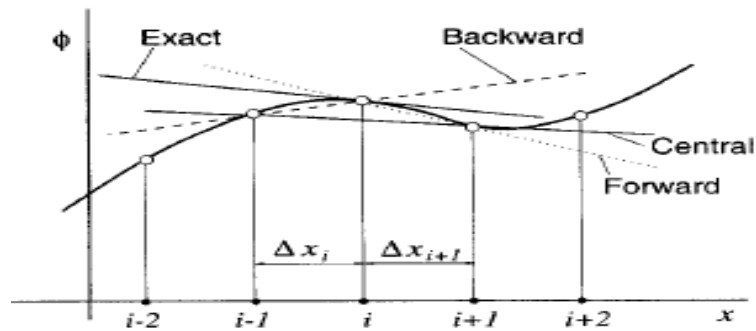
Η προσέγγιση της πρώτης παραγώγου με πίσω διαφορές είναι

$$\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i = \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{\Delta x} + O(\Delta x) \quad (4.4)$$

Με αφαίρεση της (4.3) από την (4.1) προκύπτει η προσέγγιση της πρώτης παραγώγου με κεντρικές διαφορές.

$$\varphi_{i+1} - \varphi_{i-1} = 2\Delta x \left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i + \frac{2(\Delta x)^3}{3!} \left(\frac{d^3\varphi}{dx^3}\right)_i + \dots$$

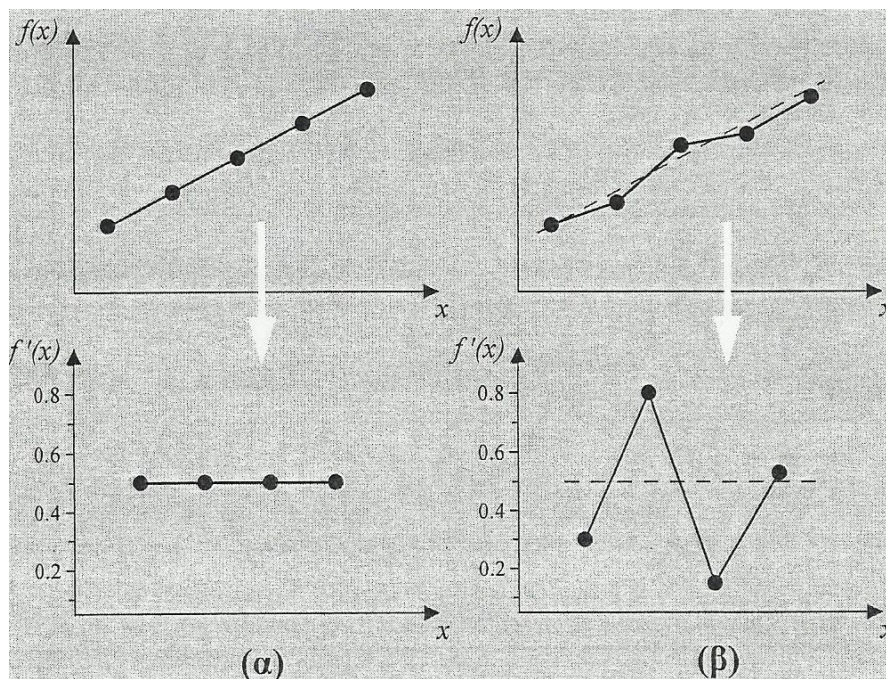
$$\left(\frac{d\varphi}{dx}\right)_i = \frac{\varphi_i - \varphi_{i-1}}{\Delta x} + O(\Delta x^2) \quad (4.5)$$



Σχήμα 4.1 Απεικόνιση της παραγωγής και των προσεγγίσεών της με τα τρία σχήματα πεπερασμένων διαφορών

4.1.2 Παραγωγή σε διακριτά δεδομένα με σφάλματα

Τα τυχαία σφάλματα που συνήθως υπάρχουν σε μία μέτρηση μπορεί να μεγενθύνονται πολύ κατά την παραγωγή. Στο Σχήμα 4.2 δίνεται γραφικά η ερμηνεία του μηχανισμού αυτού. Όταν τα δεδομένα είναι ακριβή, τότε και η παράγωγος υπολογίζεται σωστά. Αντίθετα, μικρά σφάλματα στα δεδομένα προκαλούν πολύ μεγαλύτερο σφάλμα στην παράγωγο.



Σχήμα 4.2 Παράδειγμα αριθμητικής παραγωγής πινκοποιημένης συνάρτησης, με κεντρικές διαφορές: α) δεδομένα χωρίς σφάλματα και β) δεδομένα με μικρό σφάλμα.

Για να αποφευχθούν τέτοια προβλήματα πρέπει, όταν τα δεδομένα εμπεριέχουν σφάλματα, να προσαρμόζεται πρώτα σε αυτά μια συνάρτηση, με χρήση κάποιας αριθμητικής μεθόδου προσέγγισης και στη συνέχεια να υπολογίζεται αναλυτικά ή αριθμητικά η παράγωγός της στο ζητούμενο σημείο.

4.1.3 Εξομάλυνση με κυβικές splines

Οι κυβικές splines αναπτύχθηκαν μαθηματικά πρόσφατα, αλλά αποτελούν μοντέλα ενός πολύ παλιού μηχανισμού. Οι σχεδιαστές χρησιμοποιούσαν από παλιά μηχανικές splines, που είναι εύκαμπτες ταινίες από ελαστικό υλικό, συνήθως ξύλο ή πλαστικό. Η μηχανική spline σταθεροποιείται με βάρη στα σημεία παρεμβολής, που για ιστορικούς λόγους λέγονται κόμβοι. Η spline παίρνει το σχήμα που ελαχιστοποιεί τη δυναμική ενέργεια, η οποία, κατά τη θεωρία των δοκών, είναι ανάλογη του τετραγώνου της καμπυλότητας της spline ως συνάρτηση του μήκους τόξου.

Αν παραστήσουμε τη spline με μια συνάρτηση $f(x)$ και οι κλίσεις είναι μικρές, η δεύτερη παράγωγος $f''(x)$ προσεγγίζει την καμπυλότητα ενώ το διαφορικό του μήκους τόξου προσεγγίζεται από το dx . Έτσι η ενέργεια μιας τέτοιας γραμμικοποιημένης spline είναι ανάλογη του ολοκληρώματος $\int f''(x)^2 dx$. Όταν δίνονται τα σημεία παρεμβολής $(x_1, y_1), (x_2, y_2), \dots, (x_n, y_n)$, η γραμμικοποιημένη αυτή spline παρεμβολής $f(x)$ είναι μία συνάρτηση για την οποία ισχύει $f(x_i) = y_i$, $i = 1, 2, 3, \dots, n$ και η οποία ελαχιστοποιεί το ολοκλήρωμα $\int_{x_1}^{x_n} f''(x)^2 dx$.

Υποθέτοντας ότι η μηχανική spline δεν σπάει, θα περιμέναμε οι f και f' να είναι συνεχής στο $[x_1, x_n]$. Η στοιχειώδης θεωρία των δοκών αποδεικνύει ότι η $f(x)$ είναι κυβικό πολυώνυμο μεταξύ δύο γειτονικών κόμβων και ότι γειτονικά πολυώνυμα συνδέονται συνεχώς και με συνεχή πρώτη και δεύτερη παράγωγο.

Από μαθηματική άποψη η κυβική spline με $f''(x_1) = f''(x_n) = 0$, η λεγόμενη φυσική spline, έχει αποδειχθεί ότι είναι η μοναδική συνάρτηση που ελαχιστοποιεί το ολοκλήρωμα $\int_{x_1}^{x_n} f''(x)^2 dx$ μεταξύ όλων των συναρτήσεων που παρεμβάλλονται στα δεδομένα και έχουν τετραγωνικά ολοκληρώσιμη δεύτερη παράγωγο. Με αυτή την έννοια η φυσική spline είναι η ομαλότερη συνάρτηση που παρεμβάλλεται στα δεδομένα.

Προκειμένου να εξομαλυνθούν τα δεδομένα $y_i = g(x_i) + \varepsilon_i$, με δy_i την εκτίμηση της τυπικής απόκλισης του y_i , μιας υποθετικής ομαλής συνάρτησης g στο $[x_1, x_N]$, επιχειρείται η ανάκτηση της από τα διακριτά δεδομένα, βρίσκοντας μια συνάρτηση $f = f_p$ από όλες τις συναρτήσεις f με m παραγώγους, η οποία, για μια δεδομένη τιμή της παραμέτρου $p \in (0,1)$ ελαχιστοποιεί την

$$p \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - f(x_i)}{\delta y_i} \right)^2 + (1-p) \int_{x_1}^{x_N} (f^{(m)}(t))^2 dt \quad (4.6)$$

Η ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης (1.6) συνιστά ένα είδος συμβιβασμού μεταξύ της επιθυμίας μας να παραμείνουμε κοντά στα δεδομένα και της επιθυμίας μας να επιτευχθεί μια ομαλή καμπύλη. Το ποιο από τα δύο είναι πιο σημαντικό καθορίζει την τιμή της παραμέτρου p . Αποδεικνύεται ότι η λύση f_p είναι μια spline βαθμού $k = 2m$ η οποία ικανοποιεί τις φυσικές οριακές συνθήκες

$$f_p^{(j)}(x_1) = f_p^{(j)}(x_N) = 0 \quad \text{για } j = m, \dots, k-2$$

Πράγματι είναι εμφανές ότι για την ελαχιστοποίηση της (1.6) χρειάζεται να λάβουμε υπόψη ότι από κάθε υποσύνολο συναρτήσεων που ικανοποιούν τις ανωτέρω

συνθήκες, η μοναδική που παρεμβάλλεται στα δεδομένα δεν μεταβάλλει το άθροισμα, ενώ είναι πιθανό να ελαττώνει το ολοκλήρωμα, λόγω της ιδιότητας της ελαχιστοποίησης που έχει η παρεμβολή με splines.

Όταν το p τείνει στο μηδέν, η f_p συγκλίνει στην ευθεία της μεθόδου των ελαχίστων τετραγώνων. Όταν το p τείνει στη μονάδα, η f_p συγκλίνει στη φυσική spline που παρεμβάλλεται στα δεδομένα. Το άθροισμα των N όρων

$$S(f) = \sum_{i=1}^N \left(\frac{y_i - f(x_i)}{\delta y_i} \right)^2 \quad (4.7)$$

της αντικειμενικής συνάρτησης (4.6), είναι γνησίως φθίνουσα συνάρτηση του p στο διάστημα $(0,1)$ και μηδενίζεται όταν $p = 1^-$, εκτός αν $S(f_p) = 0$ για όλα τα p . Επομένως για μια συγκεκριμένη τιμή του αθροίσματος S , είναι δυνατό, από όλες τις συναρτήσεις f για τις οποίες ισχύει ότι $S(f) \leq S$, να βρούμε τη συνάρτηση f_S η οποία ελαχιστοποιεί το ολοκλήρωμα $\int_a^b (f^{(m)}(x))^2 dx$, απλά βρίσκοντας το μικρότερο p για το οποίο ισχύει $S(f_p) \leq S$ και τότε είναι $f_S = f_p$.

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω, η διαδικασία κατασκευής της κυβικής spline για εξομάλυνση είναι η εξής. Η f_p ως φυσική κυβική spline ικανοποιεί τις οριακές συνθήκες $f_p''(x_1) = f_p''(x_N) = 0$ και περιγράφεται πλήρως στο διάστημα $[x_i \dots x_{i+1}]$ όταν είναι γνωστή η τιμή της και η τιμή της δεύτερης παραγώγου της στα σημεία x_i και x_{i+1} .

Θέτουμε

$$a_i = f_p(x_i), \quad c_i = \frac{f_p''(x_i)}{2}, \quad i = 1, \dots, N.$$

Ο συνδυασμός των φυσικών οριακών συνθηκών και της συνέχειας της πρώτης παραγώγου δίνει το ακόλουθο γραμμικό σύστημα.

$$\begin{aligned} c_1 &= 0 \\ c_{i-1}\Delta x_{i-1} + c_i 2(\Delta x_{i-1} + \Delta x_i) + c_{i+1}\Delta x_i &= 3 \left(\frac{\Delta a_i}{\Delta x_i} - \frac{\Delta a_{i-1}}{\Delta x_{i-1}} \right), \quad i = 2 \dots N - 1 \\ c_N &= 0 \end{aligned}$$

το οποίο σε μητρική γραφή είναι

$$Rc = 3Q^T a \quad (4.8)$$

όπου R συμμετρικός τριδιαγώνιος $N - 2 \times N - 2$ με γενική γραμμή

$$\Delta x_{i-1}, \quad 2(\Delta x_{i-1} + \Delta x_i), \quad \Delta x_i$$

c διάνυσμα μήκους $N - 2$

Q^T τριδιαγώνιος $N - 2 \times N$ με γενική γραμμή

$$\frac{1}{\Delta x_{i-1}}, -\frac{1}{\Delta x_{i-1}} - \frac{1}{\Delta x_i}, \frac{1}{\Delta x_i}$$

\mathbf{a} διάνυσμα μήκους N

Με δεδομένο ότι για κάθε ευθεία l ισχύει

$$\int_0^h l(x)^2 dx = \frac{h}{3} [l(0)^2 + l(0)l(h) + l(h)^2]$$

και επειδή η δεύτερη παράγωγος της f μεταβάλλεται γραμμικά από το x_i στο x_{i+1} , η (4.6) με όρους a και c γράφεται

$$p \sum_{i=1}^N \left[\frac{y_i - a_i}{\delta y_i} \right]^2 + \frac{4(1-p)}{3} \sum_{i=1}^{N-1} \Delta x_i (c_i^2 + c_i c_{i+1} + c_{i+1}^2)$$

και σε μητρική γραφή

$$p(\mathbf{y} - \mathbf{a})^T D^{-2} (\mathbf{y} - \mathbf{a}) + \frac{2}{3} (1-p) \mathbf{c}^T R \mathbf{c}$$

όπου D διαγώνιος $[\delta y_1, \dots, \delta y_N]$

Από την (1.8) συνεπάγεται ότι $\mathbf{c} = 3R^{-1}Q^T \mathbf{a}$, η αντικατάσταση στην προηγούμενη δίνει

$$p(\mathbf{y} - \mathbf{a})^T D^{-2} (\mathbf{y} - \mathbf{a}) + 6(1-p)(R^{-1}Q^T \mathbf{a})^T R (R^{-1}Q^T \mathbf{a}) \quad (4.9)$$

Επειδή οι πίνακες D^{-2} και $(R^{-1}Q^T)^T R (R^{-1}Q^T)$ είναι συμμετρικοί και θετικά ορισμένοι η προηγούμενη σχέση ελαχιστοποιείται όταν το \mathbf{a} ικανοποιεί την

$$-2pD^{-2}(\mathbf{y} - \mathbf{a}) + 12(1-p)(R^{-1}Q^T)^T R (R^{-1}Q^T) \mathbf{a} = 0$$

η οποία με χρήση της $R^{-1} = (R^{-1})^T$ γίνεται

$$pD^{-2}(\mathbf{y} - \mathbf{a}) = 2(1-p)Q\mathbf{c} \quad (4.10)$$

Ειδικότερα,

$$S(f_p) = (\mathbf{y} - \mathbf{a})^T D^{-2} (\mathbf{y} - \mathbf{a}) = \left[\frac{2(1-p)}{p} \right]^2 \|DQ\mathbf{c}\|_2^2$$

όπου $\|\mathbf{b}\|_2^2 = \sum_i |b_i|^2$, το οποίο μας επιτρέπει να υπολογίσουμε το $S(f_p)$ όταν είναι γνωστό το \mathbf{c} . Προκειμένου να φτιάξουμε ένα γραμμικό σύστημα για τον υπολογισμό του \mathbf{c} , πολλαπλασιάζουμε τα δύο μέλη της (4.10) με $3Q^T D^2$ και μετά χρησιμοποιούμε την (1.8) για να καταλήξουμε στην

$$p(3Q^T \mathbf{y} - R\mathbf{c}) = 6(1-p)Q^T D^2 Q \mathbf{c}$$

ή

$$(6(1-p)Q^T D^2 Q + pR)\mathbf{c} = 3pQ^T \mathbf{y}$$

Έστω διάνυσμα \mathbf{u} τέτοιο ώστε

$$\mathbf{c} = 3p\mathbf{u}$$

τότε

$$(6(1-p)Q^T D^2 Q + pR)\mathbf{u} = Q^T \mathbf{y} \quad (4.11)$$

και

$$S(f_p) = [6(1-p)]^2 \|DQ\mathbf{u}\|_2^2 \quad (4.12)$$

ενώ από την (4.10) προκύπτει ότι

$$\mathbf{a} = \mathbf{y} - 6(1-p)D^2 Q\mathbf{u} \quad (4.13)$$

Από τα παραπάνω εξάγουμε τις εξής πληροφορίες για την κατά τμήματα πολυωνυμική μορφή της f_p

$$\begin{aligned} f_p(x_i) &= a_i \\ f_p'(x_i) &= \frac{\Delta a_i}{\Delta x_i} - \frac{f_p''(x_i)}{2} \Delta x_i - \frac{f_p'''(x_i^+)}{6} (\Delta x_i)^2 \\ f_p''(x_i) &= 6p u_i \\ f_p'''(x_i^+) &= \frac{f_p''(x_{i+1}) - f_p''(x_i)}{\Delta x_i} \end{aligned}$$

4.1.4 Εκθετική προσέγγιση με ελάχιστα τετράγωνα

Όταν τα δεδομένα μιας μέτρησης σχετίζονται εκθετικά, μπορούν να προσεγγιστούν από μια συνάρτηση της μορφής

$$y(x) = b e^x \quad (4.14)$$

ή της μορφής

$$y(x) = b x^a \quad (4.15)$$

με a , b σταθερές, εφαρμόζοντας τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων. Επομένως θεωρώντας τα δεδομένα (x_i, y_i) , $i = 1, \dots, N$, προσδιορίζουμε τις σταθερές a , b ώστε τα σφάλματα

$$E = \sum_{i=1}^N (y_i - b e^{x_i})^2 \quad (4.16)$$

$$E = \sum_{i=1}^N (y_i - b x_i^a)^2 \quad (4.17)$$

αντίστοιχα, να ελαχιστοποιηθούν.

Οι κανονικές εξισώσεις που αντιστοιχούν στη συνάρτηση (4.14) είναι

$$2 \sum_{i=1}^N (y_i - b e^{ax_i})(-e^{ax_i}) = 0 \quad (4.18)$$

$$2 \sum_{i=1}^N (y_i - b e^{ax_i})(-b x_i e^{ax_i}) = 0$$

ενώ αυτές που αντιστοιχούν στη συνάρτηση (1.15) είναι

$$2 \sum_{i=1}^N (y_i - b x_i^a)(-x_i^a) = 0 \quad (4.19)$$

$$2 \sum_{i=1}^N (y_i - b x_i^a)(-b x_i^a \ln x_i) = 0$$

Οι ακριβείς λύσεις των παραπάνω συστημάτων εν γένει δεν μπορούν να προσδιοριστούν και επομένως κάποια αριθμητική μέθοδος θα πρέπει να εφαρμοσθεί για τον προσδιορισμό των αγνώστων a , b .

Τα πράγματα μπορεί όμως να απλουστευθούν πολύ αν θεωρήσουμε τους λογαρίθμους των προσεγγιστικών μοντέλων (4.14) και (4.15) δηλαδή τις σχέσεις:

$$\ln y = \ln b + ax, \ln y = \ln b + a \ln x \quad (4.20)$$

αντίστοιχα. Και στις δύο περιπτώσεις το πρόβλημα γίνεται γραμμικό και εύκολα μπορούμε να λύσουμε τα αντίστοιχα συστήματα που προκύπτουν ως προς $\ln b$ και a . Όμως στην περίπτωση αυτή θα πρέπει να σημειωθεί ότι η προσέγγιση που θα προκύψει είναι η προσέγγιση των ελαχίστων τετραγώνων στα μετασχηματισμένα δεδομένα και μπορεί να διαφέρει από την προσέγγιση με ελάχιστα τετράγωνα στα αρχικά δεδομένα.

4.2 Προσδιορισμός του χρονισμού των βαλβίδων με τη μέθοδο των παραγώγων

4.2.1 Άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής σε 2-X και 4-X κινητήρα Diesel

Το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής απεικονίζεται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα ως μεταβολή της κυρτής καμπύλης εκτόνωσης, σε κοίλη. Ως εκ τούτου το σημείο καμψής της καμπύλης εκτόνωσης αποτελεί ένδειξη του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.

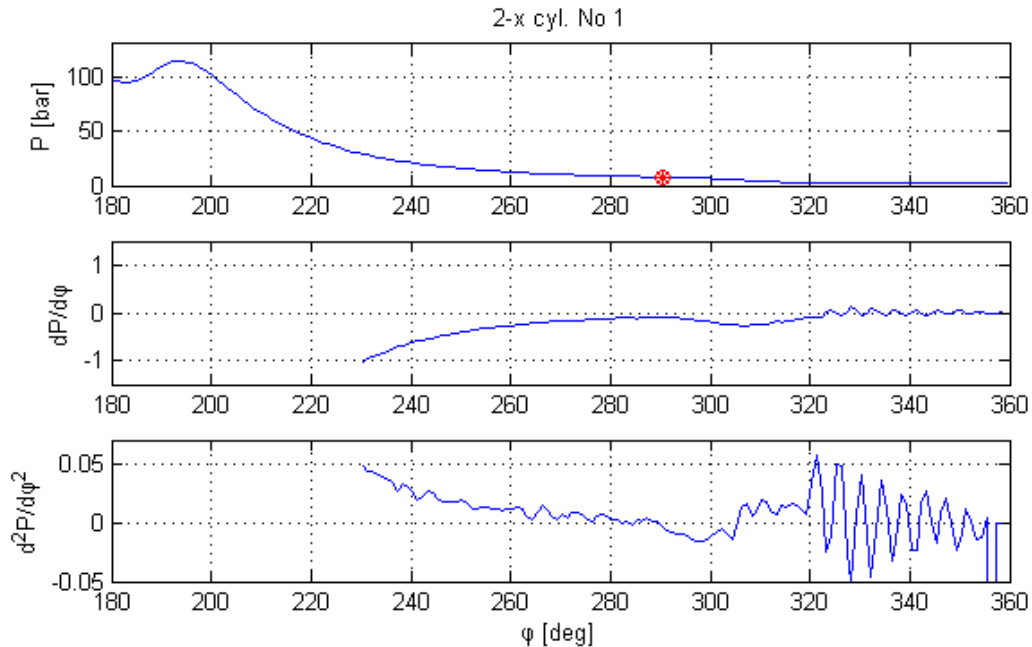
Υπό την προϋπόθεση της ιδανικής μέτρησης χωρίς σφάλματα, θα αρκούσε ο υπολογισμός της δεύτερης παραγώγου της πίεσης και στη συνέχεια ο εντοπισμός του σημείου μηδενισμού της, εντούτοις η εφαρμογή της μεθόδου αυτής σε πραγματικά δεδομένα δεν οδηγεί σε ακριβή αποτελέσματα. Το γεγονός αυτό οφείλεται στη μεγέθυνση των σφαλμάτων κατά την αριθμητική παραγωγή και αντιμετωπίζεται με την εφαρμογή μεθόδων αριθμητικής προσέγγισης πειραματικών δεδομένων.

Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω αναπτύχθηκε το πρόγραμμα `exhaust_valve_opening_angle_determination.f` σε γλώσσα προγραμματισμού `fortran 77`. Είσοδος του προγράμματος είναι τα αρχεία `EXP#.dat` του κινητήρα και έξοδος ένα αρχείο `result.txt` στο οποίο τυπώνεται η γωνία στροφάλου όπου ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής του κάθε κυλίνδρου. Με την εκτέλεση του προγράμματος υλοποιούνται τα εξής:

- Τα μετρητικά δεδομένα που περιέχονται στο αρχείο `EXP` του κάθε κυλίνδρου αποθηκεύονται στον πίνακα \underline{D} . Στην πρώτη στήλη αποθηκεύεται η γωνία στροφάλου και στη δεύτερη στήλη αποθηκεύεται η πίεση εντός του κυλίνδρου.
- Για κάθε γωνία στροφάλου $D(i,1)$ από τις 50 μοίρες μετά το `ANΣ` έως το `KNΣ` (`ANΣ+50°`, `KNΣ`) υπολογίζεται η πρώτη παράγωγος της πίεσης $DP(i)$ με πρόσω διαφορές.
- Στο ίδιο διάστημα γωνίας στροφάλου, για κάθε σημείο ($D(i,1)$, $DP(i)$) και τα επόμενα τρία, προσδιορίζεται η ευθεία που τα προσεγγίζει, με εφαρμογή της μεθόδου των ελαχίστων τετραγώνων. Η κλίση της ευθείας προσέγγισης λαμβάνεται ως μία εκτίμηση της δεύτερης παραγώγου της πίεσης και καταχωρείται στο διάνυσμα $\overline{D2P}$.
- Τέλος σε κάθε γωνία στροφάλου εντός του διαστήματος (`ANΣ+50°`, `KNΣ`) ελέγχεται αν η δεύτερη παράγωγος είναι αρνητική για διάστημα πέντε μοιρών και άνω. Αυτό όπως έχει παρατηρηθεί σε δοκιμές, αποτελεί ένδειξη του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.

- **Αποτελέσματα**

Τα αποτελέσματα που εξάγονται από την εκτέλεση του προγράμματος exhaust_valve_opening_angle_determination.f παρουσιάζονται στη συνέχεια.



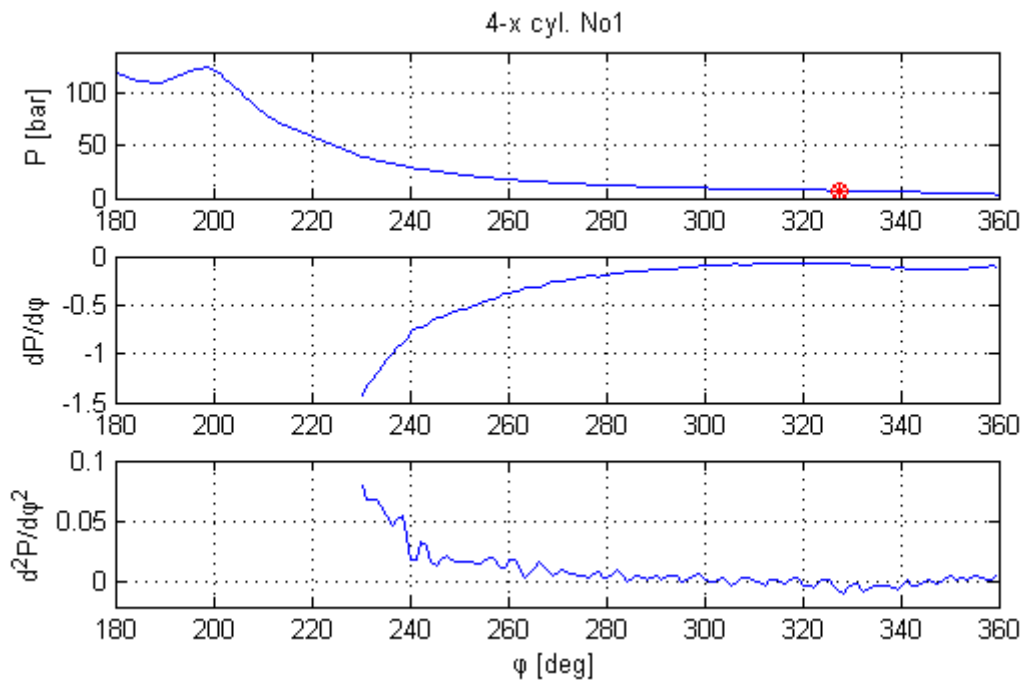
Σχήμα 4.3 Τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, της 1^{ης} και 2^{ης} παραγώγου της πίεσης, 2-x κινητήρα diesel με ένδειξη του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.

```

result.txt
2-x 7cyl.
CYL # 1
EXH. V/V opens at 69.67 deg before BDC
CYL # 2
EXH. V/V opens at 69.36 deg before BDC
CYL # 3
EXH. V/V opens at 69.28 deg before BDC
CYL # 4
EXH. V/V opens at 69.92 deg before BDC
CYL # 5
EXH. V/V opens at 69.91 deg before BDC
CYL # 6
EXH. V/V opens at 70.20 deg before BDC
CYL # 7
EXH. V/V opens at 69.26 deg before BDC

```

Το περιεχόμενο του αρχείου result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος exhaust_valve_opening_angle_determination.f σε δεδομένα δίχρονου επακύλινδρου κινητήρα Diesel προωστήριας εγκατάστασης πλοίου.



Σχήμα 4.4 Τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, της 1^{ης} και 2^{ης} παραγώγου της πίεσης, 4-**x** κινητήρα diesel με ένδειξη του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.

result.txt

4-x 7cyl.

CYL # 1

EXH. V/V opens at 33.63 deg before BDC

CYL # 2

EXH. V/V opens at 32.38 deg before BDC

CYL # 3

EXH. V/V opens at 33.13 deg before BDC

CYL # 4

EXH. V/V opens at 37.00 deg before BDC

CYL # 5

EXH. V/V opens at 33.85 deg before BDC

CYL # 6

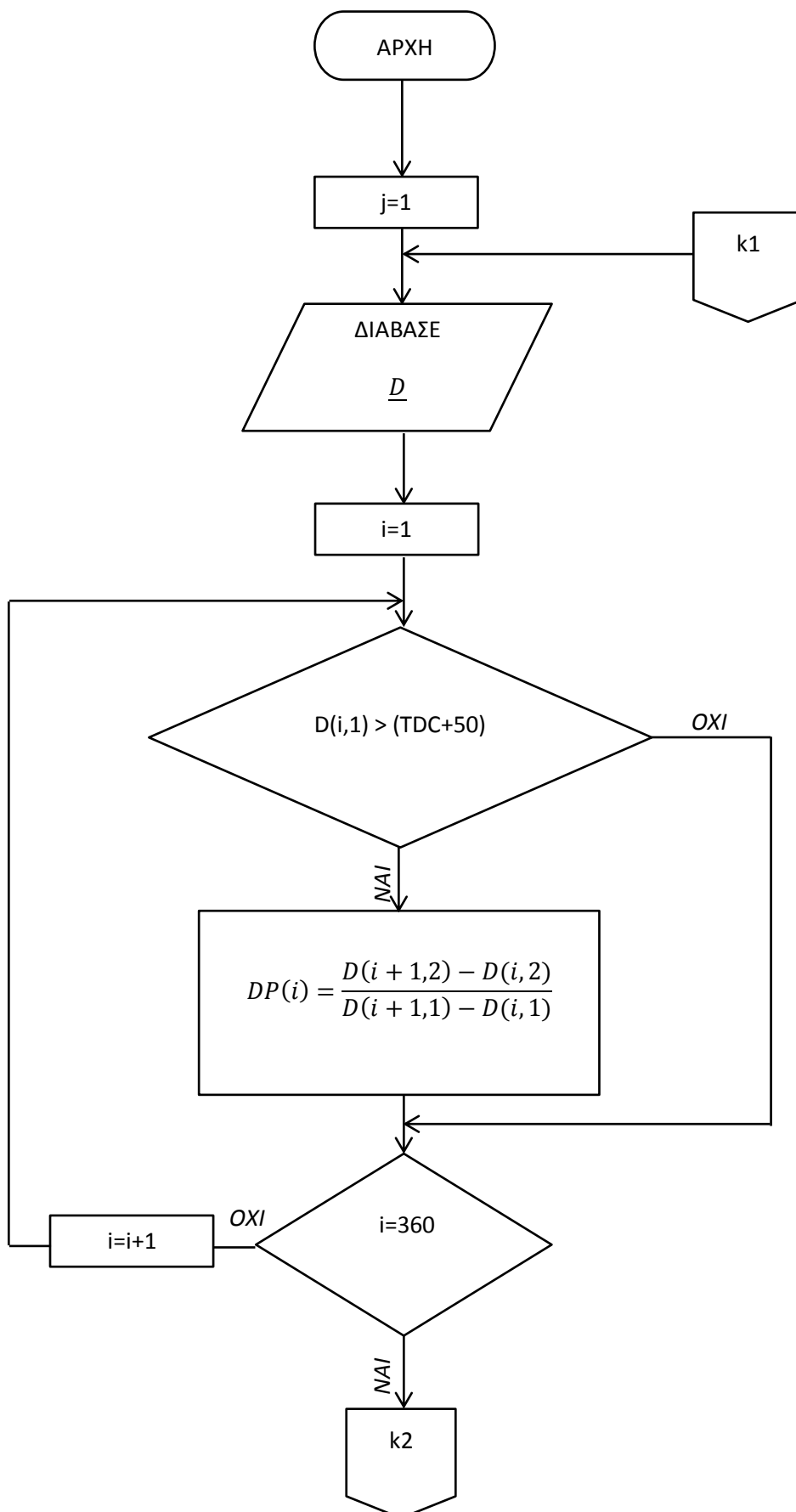
EXH. V/V opens at 35.74 deg before BDC

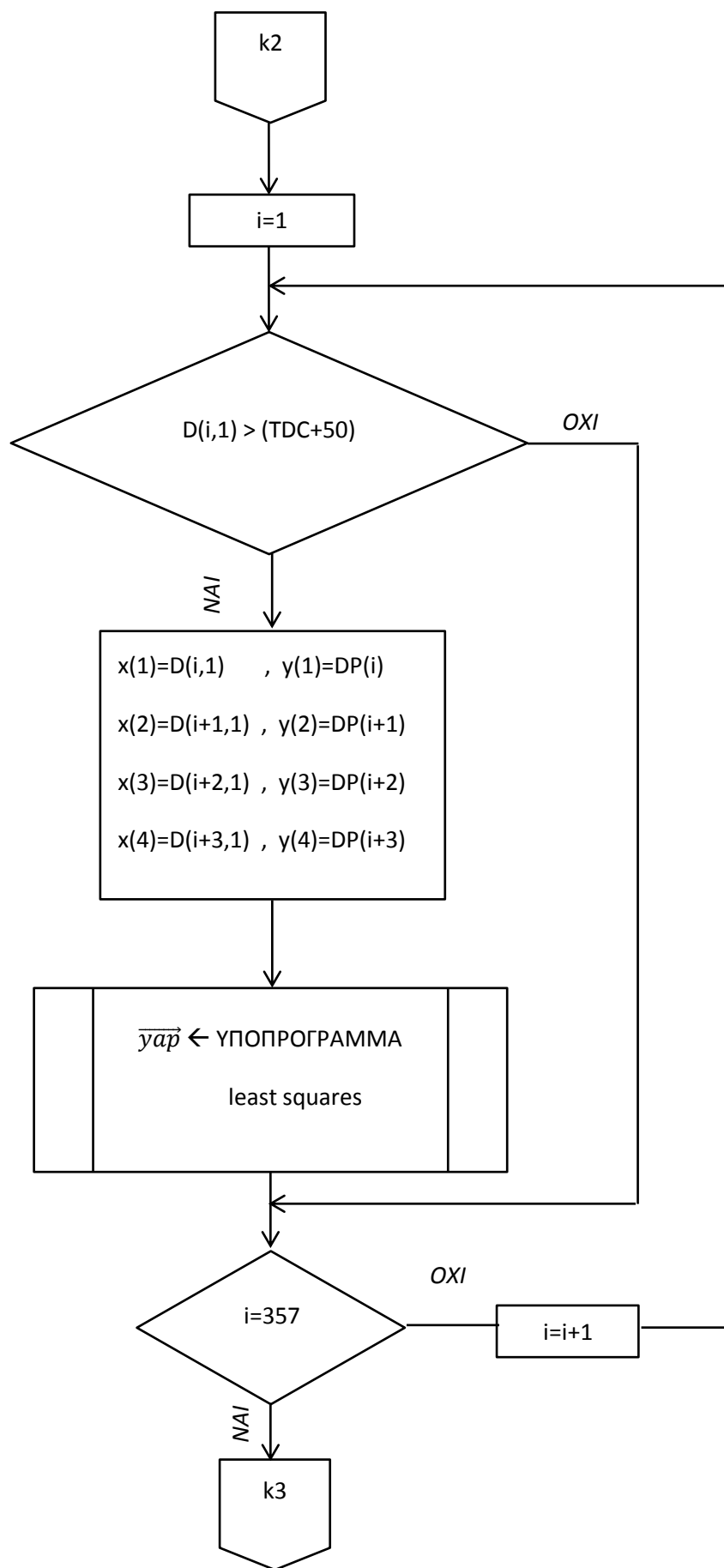
CYL # 7

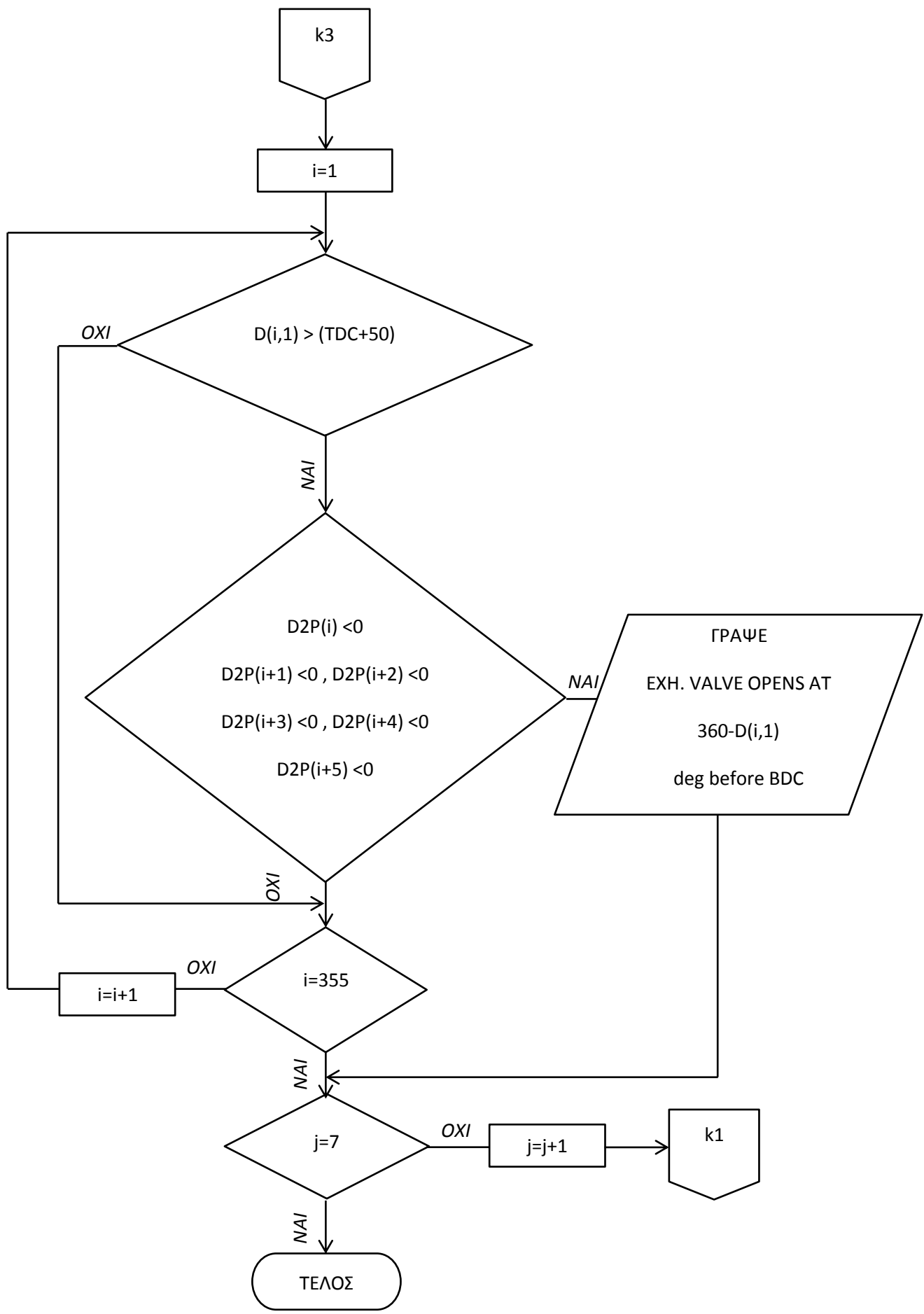
EXH. V/V opens at 36.92 deg before BDC

Το περιεχόμενο του αρχείου result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος exhaust_valve_opening_angle_determination.f σε δεδομένα τετράχρονο επτακύλινδρο κινητήρα Diesel εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής πλοίου .

- Διάγραμμα ροής του προγράμματος exhaust_valve_opening_angle_determination.f







4.2.2 Προσδιορισμός του κλεισίματος της βαλβίδα εξαγωγής 2-X κινητήρα Diesel

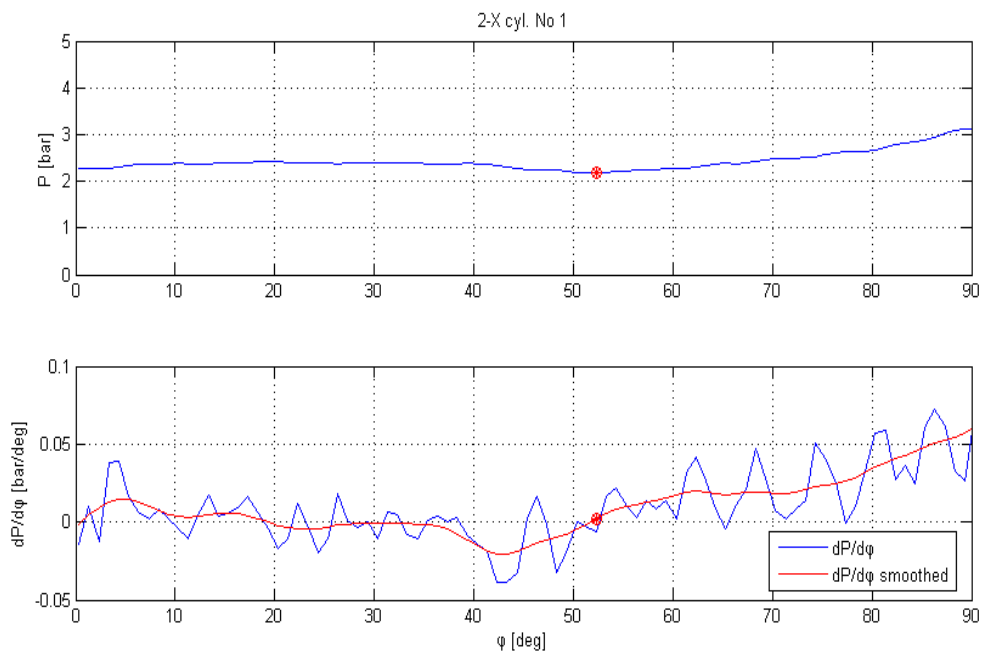
Στο δίχρονο αργόστροφο κινητήρα Diesel όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΚΝΣ η βαλβίδα εξαγωγής και οι θυρίδες εισαγωγής είναι ανοικτές. Η πίεση του κυλίνδρου είναι περίπου ίση με την πίεση σάρωσης. Όταν το έμβολο καθώς ανέρχεται καλύψει τις θυρίδες εισαγωγής η βαλβίδα εξαγωγής παραμένει ανοικτή, με αποτέλεσμα η πίεση του κυλίνδρου να μειώνεται, τείνοντας να εξισωθεί με την πίεση που επικρατεί στον οχετό εξαγωγής. Αυτό συμβαίνει μέχρι τη στιγμή που κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής, άρα την έναρξη της συμπίεσης.

Επομένως στο κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής εμφανίζεται τοπικό ελάχιστο της πίεσης του κυλίνδρου, στο διάστημα μεταξύ της γωνίας στροφάλου στην οποία καλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής από το έμβολο και του ΑΝΣ.

Στις παρατηρήσεις αυτές επί της μορφής του δυναμοδεικτικού διαγράμματος βασίστηκε η ανάπτυξη του προγράμματος `exhaust_valve_closing_angle determination.f`. Είσοδος του προγράμματος είναι τα αρχεία `EXP#` του κινητήρα και έξοδος ένα αρχείο `result.txt` στο οποίο τυπώνεται η γωνία στροφάλου στην όπου κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής του κάθε κυλίνδρου. Στο πρόγραμμα αυτό εκτελούνται τα ακόλουθα:

- Τα μετρητικά δεδομένα που περιέχονται στο αρχείο `EXP` του κάθε κυλίνδρου αποθηκεύονται στον πίνακα \underline{D} . Στην πρώτη στήλη αποθηκεύεται η γωνία στροφάλου και στη δεύτερη στήλη αποθηκεύεται η πίεση εντός του κυλίνδρου.
- Για κάθε γωνία στροφάλου από το ΚΝΣ έως τις 90° πριν το ΑΝΣ ($\text{ΚΝΣ}, \text{ΑΝΣ}-90^\circ$) υπολογίζεται η 1^η παράγωγος της πίεσης με πρόσω διαφορές $DP(i)$.
- Ακολουθεί η εξομάλυνση του διανύσματος της 1^{ης} παραγώγου τη πίεσης \overline{DP} που επιτελείται από την υπορουτίνα `smooth`.
- Ξεκινώντας από τις 90° πριν το ΑΝΣ με φορά προς το ΚΝΣ εντοπίζεται το σημείο μηδενισμού της 1^{ης} παραγώγου της πίεσης. Το σημείο αυτό ταυτίζεται με το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής.

- **Αποτελέσματα**



Σχήμα 4.5 Τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος με ένδειξη του σημείου που κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής (άνω). Η 1^η παράγωγος της πίεσης πριν και μετά την εξομάλυνση (κάτω).

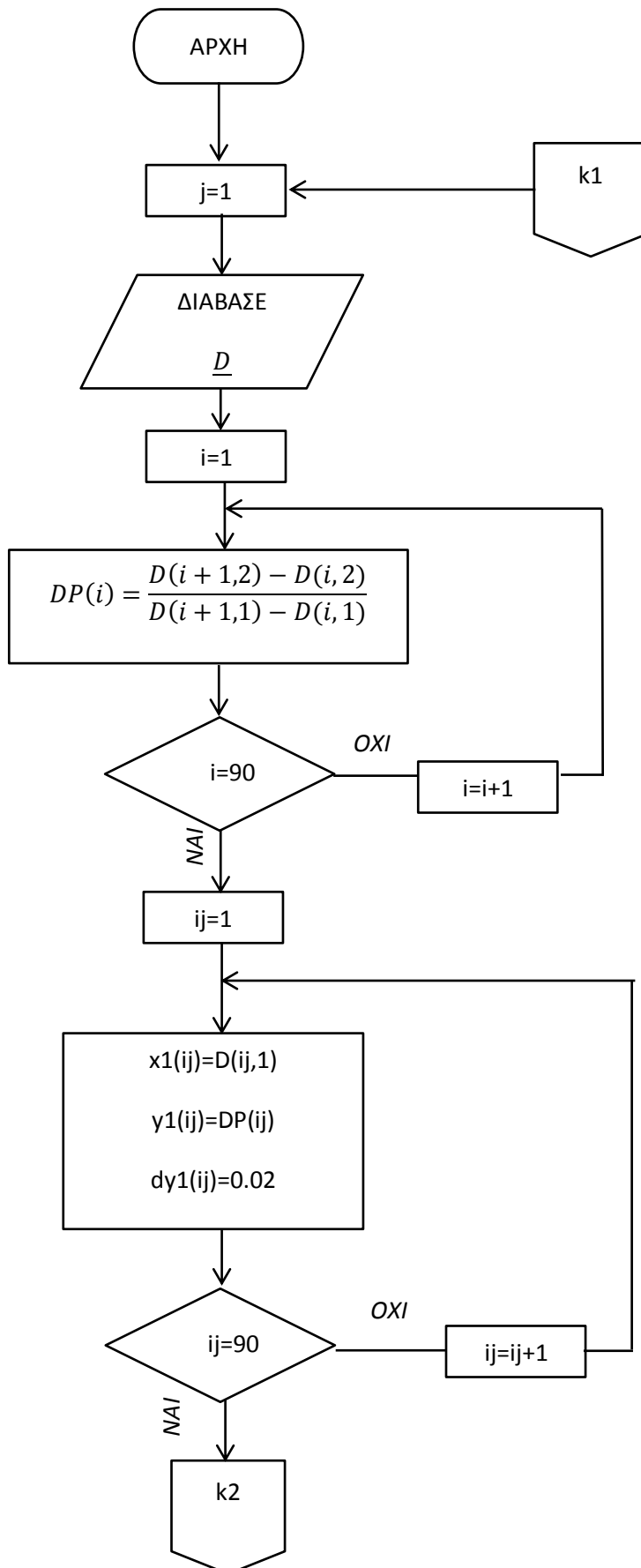
```

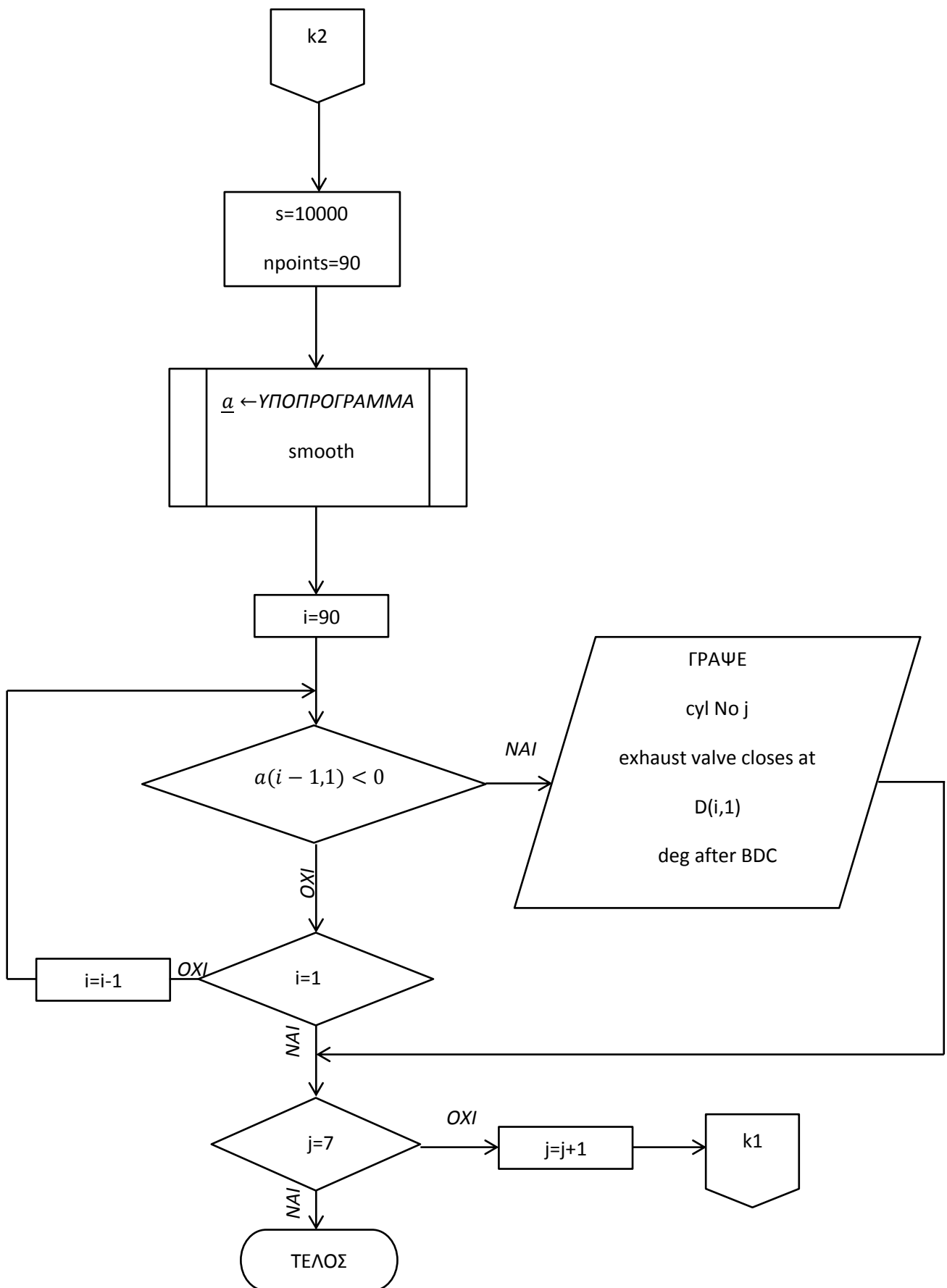
result.txt
2-X 7cyl.
cyl No 1
exhaust valve closes at 52.3 deg after BDC
cyl No 2
exhaust valve closes at 52.6 deg after BDC
cyl No 3
exhaust valve closes at 52.7 deg after BDC
cyl No 4
exhaust valve closes at 53.1 deg after BDC
cyl No 5
exhaust valve closes at 53.1 deg after BDC
cyl No 6
exhaust valve closes at 51.8 deg after BDC
cyl No 7
exhaust valve closes at 52.7 deg after BDC

```

Το περιεχόμενο του αρχείου result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος exhaust_valve_closing_angle_determination.f σε δεδομένα δίχρονου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel προωστήριας εγκατάστασης πλοίου.

- Διάγραμμα ροής του προγράμματος exhaust_valve_closing_angle_determination.f





4.3 Προσδιορισμός του χρονισμού των βαλβίδων με τη μέθοδο της προσαρμογής

Όπως έχει είδη αναφερθεί, η παραγωγή διακριτών δεδομένων μεγενθύνει τα τυχαία σφάλματα της μέτρησης. Γεγονός που δυσχεραίνει την εξαγωγή σωστών αποτελεσμάτων και οδηγεί στην αναζήτηση μεθόδων που την υποκαθιστούν. Η μέθοδος που εξυπηρετεί αυτό το σκοπό για τον προσδιορισμό του χρονισμού των βαλβίδων είναι η εκθετική προσαρμογή στις καμπύλες συμπίεσης και αποτόνωσης.

Η προσαρμοσμένη καμπύλη αποτόνωσης αναπαριστά την καμπύλη αποτόνωσης αν δεν άνοιγε η βαλβίδα εξαγωγής. Η προσαρμοσμένη καμπύλη συμπίεσης αναπαριστά την καμπύλη συμπίεσης αν η βαλβίδα εξαγωγής στο δίχρονο και η βαλβίδα εισαγωγής στον τετράχρονο κινητήρα ήταν κλειστή από το ΚΝΣ, με μάζα αέρα στον κύλινδρο ίση με αυτή που περιέχεται κατά το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής στο δίχρονο και της βαλβίδας εισαγωγής στον τετράχρονο κινητήρα. Επομένως η απόκλιση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος από τις προσαρμοσμένες καμπύλες δείχνει το χρονισμό των βαλβίδων.

Προκειμένου να ευρεθεί η καμπύλη που υπακούει στο νόμο

$$PV^n = C \quad (4.21)$$

και προσαρμόζεται ικανοποιητικά στα πραγματικά δεδομένα, λαμβάνεται ένα δείγμα 20 σημείων ($V(i), P(i)$) από το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, κατά τη φάση της συμπίεσης και της αποτόνωσης αντίστοιχα. Ακολουθεί ο υπολογισμός του φυσικού λογαρίθμου του δείγματος ($\ln V(i), \ln P(i)$) και με εφαρμογή της μεθόδου των ελαχίστων τετραγώνων, προσδιορίζεται η ευθεία προσαρμογής.

$$\ln \hat{P} = a \ln \hat{V} + \ln C \quad (4.22)$$

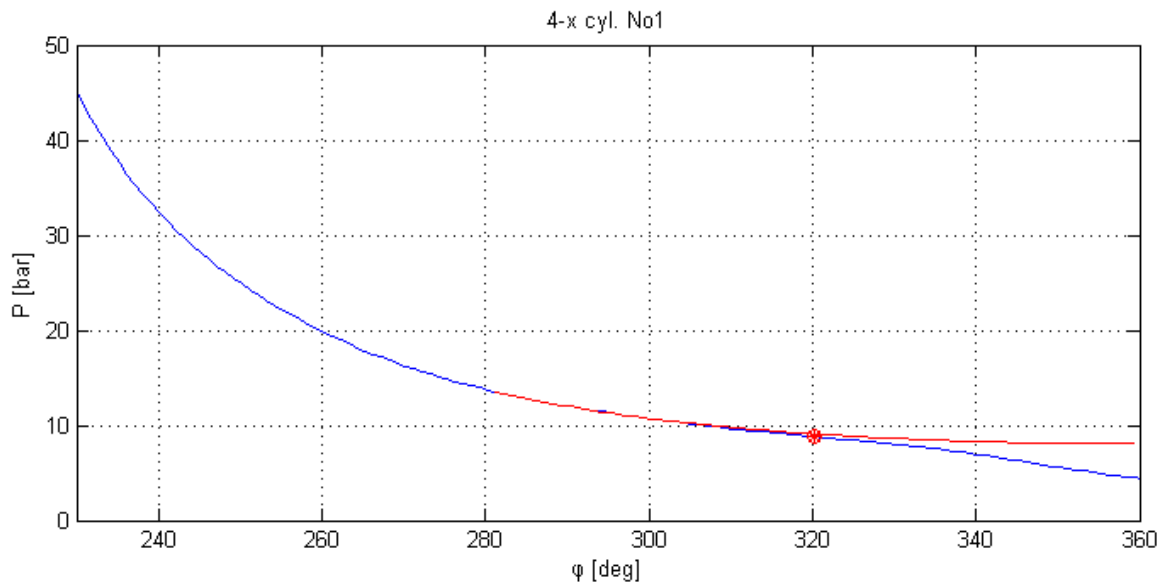
Τελικά η καμπύλη προσαρμογής είναι

$$\hat{P}\hat{V}^{(-a)} = C \quad (4.23)$$

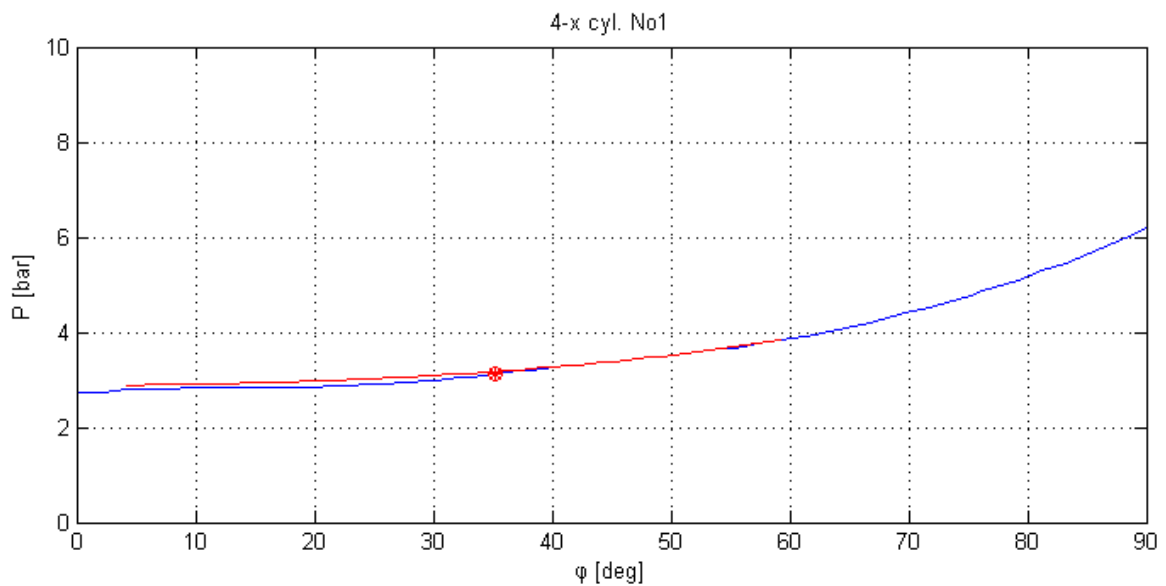
Τα παραπάνω εκτελούνται στο πρόγραμμα `valve_timing_curvefit.f`

- **Αποτελέσματα**

Από την εκτέλεση του προγράμματος `valve_timing_curvefit.f` σε δεδομένα τετράχρονου επτακύλινδρου κινητήρα diesel εξάγονται τα παρακάτω αποτελέσματα.



Σχήμα 4.6 Τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος κατά την αποτόνωση, με ένδειξη του ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής.



Σχήμα 4.7 Τμήμα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος κατά τη συμπίεση, με ένδειξη του σημείου όπου κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής.

result.txt

4-x 7cyl.

CYL # 1

EXH. V/V OPENS AT 39.77 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 35.23 deg after BDC

CYL # 2

EXH. V/V OPENS AT 43.86 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 35.14 deg after BDC

CYL # 3

EXH. V/V OPENS AT 44.83 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 34.17 deg after BDC

CYL # 4

EXH. V/V OPENS AT 36.05 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 34.95 deg after BDC

CYL # 5

EXH. V/V OPENS AT 38.58 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 34.42 deg after BDC

CYL # 6

EXH. V/V OPENS AT 41.20 deg before BDC

INLET V/V CLOSES AT 30.80 deg after BDC

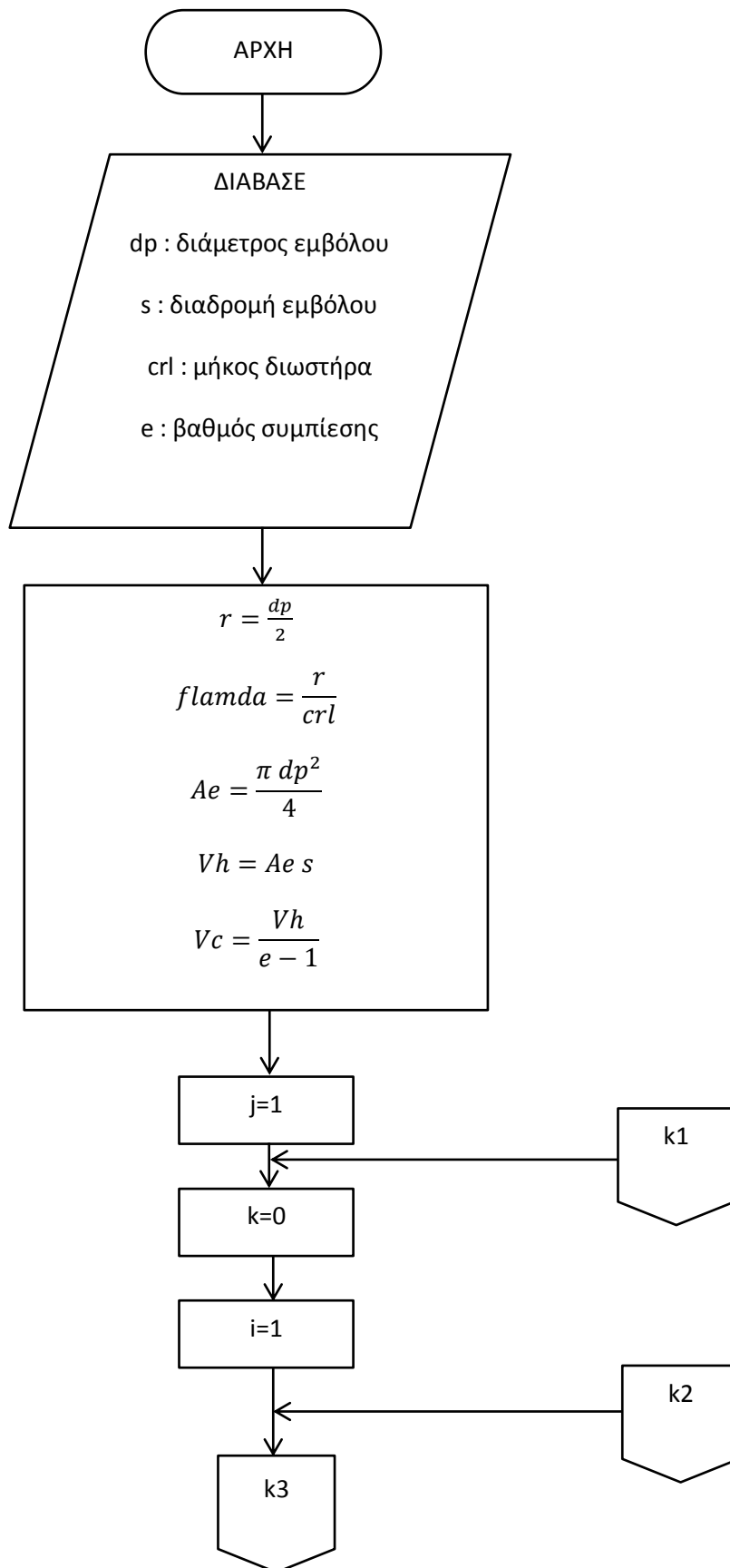
CYL # 7

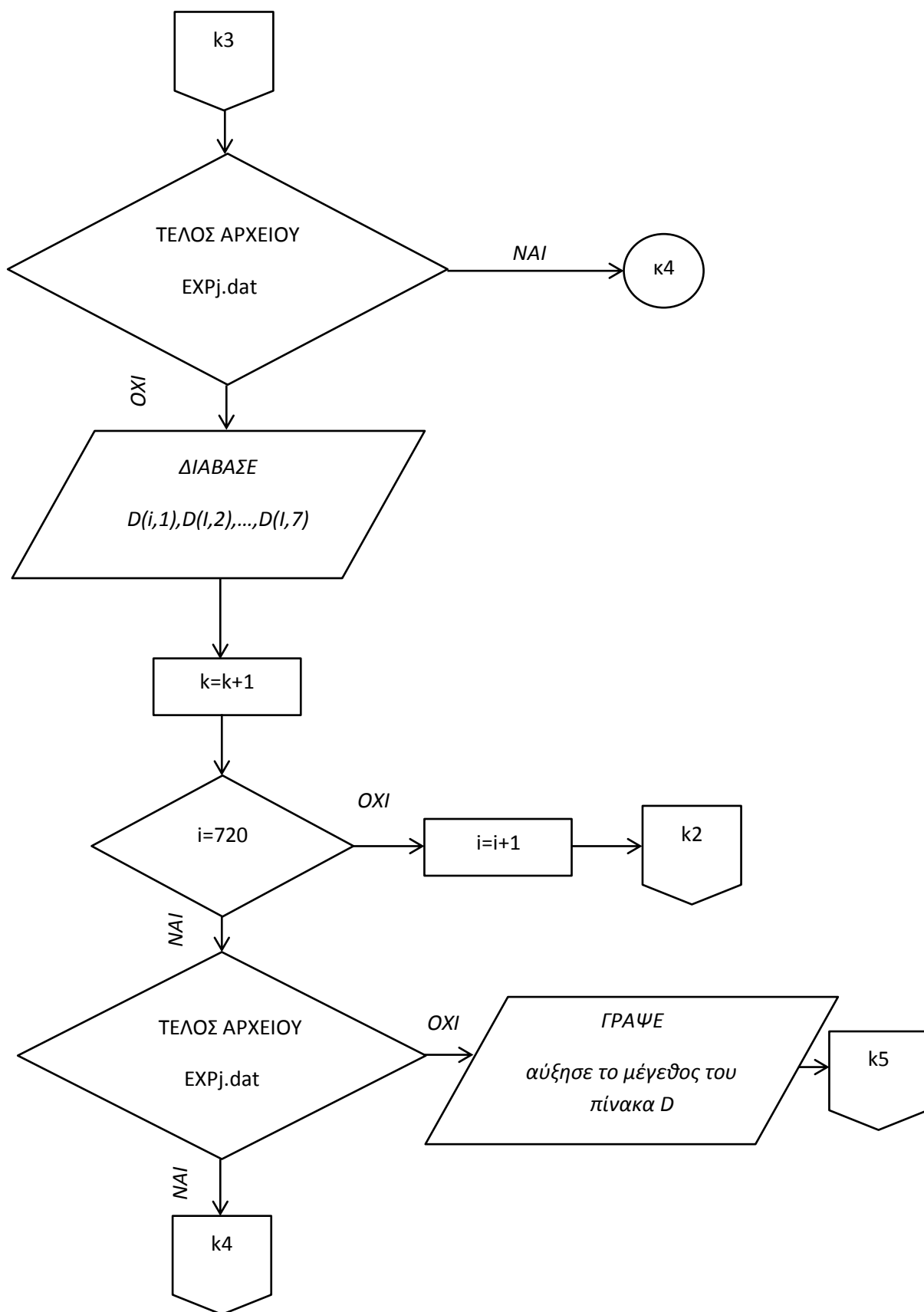
EXH. V/V OPENS AT 42.22 deg before BDC

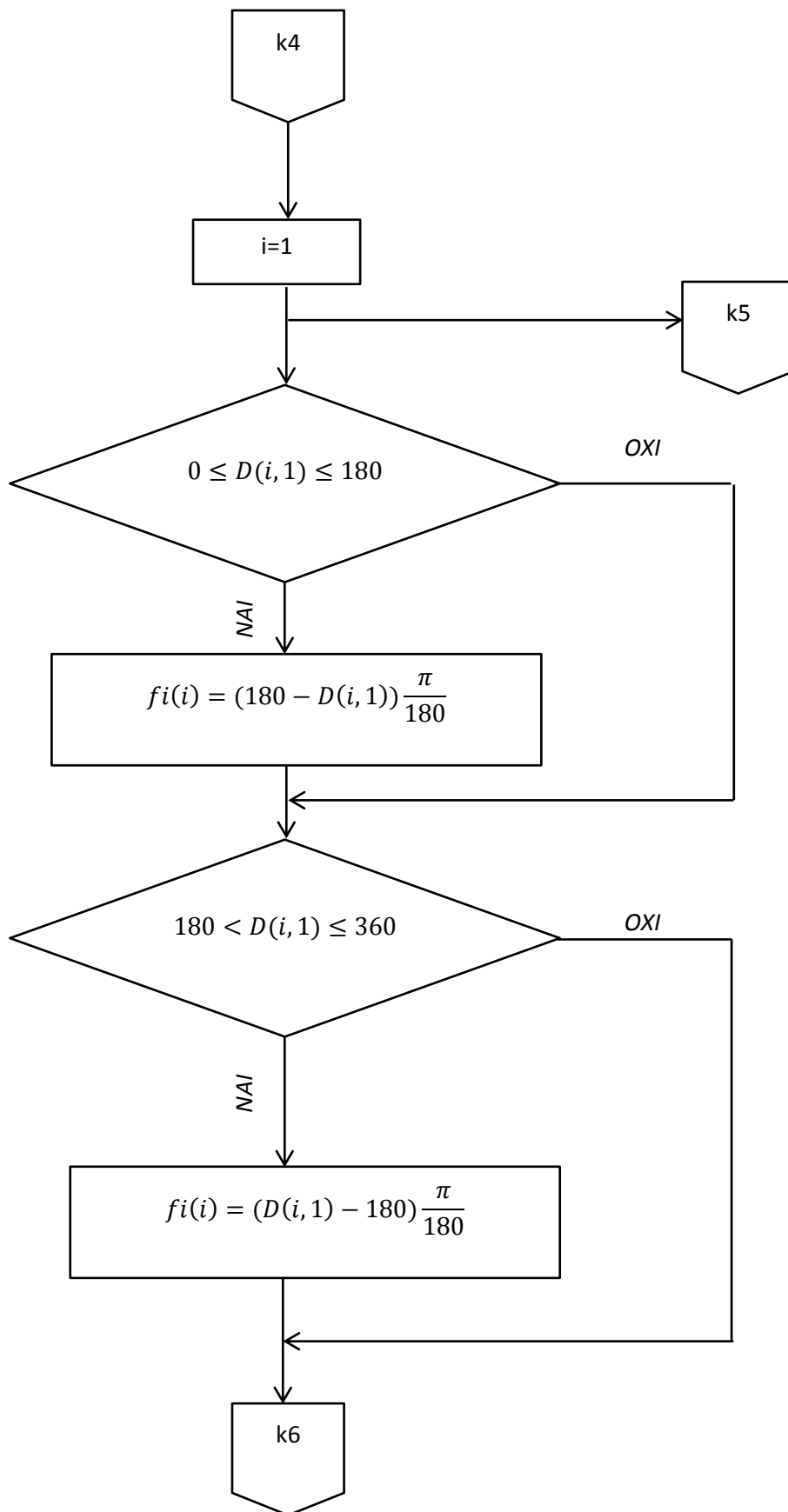
INLET V/V CLOSES AT 36.78 deg after BDC

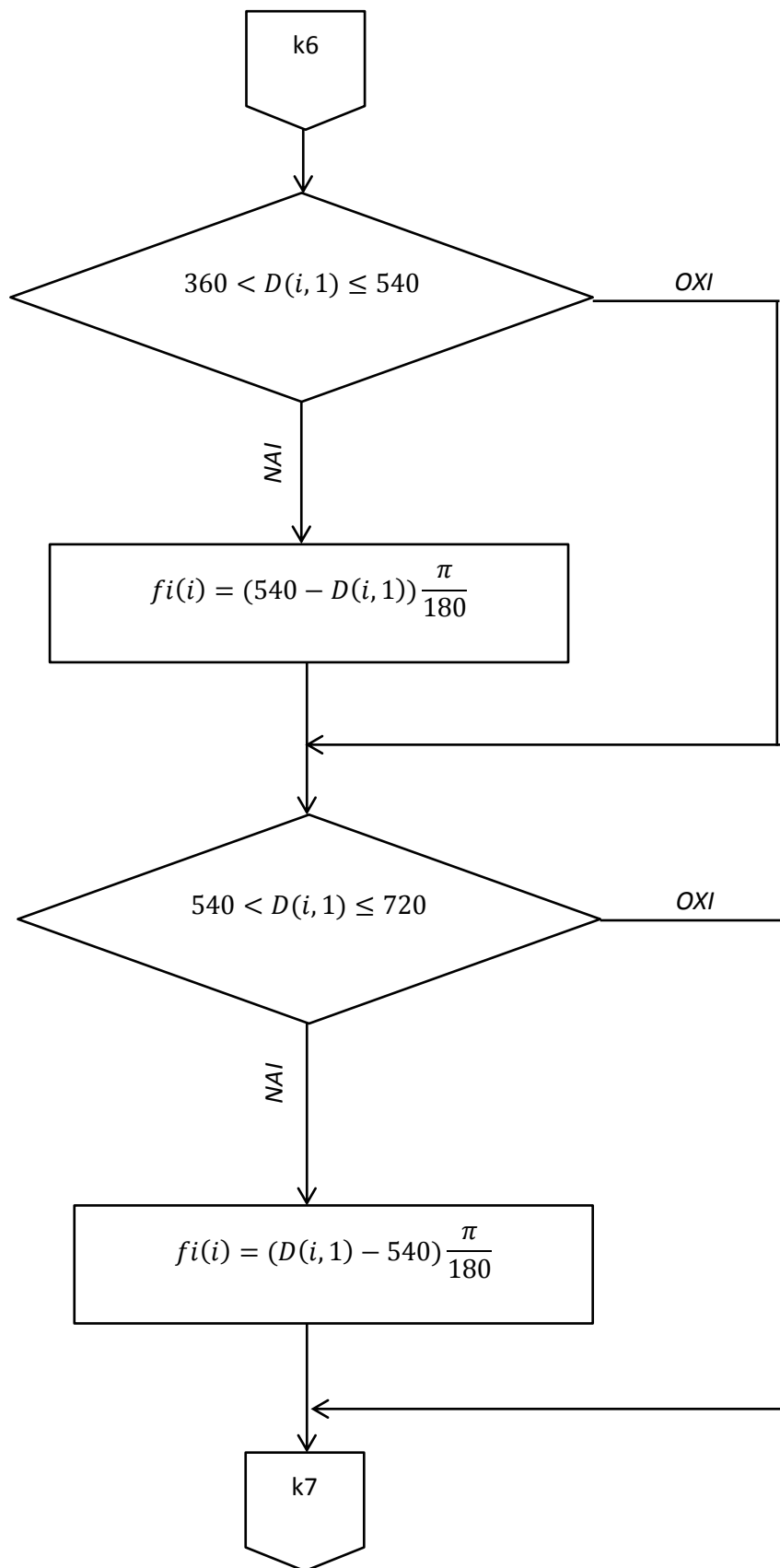
Το περιεχόμενο του αρχείου result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος valve_timing_curvefit.f σε δεδομένα τετράχρονου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής πλοίου.

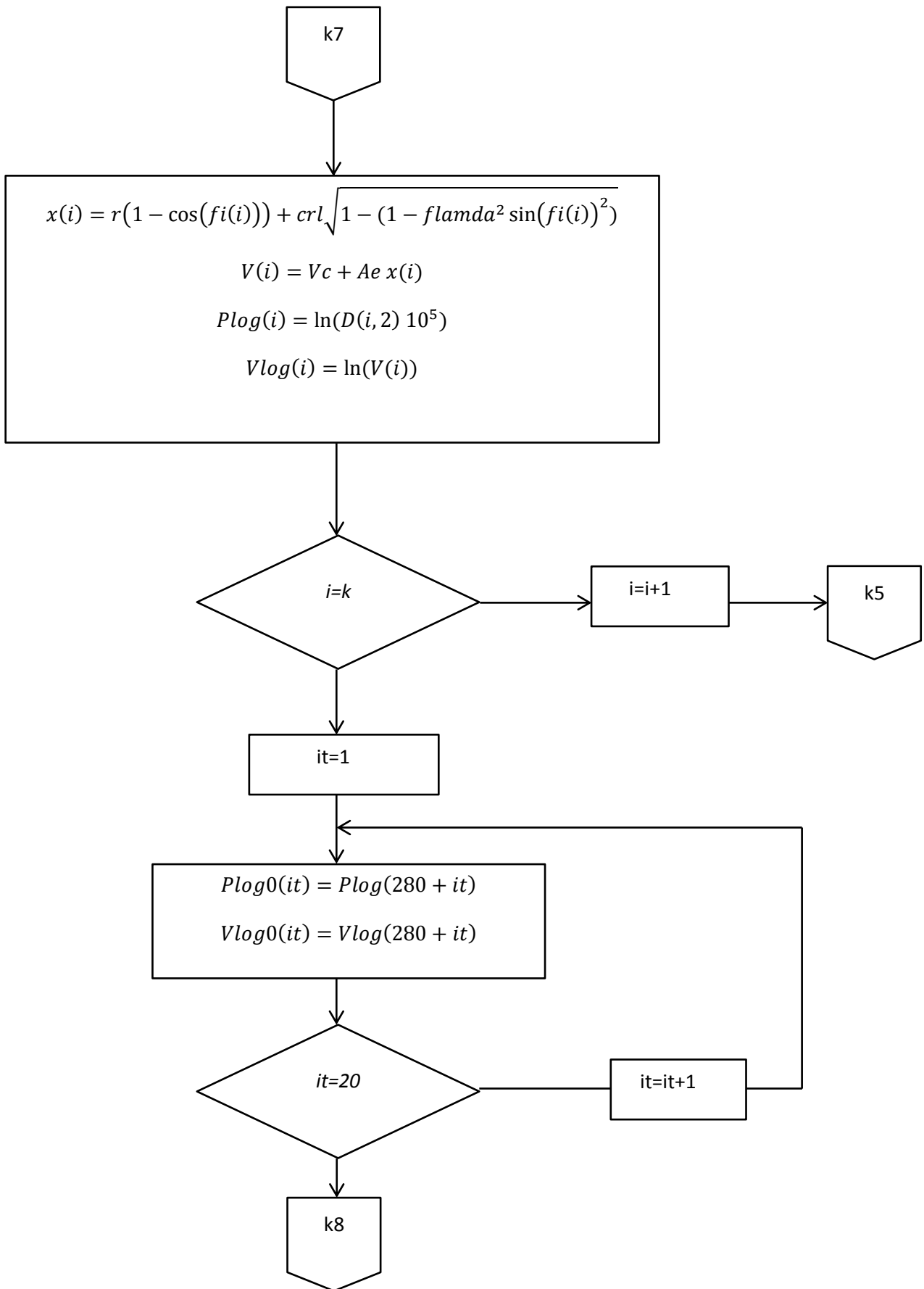
- Διάγραμμα ροής του προγράμματος valve_timing_curvefit.f

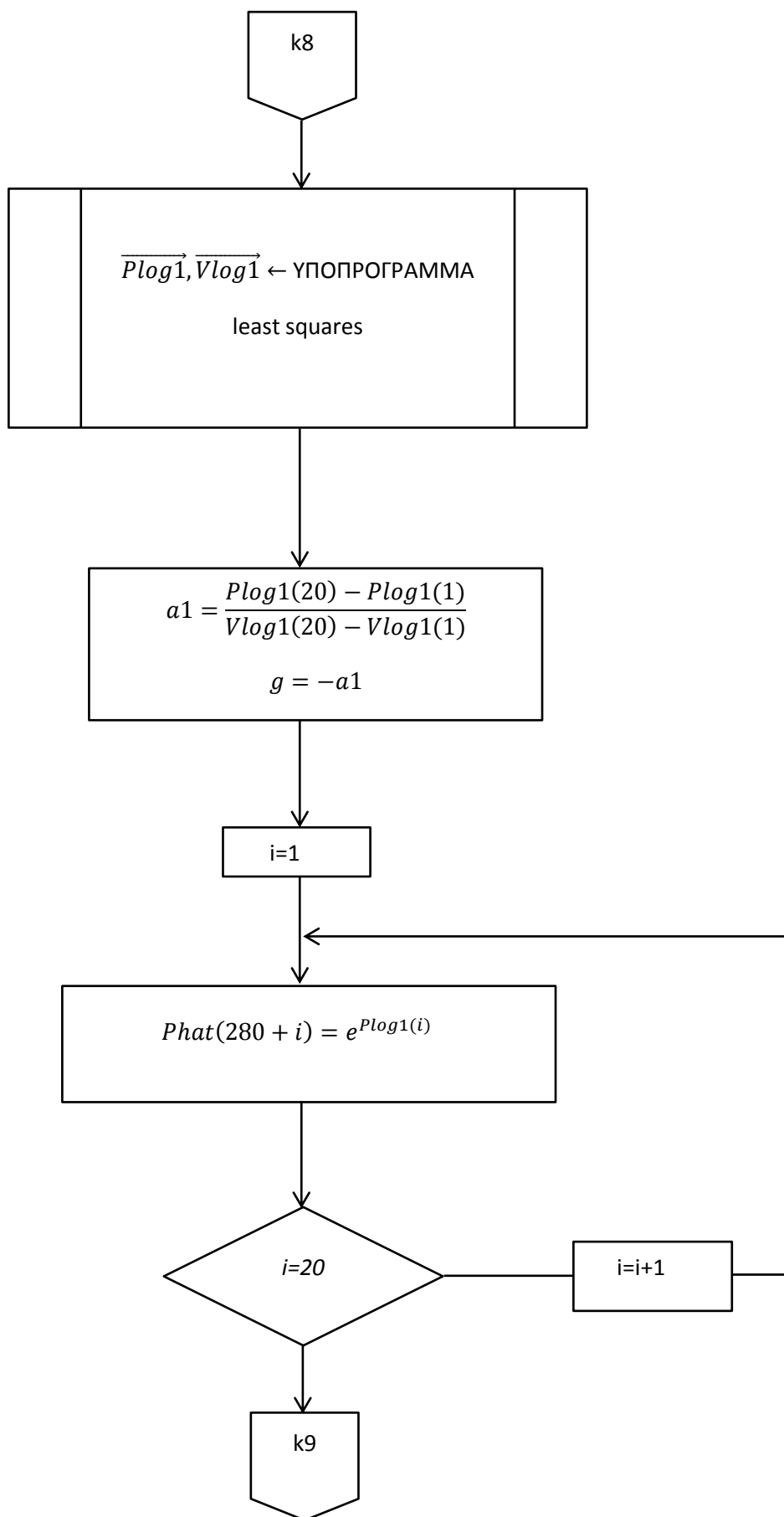


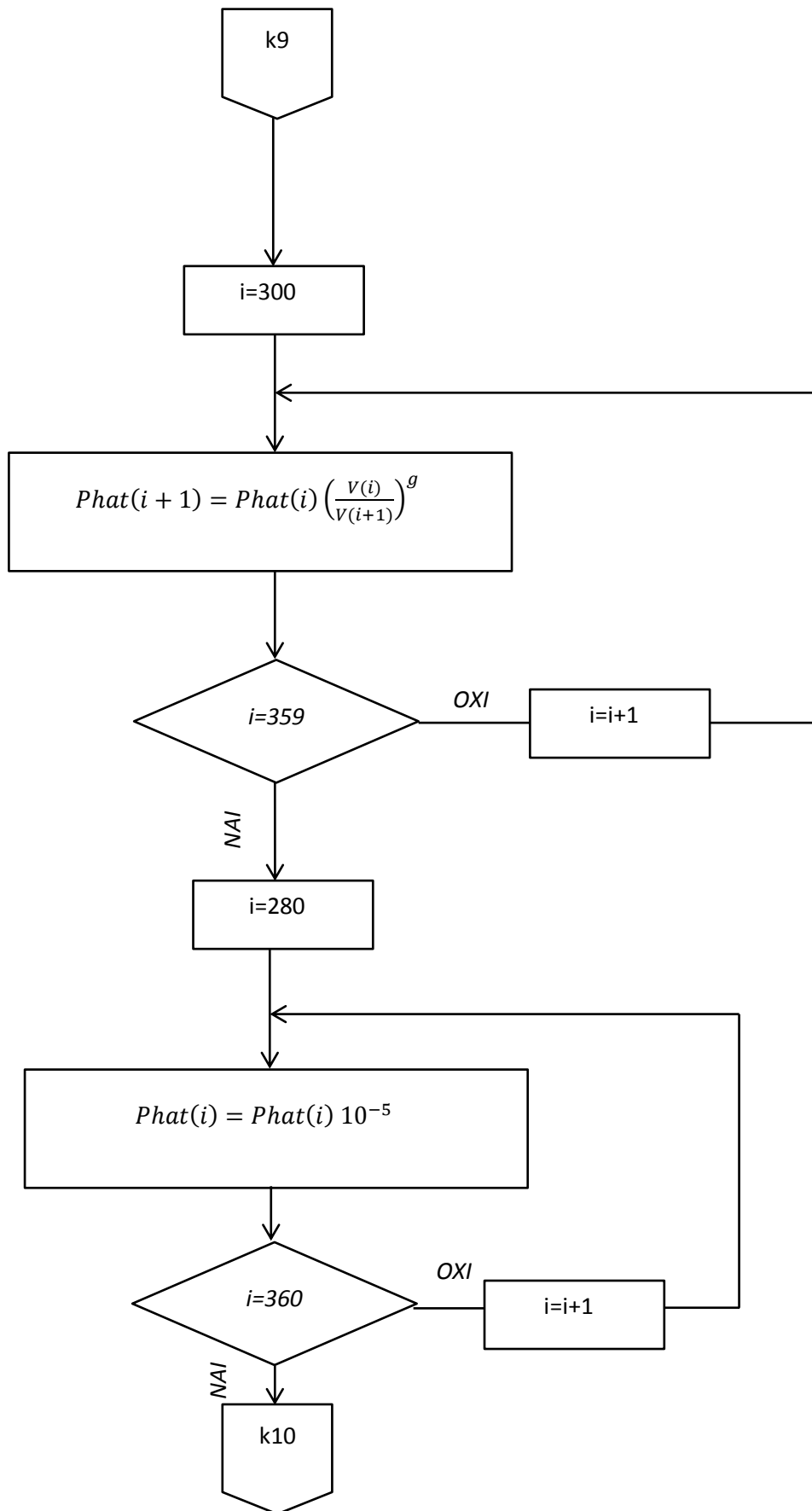


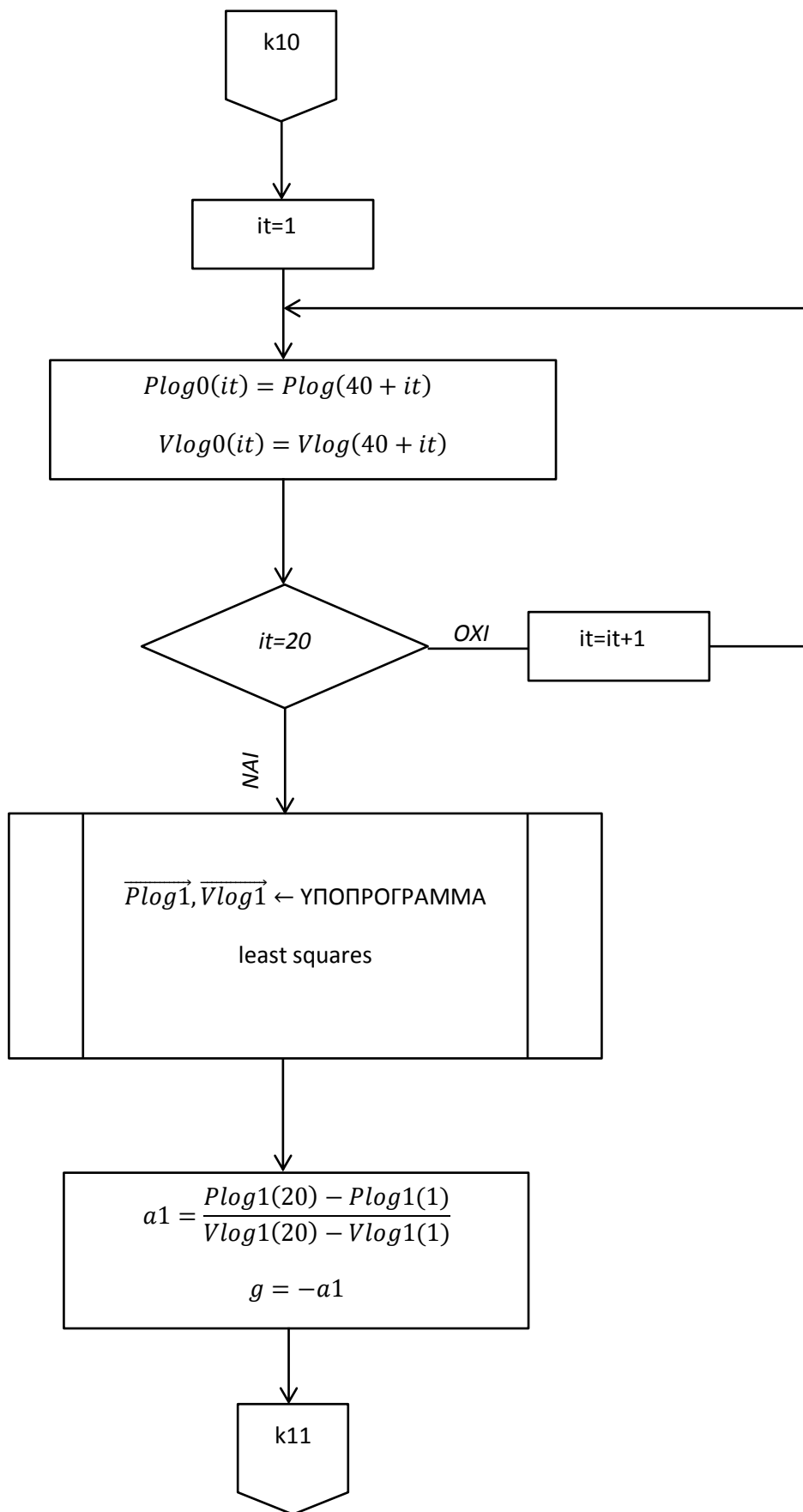


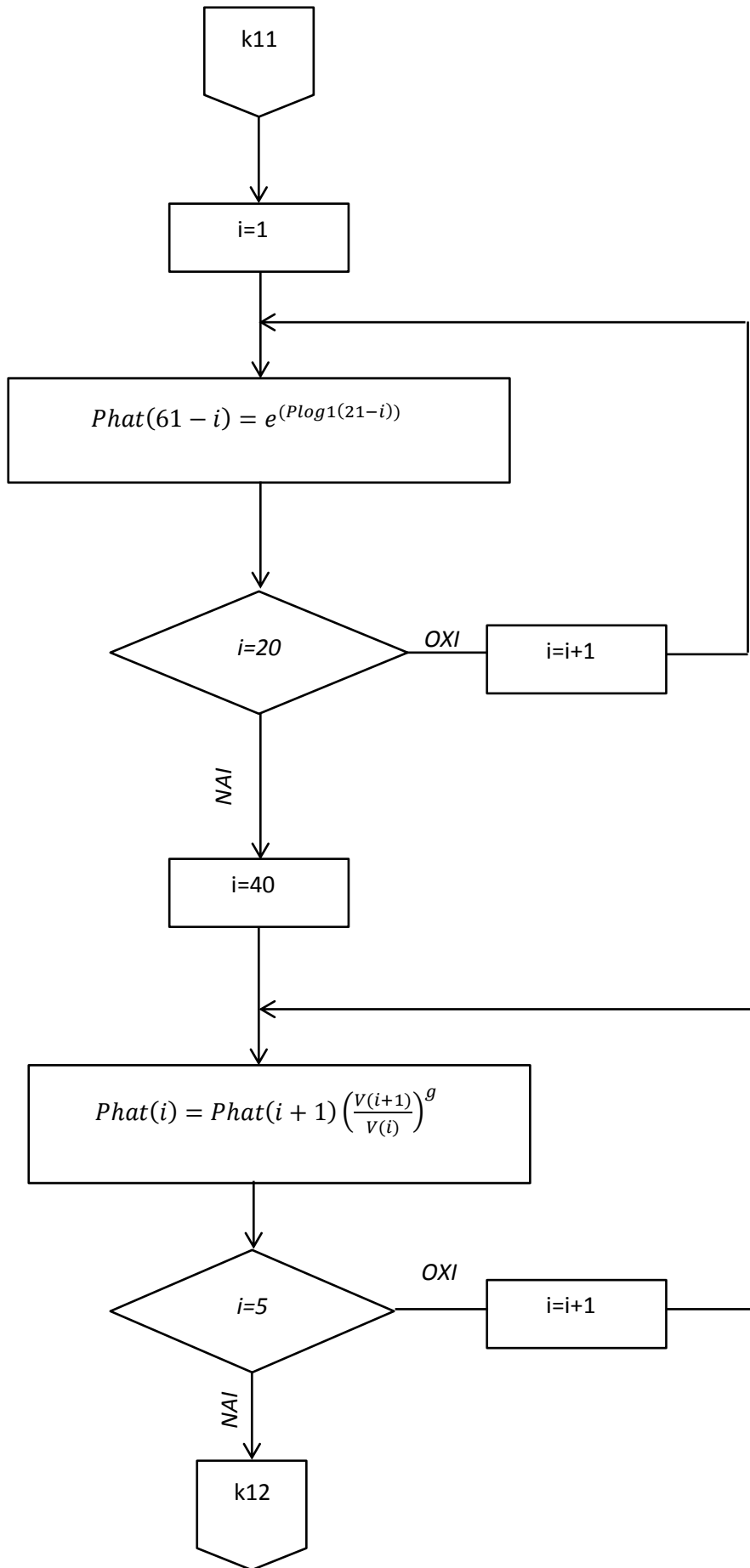


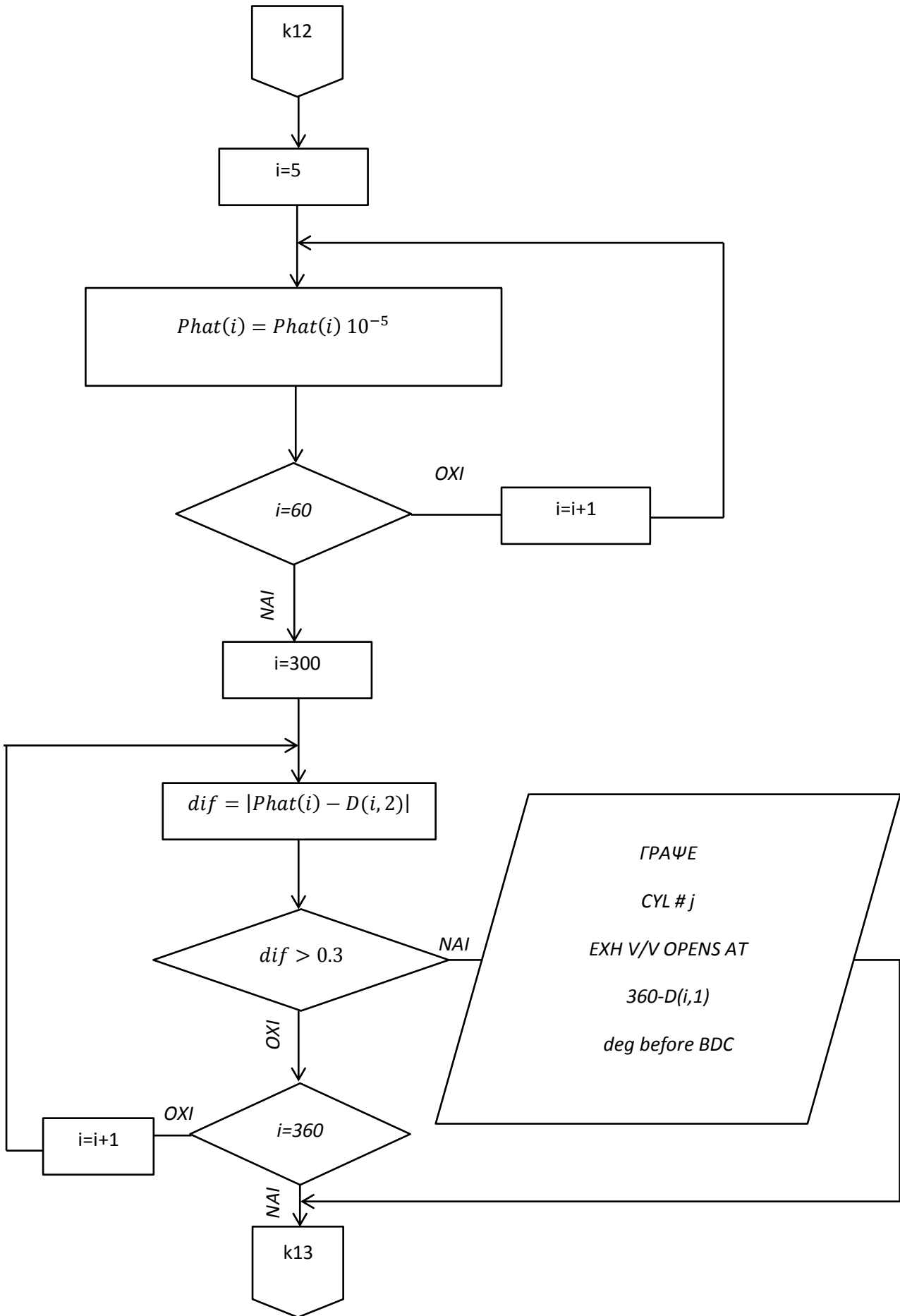


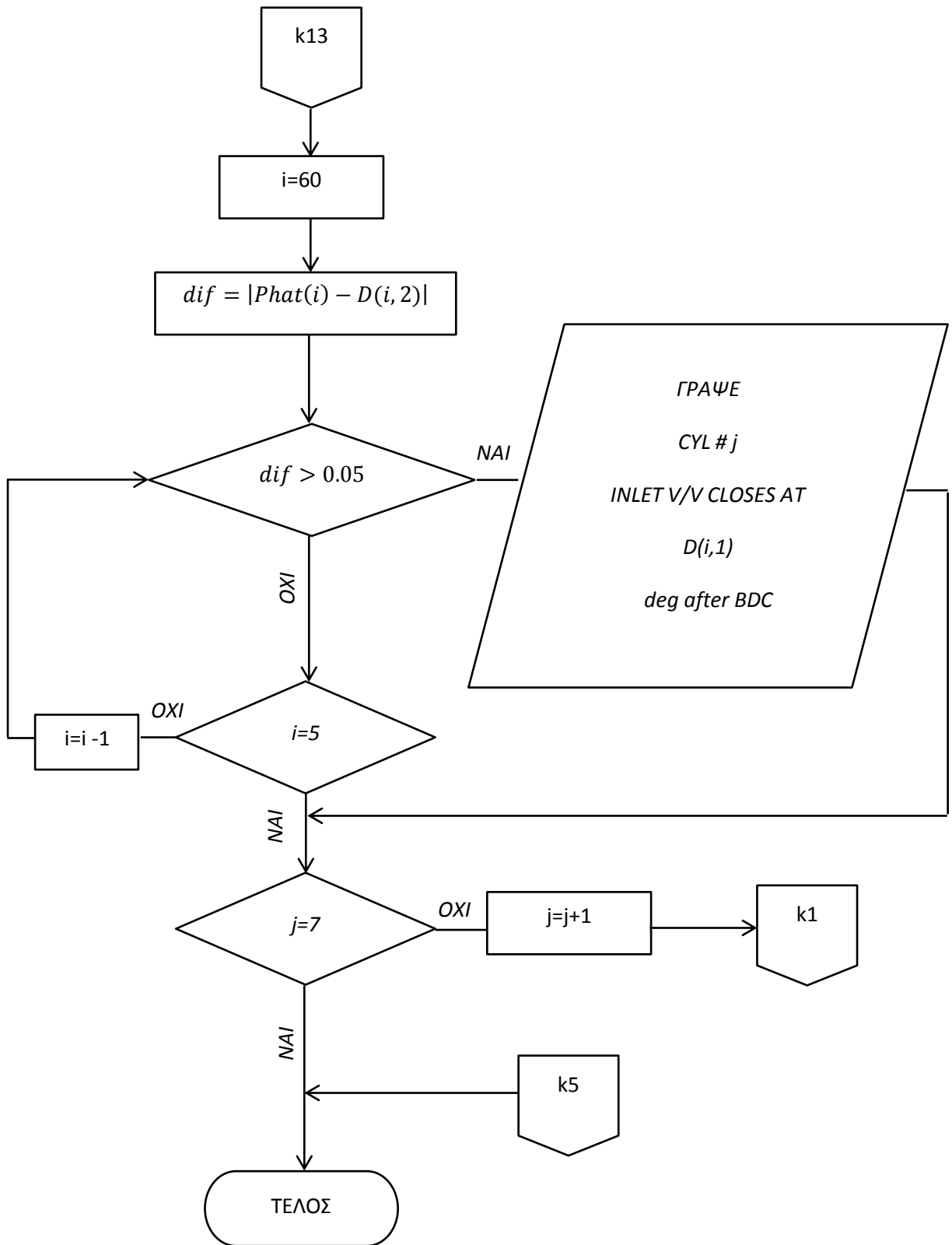












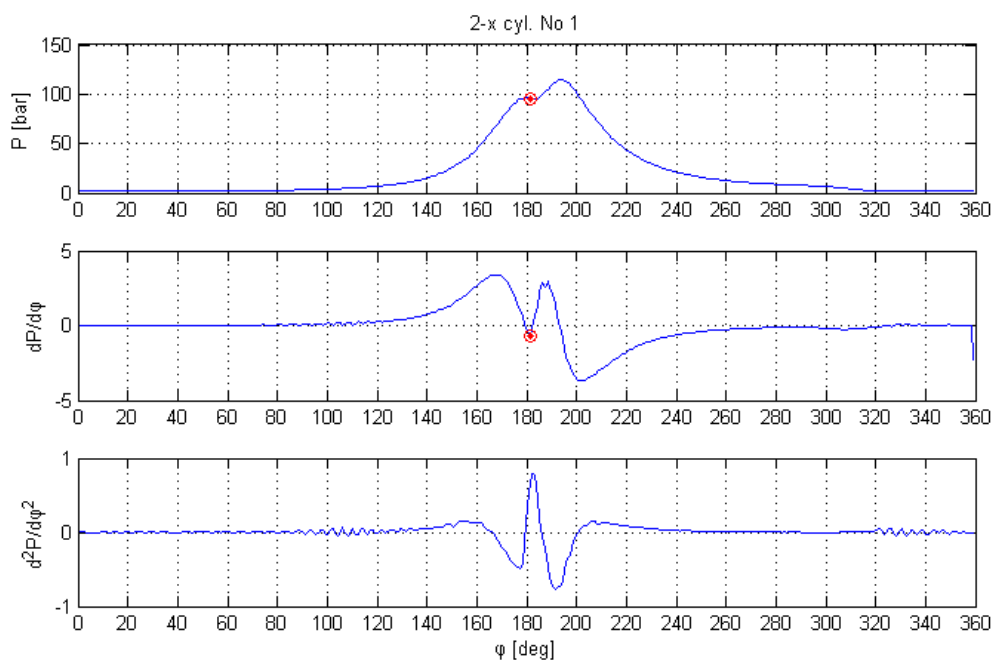
4.4 Προσδιορισμός της γωνίας εναύσεως

Σε έναν υγιή κύλινδρο η καμπύλη $P(\varphi)$ από τις 30° πριν το $AN\Sigma$ έως τις 30° μετά το $AN\Sigma$ παρουσιάζει τέσσερα σημεία καμπής. Στο διάστημα αυτό λαμβάνει χώρα η έναυση η οποία απεικονίζεται με μία απότομη αύξηση της 1ης παραγώγου της πίεσης ή αλλιώς ως τοπικό ελάχιστο της 1^{ης} παραγώγου στο διάστημα μεταξύ του πρώτου και του τρίτου σημείου καμπής.

Ο αλγόριθμος προσδιορισμού της γωνίας εναύσεως συνίσταται αρχικά από τον εντοπισμό των σημείων μηδενισμού της δεύτερης παραγώγου $D2P(i)$, στο διάστημα $(AN\Sigma - 30^\circ, AN\Sigma + 30^\circ)$. Αν τα σημεία αυτά είναι τρία αποκλείεται η περίπτωση της μη εναύσεως, δηλαδή συμπίεση και αποτόνωση χωρίς καύση. Στη συνέχεια εντοπίζεται το τοπικό ελάχιστο της πρώτης παραγώγου μεταξύ του πρώτου και του τρίτου σημείου καμπής, το οποίο ταυτίζεται με το σημείο εναύσεως.

Σύμφωνα με τον παραπάνω αλγόριθμο είναι δομημένο το πρόγραμμα `ignition_angle_determination.f` το οποίο δέχεται ως είσοδο τα αρχεία `EXP#.dat` και αποθηκεύει τα αποτελέσματα σε ένα αρχείο `ignition_result.txt`.

- **Αποτελέσματα**



Σχήμα 4.8 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου No 1 δίχρονου αργόστροφου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel, με ένδειξη του σημείου έναυσεως. Διαγράμματα της πρώτης και της δεύτερης παραγώγου της πίεσης.

ignition_result.txt

2-x 7cyl.

CYL No 1

ignition angle 1.3 deg

CYL No 2

ignition angle 1.6 deg

CYL No 3

ignition angle 1.7 deg

CYL No 4

ignition angle 1.1 deg

CYL No 5

ignition angle 1.1 deg

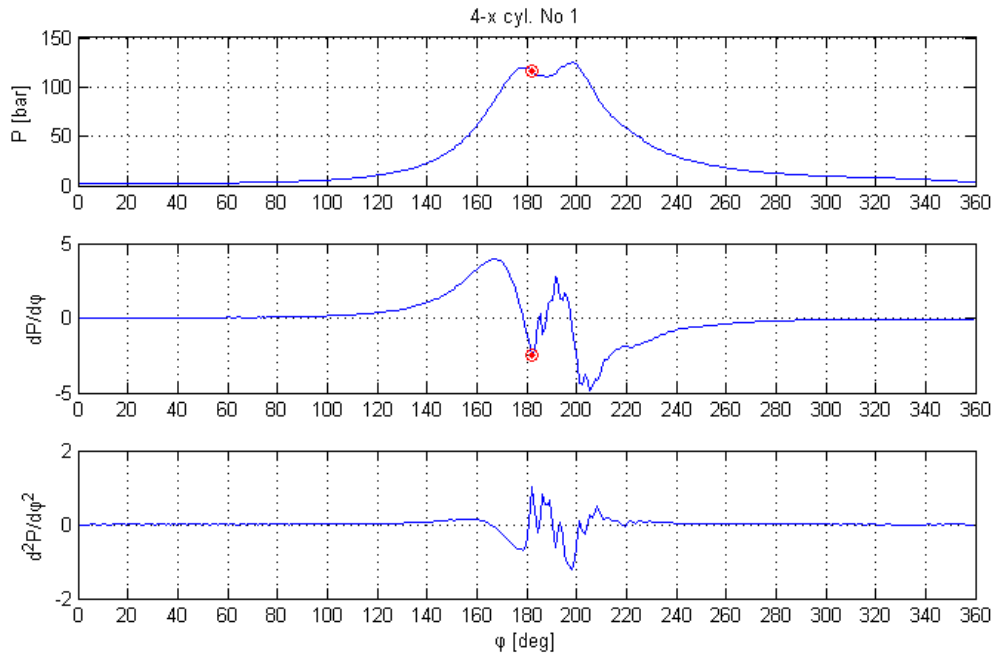
CYL No 6

ignition angle 1.8 deg

CYL No 7

ignition angle 1.7 deg

Το περιεχόμενο του αρχείου ignition_result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος ignition_angle_determination.f σε δεδομένα δίχρονου αργόστροφου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel εγκατάστασης πρόωσης πλοίου. Σημειώνεται ότι η τιμές των γωνιών έναυσης είναι θετικές για έναυση μετά και αρνητικές για έναυση πριν το ANΣ αντίστοιχα.



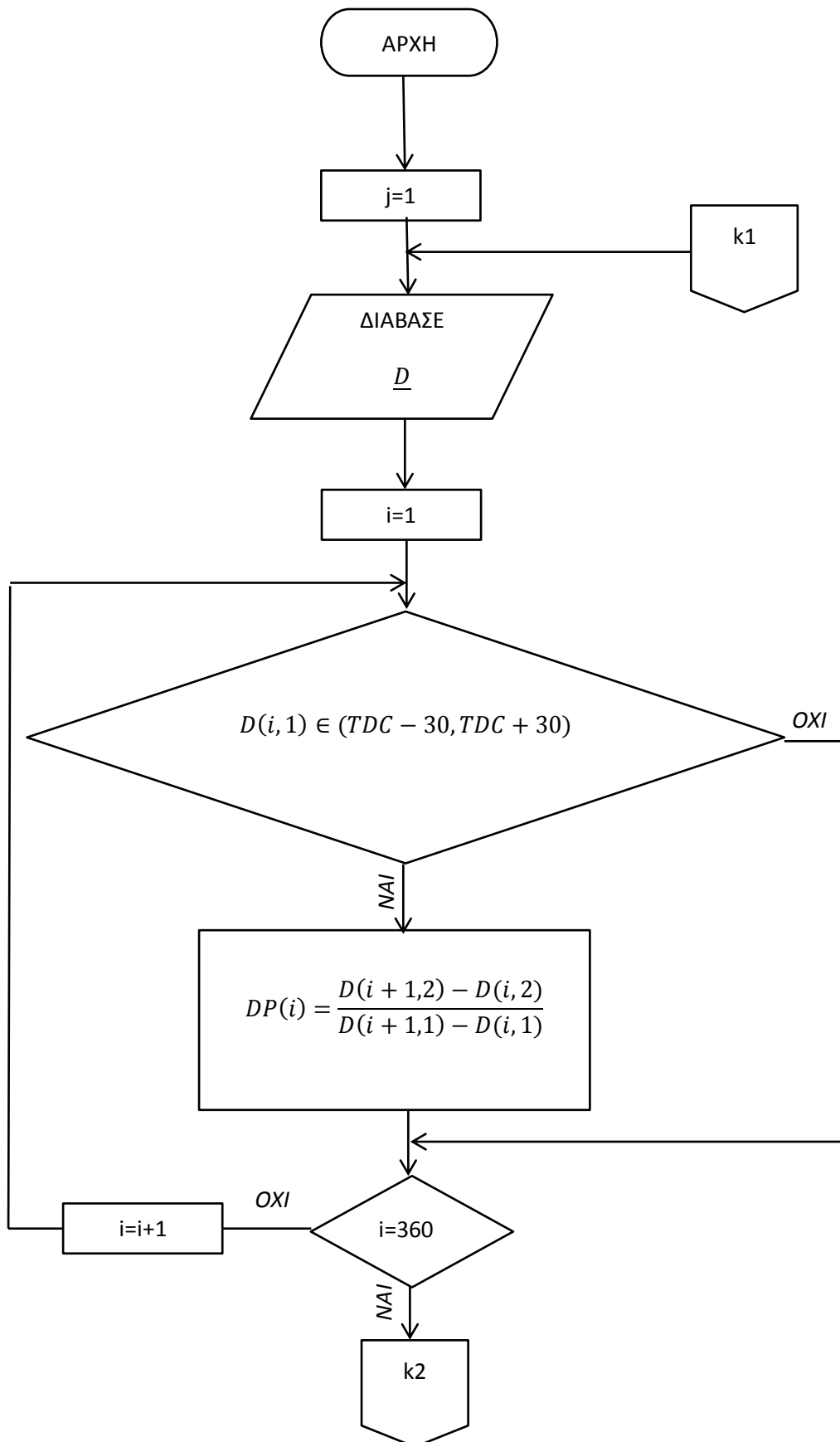
Σχήμα 4.9 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα του κυλίνδρου No 1 τετράχρονου μεσόστροφου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel, με ένδειξη του σημείου έναυσεως. Διαγράμματα της πρώτης και της δεύτερης παραγώγου της πίεσης.

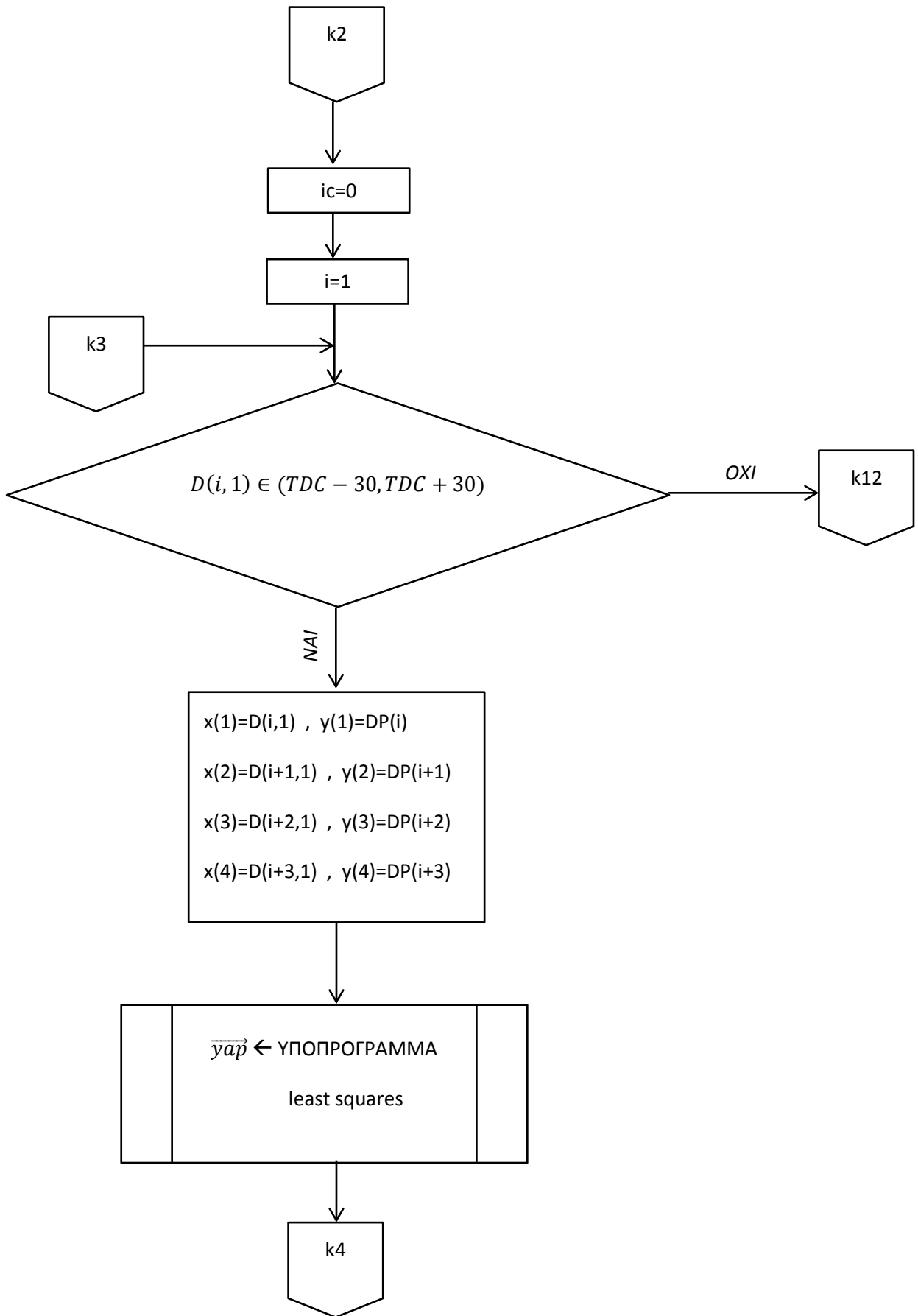
ignition_result.txt
4-x 7cyl.

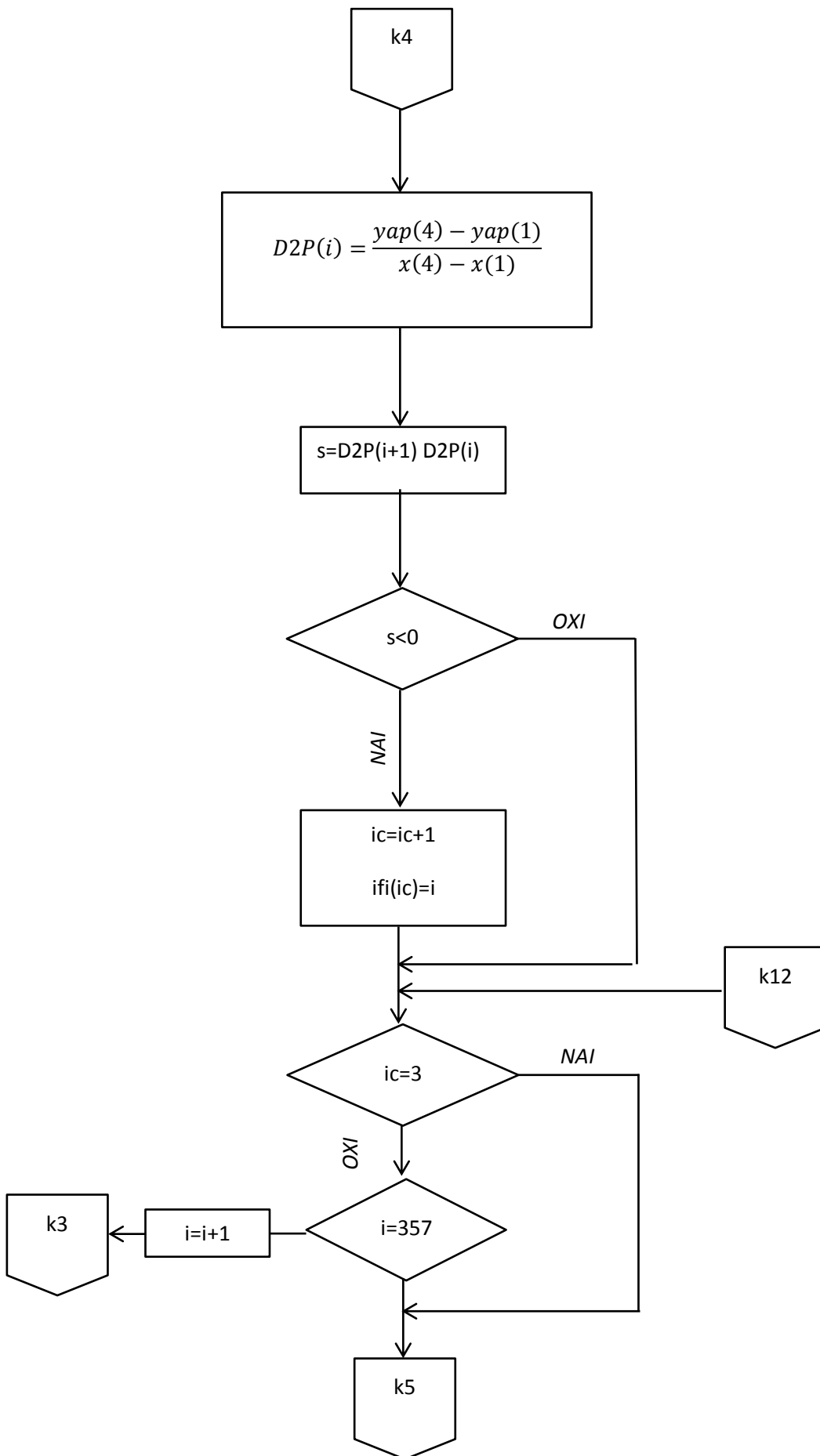
CYL No 1
ignition angle 2.4 deg
CYL No 2
ignition angle 2.6 deg
CYL No 3
ignition angle 2.9 deg
CYL No 4
ignition angle 3.0 deg
CYL No 5
ignition angle 2.2 deg
CYL No 6
ignition angle 2.3 deg
CYL No 7
ignition angle 2.1 deg

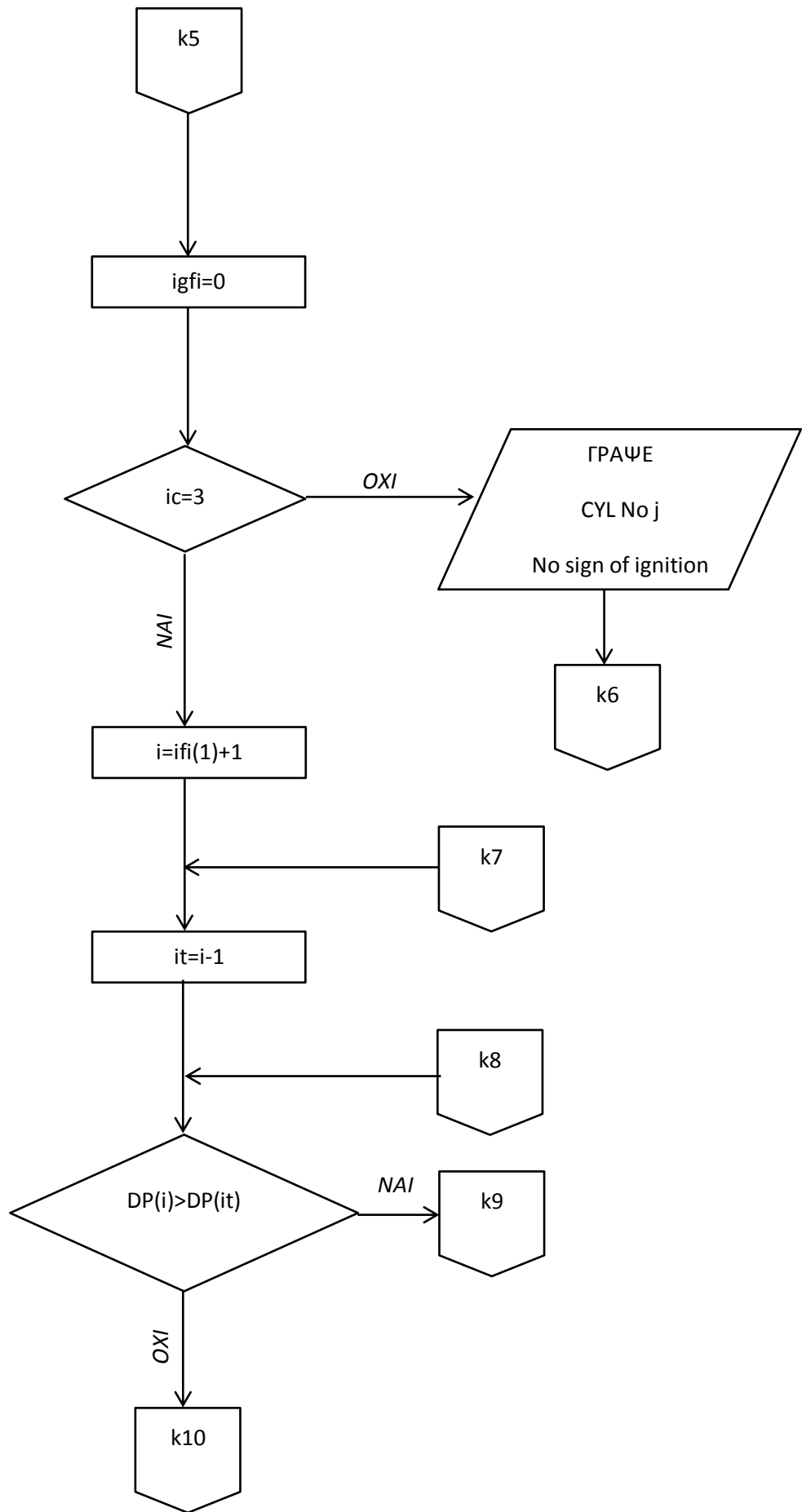
Το περιεχόμενο του αρχείου ignition_result.txt μετά την εκτέλεση του προγράμματος ignition_angle_determination.f σε δεδομένα τετράχρονου μεσόστροφου επτακύλινδρου κινητήρα Diesel εγκατάστασης ηλεκτροπαραγωγής πλοίου. Σημειώνεται ότι η τιμές των γωνιών έναυσης είναι θετικές για έναυση μετά και αρνητικές για έναυση πριν το ΑΝΣ αντίστοιχα.

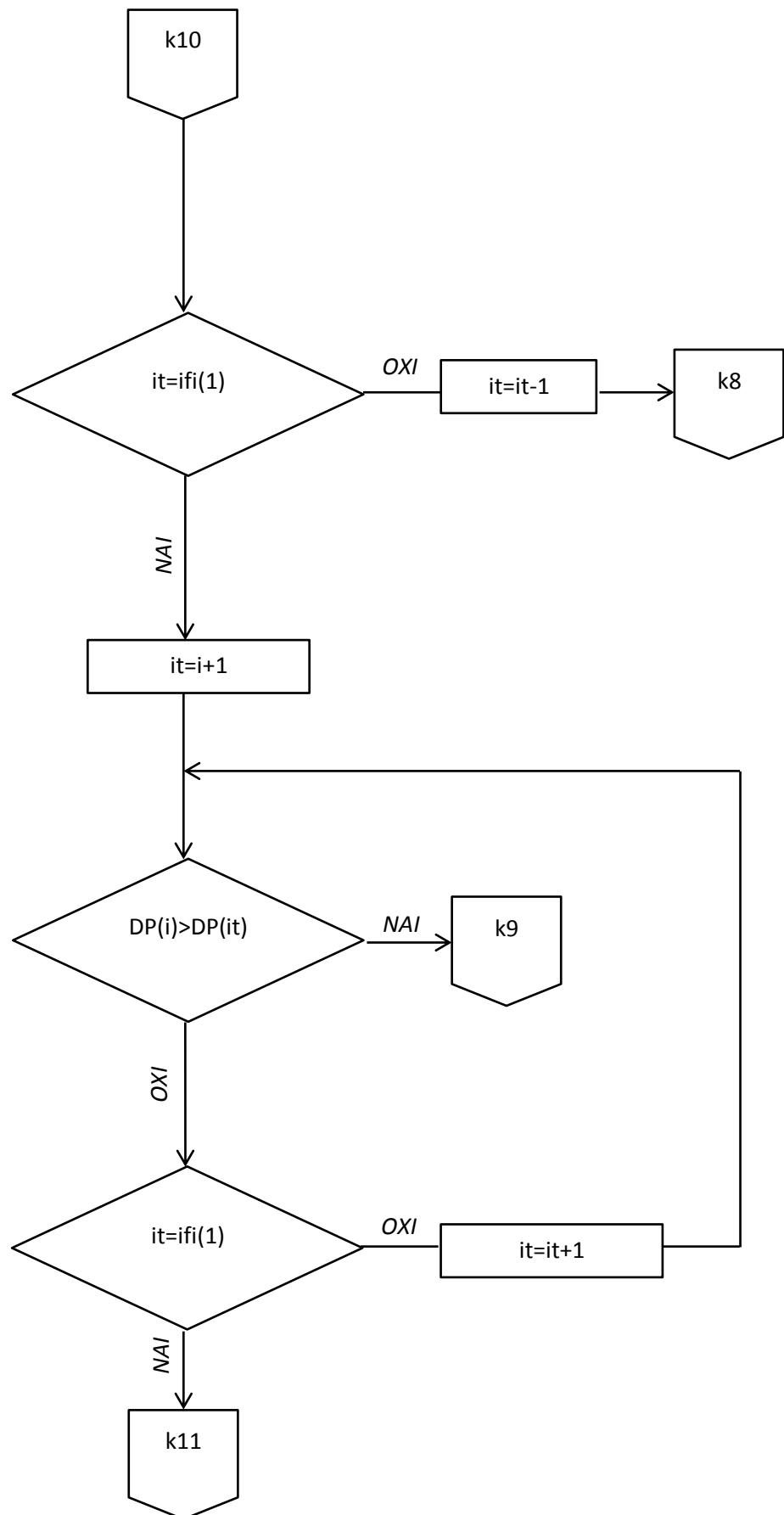
- Διάγραμμα ροής του προγράμματος ignition_angle_determination.f

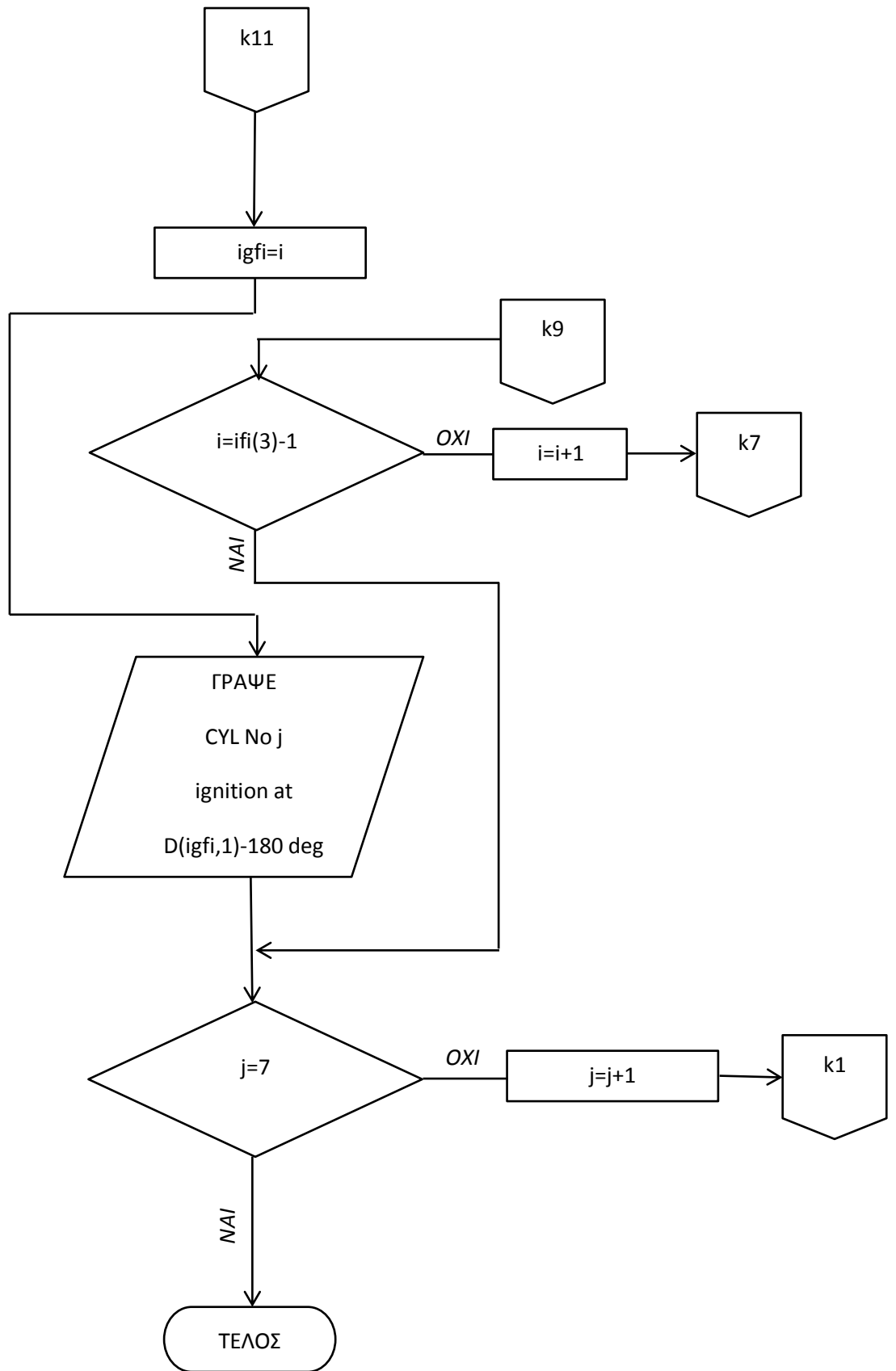












5

Συμπεράσματα

Συνοψίζοντας, ο εντοπισμός του χρονισμού των βαλβίδων πραγματοποιήθηκε με την εφαρμογή δύο μεθόδων. Αυτές είναι, η μέθοδος των παραγώγων και η μέθοδος της προσαρμογής. Στη μέθοδο των παραγώγων, η πρώτη παράγωγος της πίεσης του κυλίνδρου προσεγγίστηκε με σχήματα πεπερασμένων διαφορών και η προσέγγιση της δεύτερης παραγώγου της πίεσης του κυλίνδρου, προκειμένου να μετριάσθει η αύξηση του σφάλματος, έγινε με τον υπολογισμό της κλίσης της τμηματικής γραμμικοποίησης της πρώτης παραγώγου. Στις περιπτώσεις που κρίθηκε αναγκαίο, πραγματοποιήθηκε εξομάλυνση δεδομένων με εφαρμογή της μεθόδου των κυβικών splines. Ως κριτήριο εντοπισμού, τέθηκε η αλλαγή προσήμου της δεύτερης παραγώγου για το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής και η αλλαγή του προσήμου της πρώτης παραγώγου για το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής στον δίχρονο κινητήρα. Η μέθοδος της προσαρμογής συνίσταται στην προσαρμογή εκθετικών καμπυλών στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα κατά τη φάση της συμπίεσης και κατά την αποτόνωση. Ως κριτήριο εντοπισμού τέθηκε η απόκλιση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος από τις προσαρμοσμένες καμπύλες.

Η μέθοδος της προσαρμογής υπερτερεί της μεθόδου των παραγώγων, καθώς παρακάμπτει το πρόβλημα της μεγέθυνσης των τυχαίων σφαλμάτων κατά την παραγωγή. Ωστόσο, στην περίπτωση του αργόστροφου κινητήρα που τα δυναμικά φαινόμενα είναι ηπιότερα από αυτά του μεσόστροφου και η υστέρηση της μεταβολής της πίεσης σε μοίρες γωνίας στροφάλου είναι μικρότερη, τα αποτελέσματα της μεθόδου των παραγώγων είναι ικανοποιητικά. Η ακρίβεια και των δύο μεθόδων που εφαρμόστηκαν, βελτιώνεται όσο αυξάνεται η μεταβολή της πίεσης ανά μοίρα γωνίας στροφάλου κατά το άνοιγμα ή το κλείσιμο της βαλβίδας.

Ο εντοπισμός του σημείου εναύσεως πραγματοποιήθηκε με την εύρεση του τοπικού ελαχίστου της πρώτης παραγώγου της πίεσης του κυλίνδρου σε ένα διάστημα τιμών της γωνίας στροφάλου στην περιοχή του ΑΝΣ. Η ακρίβεια της μεθόδου είναι επαρκής, επηρεάζεται όμως από την ποιότητα του δυναμοδεικτικού διαγράμματος.

6

Βιβλιογραφία

- [1] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2005.
- [2] Ν.Π. Δημόπουλος, Μηχανές Εσωτερικής Καύσης, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 1986.
- [3] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας, Καύση-Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα.
- [4] C. Arcoumanis, T. Kamimoto, Flow and Combustion in Reciprocating Engines, Springer, Berlin 2009
- [5] D. Hsu Bertrand, Practical Diesel Engine Combustion Analysis, SAE International, 2002.
- [6] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής, Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2006.
- [7] Ν.Π. Κυρτάτος, Ναυτικοί Κινητήρες Diesel, Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα 1993.
- [8] D. Griffiths, Marine low speed diesel engines, IMAREST Publications, London 2006.
- [9] Κ.Δ. Ρακόπουλος, Εργαστηριακές Δοκιμές και Μετρήσεις Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 1994.
- [10] Σ. Ε. Σιμόπουλος, Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 1989.
- [11] Κ. Χ. Γιαννάκογλου, Ι. Αναγνωστόπουλος, Γ. Μπεργελές, Αριθμητική Ανάλυση για Μηχανικούς, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2003.
- [12] Γ. Σ. Παπαγεωργίου, Αριθμητική Ανάλυση με Εφαρμογές σε Matlab και Mathematica, Εκδόσεις Συμμεών, Αθήνα 2004.

- [13] Carl de Boor, A Practical Guide to Splines, Appl. Math. Sci. vol. 27, Springer, New York 1978.
- [14] R. Miller, H. U. Liebherr, The Miller supercharging system for Diesel and gas engines operating characteristics, CIMAC 1957.
- [15] Ki-Doo Kim, Dong-Hun Kim, Improving the NO_x-BSFC Trade Off of a Turbocharged Large Diesel Engine Using Performance Simulator, Hyundai Heavy Industries Co.
- [16] R. Verschaeren, Wouter Schaepdryver, Thomas Serruys, Marc Bastiaen, Lieven Vervaeke, Sebastian Verhelst, Experimental study of NO_x reduction on a medium speed heavy duty diesel engine by the application of EGR (exhaust gas recirculation) and Miller timing, Energy 76 (2014) 614-621.
- [17] J. P. Zammit, M. J. McGhee, T. Law, I. Pegg, The effects of early inlet valve closing and cylinder disablement on fuel economy and emissions of a direct injection diesel engine, Energy xxx (2014) 1-11.