



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ



ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΝΕΑΣ ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΔΙΑΚΥΜΑΝΣΗΣ ΦΟΡΤΙΟΥ ΣΤΗΝ ΠΙΕΣΗ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

ΚΟΥΚΟΡΑΒΑΣ ΘΕΟΔΩΡΟΣ-ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : κ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ,
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

ΑΘΗΝΑ 2013



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΝΕΑΣ ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑΣ ΓΙΑ ΤΗΝ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΔΙΑΚΥΜΑΝΣΗΣ ΦΟΡΤΙΟΥ ΣΤΗΝ ΠΙΕΣΗ ΚΑΥΣΗΣ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

**EVALUATION OF A NEW METHODOLOGY FOR THE EFFECT OF
LOAD VARIATION ON DIESEL ENGINE COMBUSTION PRESSURE**

ΚΟΥΚΟΡΑΒΑΣ ΘΕΟΔΩΡΟΣ-ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ

**ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ : κ. ΧΟΥΝΤΑΛΑΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ,
Καθηγητής Ε.Μ.Π.**

ΑΘΗΝΑ 2013

ΕΥΧΑΡΙΣΤΙΕΣ

Θα ήθελα να ευχαριστήσω όλους όσους συνέβαλαν στην αποπεράτωση της εργασίας και ιδιαίτερα τον καθηγητή κύριο Χουντάλα Δημήτριο για τις πολύτιμες συμβουλές του, το ενδιαφέρον που έδειξε και την καθοδήγηση που μου προσέφερε.

Επιπλέον, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους υποψήφιους διδάκτορες του ΕΜΠ, κύριο Ζοβάνο Γεώργιο για τη αμέριστη βοήθειά του και τον κύριο Αντωνόπουλο Αντώνη για την κατασκευή του εξοπλισμού και την ανάπτυξη του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκαν στις μετρήσεις.

Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους γονείς μου για την υπομονή και τη συμπαράστασή τους κατά τη διάρκεια της φοίτησής μου στο Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

	ΣΕΛΙΔΑ
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1 Πρόλογος.....	10
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2 Εισαγωγή.....	12
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3 Γενικά Στοιχεία για τις Εμβολοφόρες Μηχανές Εσωτερικής Καύσης....	13
3.1 Εισαγωγικά Στοιχεία.....	13
3.2 Κύκλοι Λειτουργίας.....	15
3.3 Διάκριση Κινητήρων Otto, Diesel.....	19
3.4 Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα.....	21
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4 Γενική Περιγραφή των Κινητήρων Diesel.....	24
4.1. Ιδιαίτερα Χαρακτηριστικά Κύκλου Λειτουργίας και Καύσης.....	24
4.2 Υπερπλήρωση Κινητήρων Diesel.....	29
4.3 Σύντομη Αναφορά στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel.....	31
4.3.1 Κύρια Χαρακτηριστικά των Βραδύστροφων 2-Χ Κινητήρων Diesel.....	32
4.3.2 Χαρακτηριστικά Μεσόστροφων Κινητήρων Diesel Μεγάλου Μεγέθους.....	34
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5 Διακύμανση Φορτίου και Επίδραση στη Διάγνωση της Λειτουργικής Συμπεριφοράς του Κινητήρα.....	35
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6 Ανάλυση Μεθόδου Λήψης Μετρήσεων Δυναμοδεικτικών Διαγραμμάτων Πίεσης.....	37
6.1 Περιγραφή του Μετρητικού Εξοπλισμού.....	37
6.2 Διαδικασία Λήψης Μετρήσεων.....	49
6.2.1 Συμβατική Μετρητική Μέθοδος.....	40
6.2.2 Νέα Προτεινόμενη Μετρητική Μέθοδος.....	42
6.3 Περιγραφή του Διαγνωστικού Λογισμικού E.D.S.-IV.....	45
6.3.1 Γενική Περιγραφή.....	45
6.3.2 Χρήση Διαγνωστικού Λογισμικού.....	47
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7 Επεξεργασία Μετρήσεων και Αποτελέσματα.....	54
7.1 Εφαρμογή της Μεθοδολογίας στον 4-Χ Κινητήρα.....	55
7.1.1 Επίδραση Διακύμανσης Φορτίου στην Πίεση Καύσης.....	56
7.1.2 Παραγόμενη Ισχύς.....	61
7.1.3 Επίδραση της Διακύμανσης Φορτίου στην Κατανάλωση Καυσίμου.....	72
7.1.4 Ρύθμιση του Κινητήρα για την Ομαλοποίηση της Αποδιδόμενης Ισχύος.....	79

7.2 Εφαρμογή της Μεθοδολογίας στον 2-Χ Κινητήρα.....	86
7.2.1 Επίδραση Διακύμανσης Φορτίου στην Πίεση Καύσης.....	88
7.2.2 Παραγόμενη Ισχύς και Διορθώσεις.....	92
7.2.3 Επίδραση της Διακύμανσης Φορτίου στην Κατανάλωση Καυσίμου.....	101
7.2.4 Ρύθμιση του Κινητήρα για την Ομαλοποίηση της Αποδιδόμενης Ισχύος.....	107
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8 Συμπεράσματα.....	110

ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ

1. “Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.” Κ.Δ. Ρακόπουλος
2. “Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ.” Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας
3. “Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ.” Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής
4. “Introduction to Internal Combustion Engines” Richard Stone
5. “Internal Combustion Engine Fundamentals” John B. Heywood
6. “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice / vol. 1: Thermodynamics, Fluid Flow, Performance” Charles Fayette Taylor
7. “The Internal Combustion Engine in Theory and Practice / vol 2: Combustion, Fuels, materials, design” Charles Fayette Taylor
8. “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel: Θέματα Σχεδίασης και Λειτουργίας” Ν.Π. Κυρτάτος
9. “Two-Stroke Low Speed Diesel Engines Tech Paper” MAN B&W
10. “Μετρήσεις Τεχνικών Μεγεθών” Σ.Ε. Σιμόπουλος
11. “Pythia / EDS-IV Engine Diagnostic System: User Manual” D.T. Hountalas

1. ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία πρόκειται να αξιολογηθεί μια νέα μεθοδολογία για την επίδραση της διακύμανσης φορτίου στην καταγραφή της πίεσης καύσης κινητήρων Diesel και στην προσπάθεια εκτίμησης της λειτουργικής τους κατάστασης. Συγκεκριμένα, θα εξεταστεί η επίδραση της διακύμανσης φορτίου στην πίεση καύσης, την παραγόμενη ισχύ και την κατανάλωση καυσίμου ενός τετράχρονου και ενός δίχρονου κινητήρα Diesel. Τέλος, θα γίνει εξισορρόπηση της παραγόμενης ισχύος στους πολυκύλινδρους κινητήρες που εξετάζονται.

Η πίεση καύσης και κατ' επέκταση το δυναμοδεικτικό διάγραμμα δίνουν εξαιρετικά σημαντικές πληροφορίες για τη λειτουργία ενός κινητήρα, καθώς και για την παραγόμενη ισχύ από αυτόν. Συνεπώς, αποτελούν σημαντικά μεγέθη όταν πρόκειται να γίνει διάγνωση ενός κινητήρα. Ωστόσο, τα μεγέθη αυτά επηρεάζονται άμεσα από τη διακύμανση του φορτίου. Έτσι, όταν πραγματοποιούνται μετρήσεις πίεσης κυλίνδρου σε έναν κινητήρα περιλαμβάνεται σε αυτές ο παράγοντας της διακύμανσης φορτίου. Βασικό ζητούμενο είναι η μέθοδος λήψης των μετρήσεων που χρησιμοποιείται, να επιτρέπει τον προσδιορισμό της διακύμανσης του φορτίου. Αυτό απαιτείται γιατί πρέπει να γνωρίζουμε σε ποιο βαθμό επηρεάζονται οι μετρήσεις από τη διακύμανση του φορτίου.

Ιδανικό ενδεχόμενο θα ήταν η ταυτόχρονη μέτρηση της πίεσης όλων των κυλίνδρων. Έτσι, γίνεται πλήρης καταγραφή της πίεσης και υπάρχει άμεση σχέση μεταξύ των μετρήσεων στους διαφορετικούς κυλίνδρους, ώστε να μπορούν να συγκριθούν τα αποτελέσματα και να προκύψει η διακύμανση του φορτίου. Όμως, η μέθοδος αυτή είναι σχεδόν μη αποδεκτή από πλευράς πολυπλοκότητας και κυρίως κόστους για πρακτικές εφαρμογές. Συνεπώς θα πρέπει να αναζητηθούν και άλλες εναλλακτικές μεθοδολογίες.

Η συμβατική μετρητική μέθοδος περιλαμβάνει τη μέτρηση της πίεσης ενός κυλίνδρου κάθε φορά, μέχρι να γίνει διαδοχική μέτρηση σε όλους τους κυλίνδρους. Ωστόσο, με αυτόν τον τρόπο δεν είναι δυνατό να υπολογιστεί η διακύμανση του φορτίου, αφού την ώρα που μεταφέρεται ο μεταλλάκτης πίεσης από κύλινδρο σε κύλινδρο το φορτίο μεταβάλλεται χωρίς να είμαστε σε θέση να το μετρήσουμε, άρα χάνεται η συνέχεια μεταξύ των μετρήσεων. Αυτό το φαινόμενο ενισχύεται από τις διαφορές που μπορεί να παρατηρούνται στην παραγόμενη ισχύ των διαφορετικών κυλίνδρων, σε συνθήκες σταθερού φορτίου.

Η νέα μεθοδολογία που παρουσιάζεται και αξιολογείται στη παρούσα διπλωματική εργασία συνδυάζει περιορισμένο κόστος, απλότητα και κυρίως τη δυνατότητα υπολογισμού της διακύμανσης φορτίου, όπως θα αποδειχτεί, ώστε να

μπορεί τελικά να απαλειφθεί από τα αποτελέσματα των μετρήσεων. Συγκεκριμένα, η νέα αυτή μεθοδολογία περιλαμβάνει την ταυτόχρονη μέτρηση δύο κυλίνδρων, ο ένας από τους οποίους θεωρείται κύλινδρος αναφοράς και μετράται συνεχώς ενώ γίνεται διαδοχική μέτρηση των υπόλοιπων κυλίνδρων.

Σε γενικές γραμμές, η πορεία της διπλωματικής εργασίας συνοψίζεται όπως περιγράφεται στη συνέχεια. Αρχικά, παρουσιάζεται το θεωρητικό υπόβαθρο των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης και ιδιαίτερα των κινητήρων Diesel. Γίνεται ιδιαίτερη αναφορά στους κινητήρες Diesel μεγάλων διαστάσεων, οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε ναυτικές εφαρμογές ή σε σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, διότι οι κινητήρες που εξετάζονται είναι τέτοιου τύπου. Έπειτα, αναλύεται το πρόβλημα της διακύμανσης φορτίου και παρουσιάζεται η μετρητική διάταξη και η διαδικασία λήψης μετρήσεων. Η λήψη μετρήσεων έγινε με τη χρήση εξοπλισμού και λογισμικού που αναπτύχθηκε από τον υποψήφιο διδάκτορα του ΕΜΠ κ. Αντωνόπουλο Αντώνη. Στη συνέχεια αναλύονται τα αποτελέσματα της επίδρασης της διακύμανσης φορτίου στην πίεση καύσης, την ισχύ και την κατανάλωση καυσίμου, τα οποία έχουν προκύψει από τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού E.D.S.-IV που έχει αναπτυχθεί από τον καθηγητή της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου κύριο Χουντάλα Δημήτριο. Τέλος, προτείνεται ρύθμιση της αποδιδόμενης ισχύος με τη χρήση της νέας και της συμβατικής μεθοδολογίας για άμεση σύγκριση των αποτελεσμάτων.

2. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Μετά τη σύντομη παρουσίαση του αντικειμένου της διπλωματικής εργασίας ακολουθεί το τρίτο κεφάλαιο, στο οποίο παρουσιάζονται τα εισαγωγικά στοιχεία των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης. Συγκεκριμένα, αναλύονται οι κύκλοι λειτουργίας του δίχρονου και του τετράχρονου κινητήρα, γίνεται διάκριση μεταξύ των κινητήρων Otto και Diesel και εξηγείται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα και η αξία του.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται εμβάθυνση στους κινητήρες Diesel. Δίνονται τα χαρακτηριστικά τους και παρουσιάζεται η υπερπλήρωση, που αποτελεί βασική παράμετρο της λειτουργίας τους. Επιπλέον, γίνεται ιδιαίτερη αναφορά στους ναυτικούς κινητήρες Diesel, οι οποίοι είναι εμβολοφόροι κινητήρες μεγάλων διαστάσεων. Τέτοιοι κινητήρες χρησιμοποιούνται και σε εφαρμογές παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας και αποτελούν τον τύπο των κινητήρων πάνω στους οποίους έγιναν οι μετρήσεις που χρησιμοποιούνται στην παρούσα διπλωματική εργασία.

Στο πέμπτο κεφάλαιο παρουσιάζεται λεπτομερώς το φαινόμενο της διακύμανσης του φορτίου και εξηγείται γιατί αποτελεί πρόβλημα στη διάγνωση ενός κινητήρα.

Στο έκτο κεφάλαιο, αρχικά, γίνεται περιγραφή του εξοπλισμού για τη λήψη των μετρήσεων. Έπειτα, περιγράφεται λεπτομερώς η νέα μεθοδολογία λήψης μετρήσεων που αξιολογείται στην παρούσα διπλωματική, καθώς και η συμβατική μεθοδολογία για να γίνει άμεση σύγκριση. Τέλος, γίνεται μια γενική περιγραφή των λειτουργιών του διαγνωστικού λογισμικού E.D.S.-IV και περιγράφεται η διαδικασία χρήσης του στα πλαίσια της εργασίας.

Στο έβδομο κεφάλαιο παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία των μετρήσεων και γίνεται η ανάλυσή τους και για τις δύο περιπτώσεις κινητήρων που εξετάζονται, του δίχρονου και του τετράχρονου. Συγκεκριμένα, αναλύονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν για την πίεση καύσης, την ισχύ και την κατανάλωση καυσίμου στα διάφορα φορτία που έχουν γίνει οι μετρήσεις. Στη συνέχεια, χρησιμοποιούνται τα αποτελέσματα για να γίνει ρύθμιση της παραγόμενης ισχύος με σκοπό την ομαλοποίησή της.

Τέλος, στο όγδοο κεφάλαιο συνοψίζονται και σχολιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την παρούσα εργασία.

3. ΓΕΝΙΚΑ ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΓΙΑ ΤΙΣ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

3.1. Εισαγωγικά στοιχεία

Η εμβολοφόρος μηχανή εσωτερικής καύσης είναι η πιο διαδεδομένη μορφή θερμικής μηχανής με ποικίλες χρήσεις οι οποίες περιλαμβάνουν την κίνηση οχημάτων και την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Όπως συμβαίνει με όλες τις θερμικές μηχανές, ο συνήθης στόχος είναι η υψηλή παραγωγή μηχανικού έργου με όσο το δυνατό υψηλότερο θερμικό συντελεστή απόδοσης.

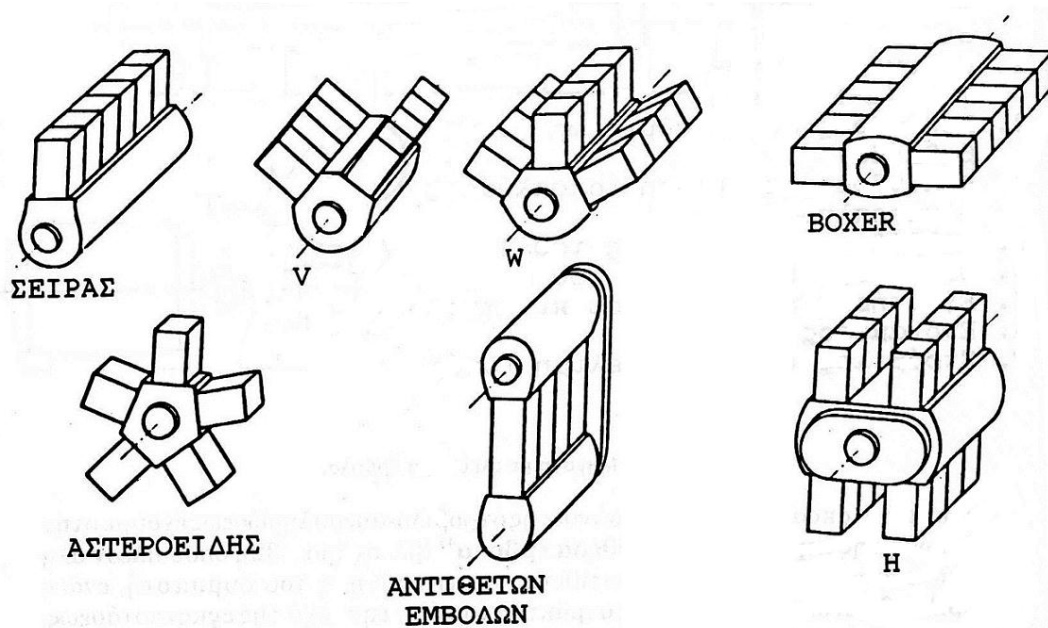
Για να φτάσουμε στην παραγωγή μηχανικού έργου εκμεταλλευόμαστε τη θερμική ενέργεια που παράγεται από την καύση, αξιοποιώντας με αυτόν τον τρόπο τη χημική ενέργεια που είναι αποθηκευμένη στα καύσιμα. Έτσι λοιπόν μία μηχανή εσωτερικής καύσης πραγματοποιεί διαδοχικές μετατροπές της ενέργειας, από χημική σε θερμική και τελικά κινητική, η οποία είναι και η επιθυμητή και εύκολα εκμεταλλεύσιμη. Ωστόσο κατά τις μετατροπές αυτές έχουμε απώλειες ενέργειας κάτι το οποίο μας οδηγεί τελικά στο θερμικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος είναι ένα μέτρο του μεγέθους των διαφόρων απωλειών.

Όλες οι μηχανές εσωτερικής καύσης, ανεξάρτητα της ειδικότερης μορφής τους, ακολουθούν ορισμένες γενικές αρχές κατά τη λειτουργία τους. Το εργαζόμενο μέσο που μπορεί να είναι αέρας ή αέρας αναμεμιγμένος με καύσιμο αναρροφάται από τον κινητήρα και συμπιέζεται μέχρι να φτάσει σε συγκεκριμένη πίεση που έχουμε προεπιλέξει. Έπειτα προσδίδουμε σε αυτό θερμική ενέργεια από την καύση του καυσίμου. Στη συνέχεια πραγματοποιούμε αποτόνωση του εργαζόμενου μέσου με αποτέλεσμα την παραγωγή μηχανικού έργου, ένα μέρος του οποίου χρησιμοποιείται για την πραγματοποίηση της συμπίεσης που προαναφέρθηκε και της λειτουργίας περιφερειακών συστημάτων του κινητήρα, ενώ αυτό που απομένει αποτελεί το ωφέλιμο έργο του κινητήρα.

Οι εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης, ανάλογα με τα ειδικά χαρακτηριστικά τους, κατατάσσονται σε κατηγορίες οι οποίες παρουσιάζονται παρακάτω:

- 1) Δίχρονοι (2-Χ) ή τετράχρονοι (4-Χ) κινητήρες.
- 2) Κινητήρες Otto ή Diesel.
- 3) Κινητήρες φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένοι.
- 4) Κινητήρες ξηράς, θάλασσας ή αέρα.

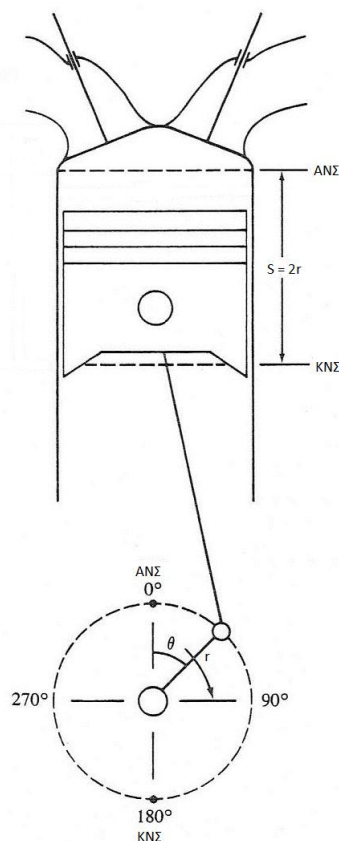
- 5) Οριζόντιοι ή κάθετοι κινητήρες.
- 6) Δεξιόστροφοι ή αριστερόστροφοι κινητήρες.
- 7) Κινητήρες ορισμένης φοράς περιστροφής ή αναστρέψιμοι.
- 8) Πολυκύλινδροι κινητήρες διαφόρων διατάξεων των κυλίνδρων, όπως διάταξη σειράς, V, W, H, boxer, αστεροειδής, αντίθετων εμβόλων. Φαίνονται χαρακτηριστικά στην εικόνα 3.1.
- 9) Κινητήρες με ή χωρίς βάκτρο και ζύγωμα. Αυτή η διάταξη, με ζύγωμα, εμφανίζεται σε κινητήρες με μεγάλη διαδρομή εμβόλου, βραδύστροφους.
- 10) Ανάλογα με τη μέθοδο ψύξης σε αερόψυκτους ή υδρόψυκτους.
- 11) Ανάλογα με το σημείο τοποθέτησης του εκκεντροφόρου άξονα: επί κεφαλής ή χαμηλότερα κοντά στη στροφαλοφόρο άτρακτο με τη χρήση επιπλέον ωστηρίου και ζύγωθρου.
- 12) Ανάλογα με το σχεδιασμό του θαλάμου καύσης: ενιαίος ή διμερής θάλαμος καύσης.
- 13) Ανάλογα με το είδος του καυσίμου. Οι κινητήρες Otto χωρίζονται σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές, ενώ οι Diesel μπορούν να χρησιμοποιήσουν καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων. Ωστόσο υπάρχουν και κινητήρες που συνδυάζουν τις δύο αυτές κατηγορίες όπως ο Semi-Diesel και ο Diesel-Gas.



Εικόνα 3.1. Διατάξεις κυλίνδρων σε πολυκύλινδρους κινητήρες.

3.2. Κύκλοι λειτουργίας

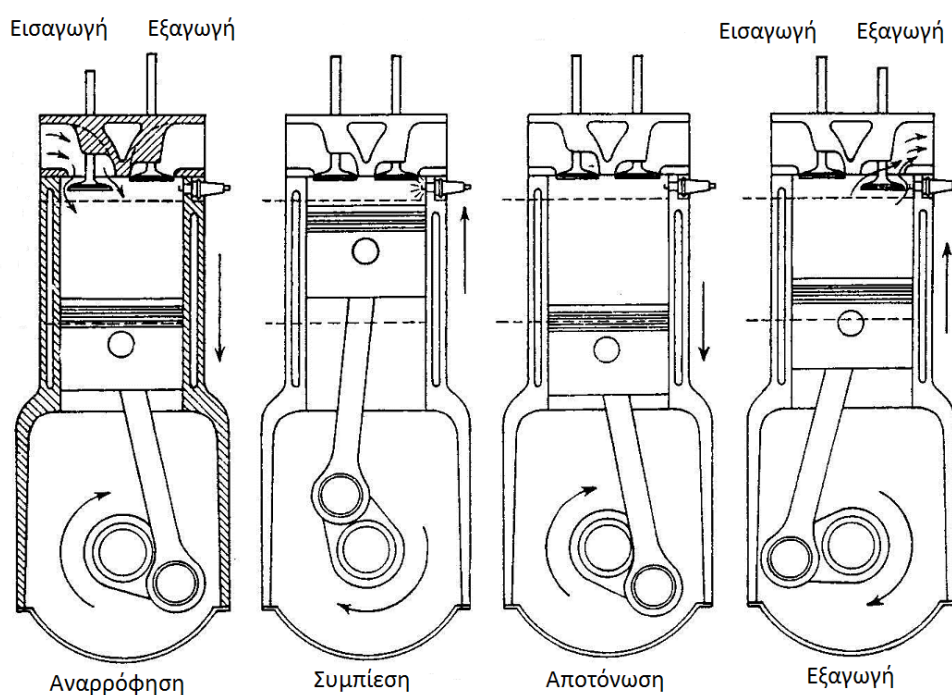
Η λειτουργία των εμβολοφόρων κινητήρων βασίζεται στη σύζευξη ενός εμβόλου, το οποίο παλινδρομεί μέσα σε έναν κύλινδρο υπό την επίδραση των αερίων της καύσης, με τη στροφαλοφόρο άτρακτο του κινητήρα διαμέσου του διωστήρα και του στροφάλου. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνουμε τη μεταφορά ισχύος από το έμβολο στη στροφαλοφόρο άτρακτο, καθώς η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται σε περιστροφική της ατράκτου. Το έμβολο παλινδρομεί μεταξύ δύο σταθερών θέσεων, της ανώτατης που μπορεί να βρεθεί μέσα στον κύλινδρο και της κατώτατης, οι οποίες ονομάζονται αντίστοιχα άνω νεκρό σημείο (ΑΝΣ) και κάτω νεκρό σημείο (ΚΝΣ). Αυτές οι θέσεις είναι το αποτέλεσμα του περιορισμού του εμβόλου από τον κινηματικό του μηχανισμό ο οποίος περιγράφηκε παραπάνω και φαίνεται χαρακτηριστικά στην εικόνα 3.2.α που ακολουθεί.



Εικόνα 3.2.α. Κινηματικός μηχανισμός

Οι εμβολοφόροι κινητήρες, ανάλογα με το σχεδιασμό τους, εμφανίζουν είτε δίχρονη λειτουργία (2-Χ) είτε τετράχρονη λειτουργία (4-Χ). Στη συνέχεια αναλύονται τα χαρακτηριστικά εκείνα που ξεχωρίζουν τους δύο αυτούς διαφορετικούς τρόπους λειτουργίας.

Οι **4-Χ** κινητήρες απαιτούν τέσσερις διαδρομές εμβόλου, δηλαδή δύο πλήρεις περιστροφές του στρόφαλου ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, για να ολοκληρωθούν τα γεγονότα που οδηγούν σε μία παραγωγή έργου. Προφανώς, επαναλαμβανόμενοι τέτοιοι κύκλοι λειτουργίας παράγουν το επιθυμητό μηχανικό έργο.



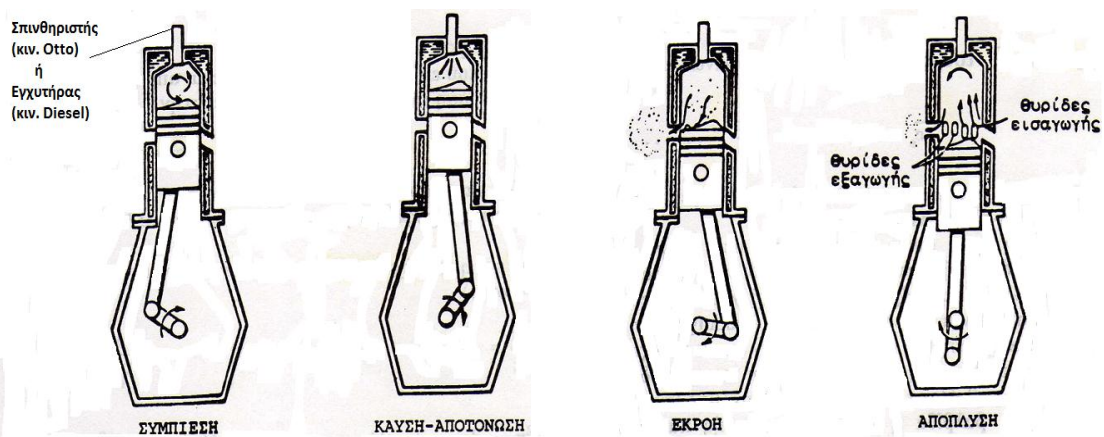
Εικόνα 3.2.β. Κύκλος λειτουργίας 4-Χ κινητήρα.

Κάθε κύκλος λειτουργίας, που φαίνεται στην εικόνα 3.2.β, συνίσταται από τα εξής:

- 1) Την **αναρρόφηση**, η οποία ξεκινάει με το έμβολο στο ΑΝΣ και τελειώνει με το έμβολο στο ΚΝΣ, κατά τη διάρκεια της οποίας το εργαζόμενο μέσο αναρροφάται στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Για να αυξηθεί η αναρροφόμενη μάζα, η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει λίγο πριν το έμβολο ξεκινήσει την κάθοδό του και κλείνει λίγο μετά το ΚΝΣ.

- 2) Τη **συμπίεση**, η οποία συμβαίνει όταν οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές, καθώς το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Προς το τέλος της διαδικασίας της συμπίεσης, πριν το ΑΝΣ, έχουμε την έναυση της καύσης κάτι που οδηγεί σε έντονη αύξηση της πίεσης μέσα στον κύλινδρο.
- 3) Την **αποτόνωση**, η οποία ξεκινά με το έμβολο στο ΑΝΣ καθώς τα προϊόντα της καύσης, υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, σπρώχνουν το έμβολο προς τα κάτω και αναγκάζουν τη στροφαλοφόρο άτρακτο να περιστραφεί. Το τέλος την αποτόνωσης σηματοδοτείται από το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής λίγο πριν το ΚΝΣ.
- 4) Την **εξαγωγή**, κατά τη διάρκεια της οποίας τα προϊόντα της καύσης εξέρχονται από τον κύλινδρο. Αυτό συμβαίνει αρχικά διότι η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι υψηλότερη από την πίεση του αγωγού εξαγωγής. Σε δεύτερη φάση έχουμε εξαναγκασμένη οδήγηση των καυσαερίων προς τον αγωγό εξόδου από την ανοδική κίνηση του εμβόλου από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Τέλος, καθώς το έμβολο πλησιάζει το ΑΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής και ακριβώς μετά το ΑΝΣ κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής, αρχίζοντας έτσι έναν νέο κύκλο λειτουργίας.

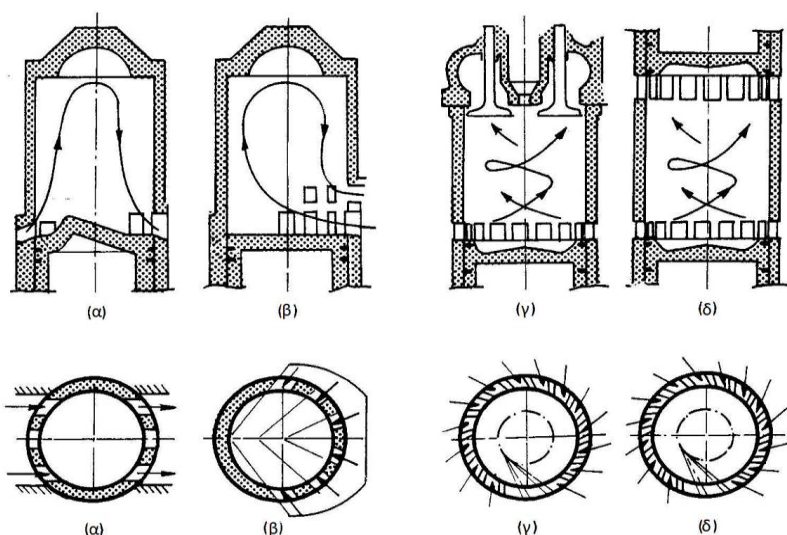
Οι **2-Χ** κινητήρες, από την άλλη πλευρά, απαιτούν δύο μόνο διαδρομές εμβόλου, δηλαδή μία πλήρη περιστροφή του στροφάλου ή 360° της στροφαλοφόρου άτρακτου.



Εικόνα 3.2.γ. Κύκλος λειτουργίας 2-Χ κινητήρα.

Κάθε κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα, που φαίνεται στην εικόνα 3.2.γ, περιλαμβάνει τα εξής:

- 1) Τη **συμπύεση**, η οποία ξεκινάει καθώς κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής ενώ κατευθύνεται το έμβολο από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Κατά τη διάρκειά της συμπιέζεται το εργαζόμενο μέσο που βρίσκεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου και λίγο πριν το ΑΝΣ γίνεται η έναυση της καύσης.
- 2) Την **αποτόνωση**, που συμβαίνει κατά την κίνηση του εμβόλου από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ. Τα προϊόντα της καύσης ωθούν το έμβολο προς τα κάτω παράγοντας μηχανικό έργο. Κατά τη διάρκεια της καθοδικής κίνησης του εμβόλου, αρχικά αποκαλύπτονται από την άνω ακμή του οι θυρίδες εξαγωγής έτσι τα καυσαέρια ξεκινούν να εγκαταλείπουν το εσωτερικό του κυλίνδρου. Στη συνέχεια, αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής βοηθώντας στην πλήρωση του κυλίνδρου με νέα ποσότητα εργαζόμενου μέσου. Το έμβολο και οι θυρίδες είναι διαμορφωμένες με κατάλληλο τρόπο ώστε να αποφεύγεται το πέρασμα του εργαζόμενου μέσου απευθείας από την εισαγωγή στην εξαγωγή, ενώ ταυτόχρονα το νεοεισερχόμενο εργαζόμενο μέσο ωθεί τα καυσαέρια στην εξαγωγή. Η διαδικασία αυτή ονομάζεται **απόπλυση** και πραγματοποιείται, ειδικότερα σε μεγάλους κινητήρες με τη βοήθεια ειδικής αντλίας αποπλύσεως, η οποία παίρνει κίνηση από τη στροφαλοφόρο άτρακτο και ωθεί το εργαζόμενο μέσο στο εσωτερικό του κυλίνδρου στον πολύ λίγο χρόνο που είναι διαθέσιμος στους 2-Χ κινητήρες κατά τη διαδικασία της εναλλαγής των αερίων. Στην εικόνα 3.2.δ που ακολουθεί φαίνονται οι διαφορετικοί τρόποι με τους οποίους μπορεί να γίνει η απόπλυση.



Εικόνα 3.2.δ. Διαφορετικές μορφές απόπλυσης δίχρονων κινητήρων: (α) εγκάρσια, (β) Βρογχοειδής, (γ) διαμήκης με βαλβίδες εξαγωγής επί κεφαλής, (δ) διαμήκης αντιθέτων εμβόλων.

3.3. Διάκριση κινητήρων Otto, Diesel

Ένα άλλο βασικό χαρακτηριστικό των εμβολοφόρων κινητήρων είναι ο τρόπος έναυσης του καύσιμου μίγματος. Με βάση αυτό το χαρακτηριστικό έχουμε την κατάταξή τους σε κινητήρες **Otto** ή κινητήρες **Diesel**, ονόματα που προέρχονται από τους εφευρέτες των δύο αυτών διαφορετικών τύπων κινητήρων.

Συγκεκριμένα, στους κινητήρες **Otto** πραγματοποιείται η ανάφλεξη με τη βοήθεια εξωτερικού μέσου, συνήθως ηλεκτρικού σπινθήρα. Για να συμβεί αυτό θα πρέπει να εισέλθει στον κύλινδρο ομογενές μείγμα αέρα-καυσίμου και την κατάλληλη στιγμή με την εμφάνιση του σπινθήρα γίνεται η καύση του. Αυτό επιτυγχάνεται με τη βοήθεια ειδικού οργάνου που ονομάζεται εξαερωτής, μέσα στο οποίο γίνεται η ανάμιξη του αέρα με το καύσιμο. Εναλλακτικά είναι δυνατό να γίνει έγχυση του καυσίμου σε προκαθορισμένη θέση στον αγωγό εισαγωγής ή ακόμα και άμεση έγχυση στο θάλαμο καύσης.

Από την άλλη πλευρά, στους κινητήρες **Diesel** έχουμε αυτανάφλεξη του καύσιμου μίγματος. Ο κινητήρας αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα τον οποίο συμπιέζει σε έντονο βαθμό. Λόγω της έντονης αυτής συμπίεσης ο ατμοσφαιρικός αέρας θερμαίνεται σε υψηλή θερμοκρασία. Έτσι λοιπόν, τη στιγμή που εμείς επιλέγουμε εισάγουμε το καύσιμο απευθείας στο θάλαμο καύσης και λόγω των συνθηκών υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας που επικρατούν, αυτό αυτανάφλεγεται.

Οι κινητήρες Otto και Diesel εμφανίζουν μία ακόμα βασική διαφορά που απορρέει από τον τρόπο λειτουργίας τους που εξηγήθηκε παραπάνω. Αυτή έχει να κάνει με τον τρόπο ρύθμισης της ισχύος τους.

Ειδικότερα, στους κινητήρες Otto η ρύθμιση της ισχύος τους ονομάζεται **ποσοτική**. Αυτό συμβαίνει διότι πρακτικά ο λόγος μαζών αέρα-καυσίμου, του εισερχόμενου στον κύλινδρο μίγματος, είναι σταθερός. Έτσι λοιπόν εμείς αυτό που μπορούμε ουσιαστικά να μεταβάλλουμε είναι η ποσότητα του εισερχόμενου μίγματος κάτι που οδηγεί στην αλλαγή της αποδιδόμενης ισχύος.

Αντίθετα, στον κινητήρα Diesel έχουμε **ποιοτική** ρύθμιση της ισχύος του. Εδώ η ποσότητα του αέρα που αναρροφάται σε κάθε κύκλο λειτουργίας, εφόσον οι στροφές διατηρούνται σταθερές, είναι ίδια. Συνεπώς εμείς ελέγχουμε την ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου στο θάλαμο καύσης, δηλαδή αλλάζουμε το λόγο μαζών αέρα-καυσίμου.

Για να επιλέξουμε έναν κινητήρα Otto ή Diesel για μία εφαρμογή θα πρέπει να λάβουμε υπ' όψη τον τομέα στον οποίο θα χρησιμοποιηθεί, έτσι ώστε ανάλογα με τη φύση της εργασίας που καλούμαστε να εκτελέσουμε, να έχουμε το βέλτιστο αποτέλεσμα.

Στις περισσότερες περιπτώσεις η λύση στο πρόβλημα αυτό δίνεται απ' ευθείας από τον τύπο του καυσίμου που μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε ή που μας είναι διαθέσιμος στον εκάστοτε χώρο. Σε κινητήρες μεγάλης διαμέτρου εμβόλου συναντούμε δυσκολίες στην κατασκευή τους για χρήση με έναυση με τη βοήθεια εξωτερικού μέσου (Otto) επομένως αυτόματα επιλέγουμε τη χρήση Diesel κινητήρα.

Ο κινητήρας Diesel υπερτερεί του Otto όσον αφορά το βαθμό απόδοσης και την τιμή του καυσίμου που χρησιμοποιεί. Ωστόσο, εάν είναι φυσικής αναπνοής, είναι βαρύτερος, μεγαλύτερος σε διαστάσεις, με υψηλότερο κόστος κτήσεως, τραχύτερη λειτουργία και πιο θορυβώδης από τον Otto. Παρ' όλα αυτά με σωστή υπερπλήρωση μπορεί να γίνει αρκετά ανταγωνιστικός, αφού μειώνεται τόσο το μέγεθος όσο και το βάρος του για συγκεκριμένη ισχύ.

Γενικά, οι κινητήρες Otto χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές που απαιτείται αθόρυβη και ελαστική λειτουργία, μικρό βάρος και κόστος κτήσεως. Κατασκευάζονται κυρίως σαν τετράχρονοι κινητήρες σε ισχείς μέχρι 250kW περίπου και κυριαρχούν στο χώρο των επιβατικών αυτοκινήτων, ωστόσο τα τελευταία χρόνια ο Diesel κινητήρας έχει κάνει και εκεί την εμφάνισή του κυρίως λόγω της υπερπλήρωσης που τον έχει φέρει σε ανταγωνιστικό επίπεδο και νέων τεχνολογιών περιορισμού των ρύπων. Εξαιρέση αποτελούν τετράχρονοι κινητήρες Otto που χρησιμοποιούνται σε αεροσκάφη χαμηλής ταχύτητας και κατασκευάζονται σε μεγάλες ισχείς. Δίχρονοι κινητήρες Otto βρίσκονται πιο σπάνια πλέον, λόγω της υψηλής κατανάλωσης καυσίμου και λαδιού σε ορισμένες περιπτώσεις. Τα πεδία εφαρμογής τους μπορεί να είναι μικρού μεγέθους κινητήρες για μοτοσυκλέτες, μικρά σκάφη ή άλλου είδους φορητές μηχανές. Ένας επιπλέον παράγοντας που περιορίζει τη χρήση τους είναι η αυξημένη παραγωγή ρύπων και συνεπώς η δυσκολία στη συμμόρφωσή τους με την όλο και πιο αυστηρή νομοθεσία για τα όρια εκπομπών ρύπων.

Όσον αφορά τον κινητήρα Diesel, αυτός καλύπτει ικανοποιητικά όλο το φάσμα ισχύος που αναφέρθηκε παραπάνω, εκτός από τους πολύ μικρού μεγέθους κινητήρες, με την επιπρόσθετη χρήση του σε εφαρμογές που απαιτούν μεγάλες ισχείς και κυρίως μεγάλες διαμέτρους εμβόλου. Σε μικρές και μέσες διαστάσεις έχουμε κατά κύριο λόγο την εμφάνιση του 4-Χ Diesel, ενώ σε εφαρμογές μεγάλων διαστάσεων, όπως παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή ναυτικοί κινητήρες μεγάλων πλοίων, κυριαρχεί ο 2-Χ κινητήρας χωρίς όμως να αποκλείεται και η χρήση τετράχρονου. Ένα βασικό πλεονέκτημα για την προτίμηση του 2-Χ κινητήρα σε Diesel έναντι του Otto, είναι ότι ο κινητήρας Diesel αναρροφά αποκλειστικά ατμοσφαιρικό αέρα. Έτσι κατά τη διαδικασία της απόπλυσης, στην οποία είναι δυνατό να χαθεί μέρος του εργαζόμενου μέσου που αναρροφάται, έχουμε σπατάλη ατμοσφαιρικού αέρα και όχι καυσίμου, όπως θα συνέβαινε στον Otto. Με αυτόν τον

τρόπο διατηρούμε τα πλεονεκτήματα του 2-Χ κινητήρα που είναι η μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος από τον 4-Χ και η απλότητα του μηχανισμού του, με το επιπρόσθετο κέρδος της χαμηλότερης κατανάλωσης καυσίμου.

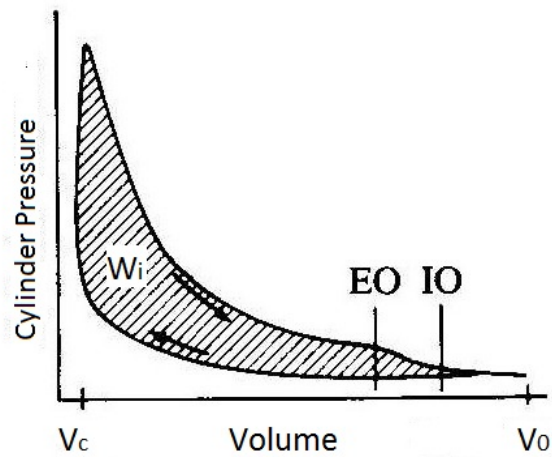
3.4. Δυναμοδεικτικό διάγραμμα

Οι μηχανές εσωτερικής καύσης λειτουργούν σε πραγματικό κύκλο και όχι σε θεωρητικό - θερμοδυναμικό κύκλο. Ενώ γενικά επιδιώκεται η προσομοίωση του κύκλου τους με θερμοδυναμικούς κύκλους για να μελετηθούν με μεγαλύτερη ευκολία, είναι απαραίτητο να σχεδιαστεί και ο πραγματικός κύκλος λειτουργίας τους. Συνεπώς, θα πρέπει να μετρηθεί ένα χαρακτηριστικό μέγεθος του εργαζόμενου μέσου κατά τη διάρκεια των αλλαγών κατάστασής του σε ένα κύκλο λειτουργίας.

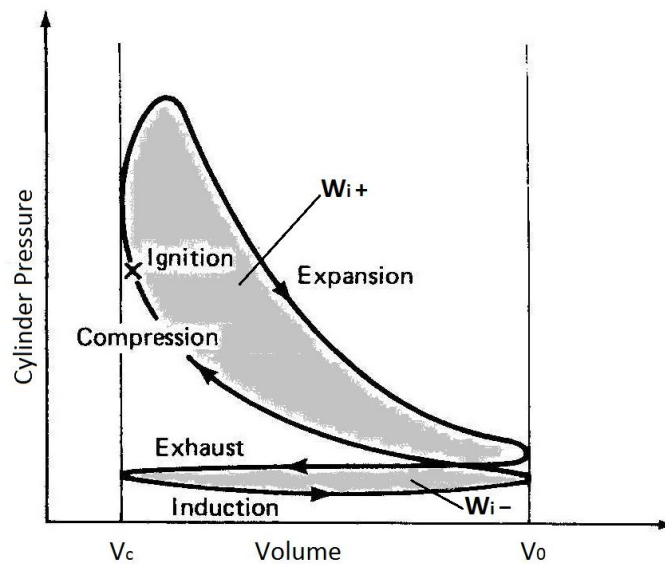
Συγκεκριμένα, για τους εμβολοφόρους κινητήρες γίνεται μέτρηση της τιμής της πίεσης (p) στο εσωτερικό του κυλίνδρου για κάθε θέση του εμβόλου (x) κατά τη διάρκεια ενός κύκλου λειτουργίας. Με αυτόν τον τρόπο προκύπτει το **δυναμοδεικτικό διάγραμμα** p - x της λειτουργίας ενός κινητήρα. Το διάγραμμα αυτό είναι άμεσα μετατρέψιμο σε p - V χρησιμοποιώντας τον τύπο,

$$V = V_c + A * x \quad (3.4.1)$$

Όπου V_c ο επιζήμιος όγκος και $A = \frac{\pi * D^2}{4}$ η επιφάνεια του εμβόλου. Το δυναμοδεικτικό διάγραμμα είναι εξαιρετικά σημαντικό επειδή είναι δυνατό να υπολογιστεί απ' ευθείας από αυτό, το έργο που αποδίδεται από το εργαζόμενο μέσο επί του εμβόλου. Παρακάτω, στα σχήματα 3.4.α και 3.4.β, φαίνονται χαρακτηριστικά τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα ενός δίχρονου και ενός τετράχρονου κινητήρα.



Σχήμα 3.4.α. Δυναμοδεικτικό διάγραμμα 2-χ κινητήρα, EO: άνοιγμα θυρίδων εξαγωγής



Σχήμα 3.4.β. Δυναμοδεικτικό διάγραμμα 4-χ κινητήρα

Το ενδεικνύμενο έργο W_i , δηλαδή το έργο που αποδίδεται επί του εμβόλου, ανά κύκλο λειτουργίας και ανά κύλινδρο βρίσκεται ως το επιφανειακό ολοκλήρωμα που σχηματίζεται από την καμπύλη του διαγράμματος p-V.

$$W_i = \oint p dV \quad (3.4.2)$$

Η εφαρμογή του προηγούμενου τύπου είναι άμεση στους δίχρονους κινητήρες, όπως φαίνεται και στο σχήμα 3.4.α. Ωστόσο, παρατηρώντας το σχήμα 3.4.β είναι

φανερό πως στο γράφημα του τετράχρονου κινητήρα έχουν προστεθεί η εισαγωγή και η εξαγωγή. Η νέα επιφάνεια που εμφανίζεται στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα και έχει ονομαστεί W_i^- αντιστοιχεί στο έργο που καταναλώνεται κατά την εναλλαγή των αερίων. Ενώ W_i^+ είναι το έργο που παράγεται κατά την αποτόνωση. Έτσι, στον τετράχρονο κινητήρα το ενδεικνύμενο έργο υπολογίζεται ως εξής $W_i = W_i^+ - W_i^-$. Πρέπει να τονιστεί ότι στο ενδεικνύμενο έργο περιλαμβάνονται οι πάσης φύσεως απώλειες και θα πρέπει να αφαιρεθούν για να προκύψει το πραγματικό αποδιδόμενο έργο.

Τέλος, η ενδεικνύμενη ισχύς ενός πολυκύλινδρου κινητήρα υπολογίζεται άμεσα σύμφωνα με τον τύπο

$$P_i = z * W_i * \nu \quad (3.4.3)$$

όπου (z) ο αριθμός κυλίνδρων και (ν) ο αριθμός ενεργών διαδρομών ανά sec που δίνεται από τον τύπο

$$\nu = \frac{n}{30K} \quad (3.4.4)$$

με (n) την ταχύτητα περιστροφής σε rpm και K=2 για 2-χ κινητήρα, K=4 για 4-χ κινητήρα.

4. ΓΕΝΙΚΗ ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ ΤΩΝ ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL

4.1. Ιδιαίτερα Χαρακτηριστικά Κύκλου Λειτουργίας και Καύσης

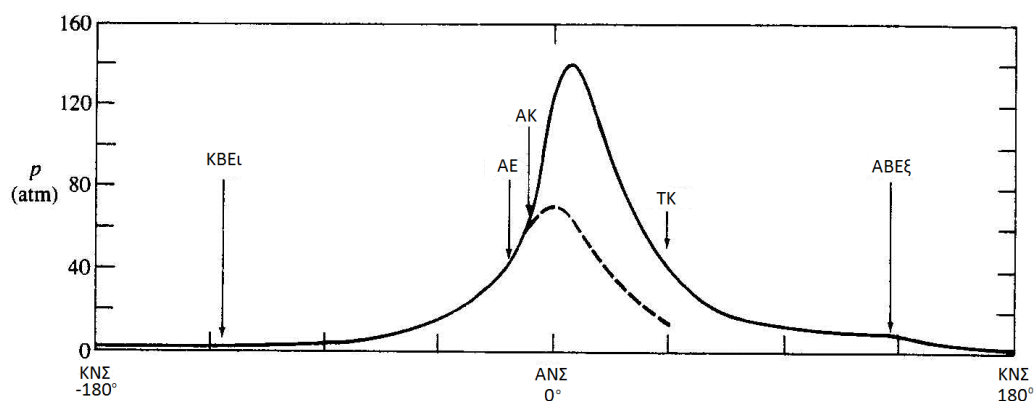
Σ' αυτού του είδους τους κινητήρες, όπως προαναφέρθηκε, έχουμε αναρρόφηση αποκλειστικά ατμοσφαιρικού αέρα και λίγο πριν τη στιγμή που πρέπει να ξεκινήσει η καύση εγχύουμε το καύσιμο απευθείας στον κύλινδρο. Η ρύθμιση της ισχύος γίνεται με έλεγχο της ποσότητας της βενζίνης που εγχύεται σε κάθε κύκλο λειτουργίας, αφού πρακτικά η ποσότητα του αέρα που αναρροφάται σε σταθερές στροφές δεν αλλάζει. Επιπλέον, η λειτουργία τους γίνεται με υψηλούς λόγους μαζών αέρα-καυσίμου, λόγω του ότι ο χρόνος που είναι διαθέσιμος για το σχηματισμό του μίγματος είναι αρκετά μικρός.

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται είναι υγρά βαρύτερα της βενζίνης και ανήκουν στην κατηγορία των πετρελαίων, όπως για παράδειγμα το αερίλαιο, το ελαφρό ή βαρύ καύσιμο λεβήτων. Ακόμη είναι δυνατό να χρησιμοποιηθούν και βαρύτερα αυτών κλάσματα του πετρελαίου (residual fuel oil) τα οποία βρίσκονται κυρίως σε ναυτικές εφαρμογές ή στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, δηλαδή σε εφαρμογές μεγάλης κλίμακας.

Οι κινητήρες αυτοί καλύπτουν ένα ευρύ φάσμα χρήσεων, όπως σε επιβατικά οχήματα, φορτηγά, πλοία και μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας. Απαντώνται ως κινητήρες φυσικής αναπνοής αλλά και υπερπληρωμένοι με χρήση στροβιλοϋπερπληρωτή ή μηχανικού υπερσυμπιεστή, διατάξεις που πρόκειται να εξεταστούν λεπτομερέστερα σε επόμενη ενότητα.

Η τυπική λειτουργία ενός τετράχρονου Diesel φυσικής αναπνοής παρουσιάζει ορισμένες ιδιαιτερότητες σε σχέση με τον αντίστοιχο Otto. Αρχικά ο λόγος πίεσης του Diesel είναι σημαντικά μεγαλύτερος και μπορεί να βρίσκεται μεταξύ 12 και 24, ανάλογα με το σχεδιασμό του κινητήρα και το αν είναι υπερπληρωμένος ή όχι. Ατμοσφαιρικός αέρας αναρροφάται και συμπιέζεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία, τέτοιες ώστε να ξεπερνούν το σημείο αυτανάφλεξης του καυσίμου. Περίπου 20° πριν το ΑΝΣ ξεκινά η έγχυση του καυσίμου στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Το καύσιμο διασπάται σε σταγονίδια και αναμιγνύεται με τον αέρα, με σκοπό την εξάτμισή του. Μετά από ένα πολύ μικρό χρονικό διάστημα (καθυστέρηση αναφλέξεως) εμφανίζεται αυτανάφλεξη του καυσίμου στα σημεία που έχει αναμιχθεί επαρκώς με τον αέρα. Σε αυτό το σημείο ξεκινά η έντονη αύξηση της πίεσης στο εσωτερικό του κυλίνδρου, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.1α. Στη συνέχεια καθώς συνεχίζει η έγχυση του καυσίμου και η ανάμιξή του με τον αέρα, αυτό βρίσκει πλέον πιο ευνοϊκές συνθήκες στο εσωτερικό του κυλίνδρου, αφού έχει

ξεκινήσει η καύση και αναφλέγεται με τη μικρότερη δυνατή καθυστέρηση με αποτέλεσμα ουσιαστικά να έχουμε έλεγχο της καύσης από το ρυθμό της έγχυσης του καυσίμου. Η ποσότητα του καυσίμου που μπορεί να καεί αποτελεσματικά περιορίζεται από την εμφάνιση μαύρου καπνού στην εξαγωγή του κινητήρα.



Σχήμα 4.1.α. Τυπικό διάγραμμα Πίεσης – γωνίας στροφάλου κινητήρα Diesel κατά τη διάρκεια των διαδικασιών συμπίεσης, καύσης και αποτόνωσης. Σημειώνονται τα εξής: KBEI (Κλείσιμο Βαλβίδας Εισαγωγής), AE (Αρχή Εγχύσεως καυσίμου), AK (Αρχή Καύσης), TK (Τέλος Καύσης), ABEΞ (Άνοιγμα Βαλβίδας Εξαγωγής).

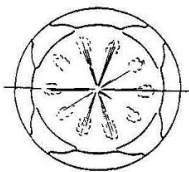
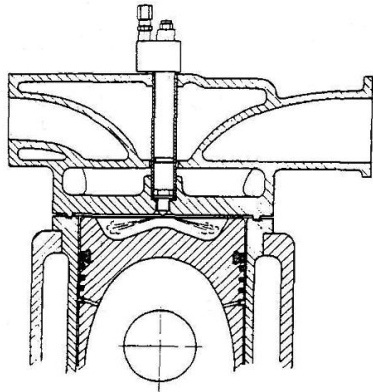
Σ' ένα δίχρονο Diesel οι διαδικασίες της συμπίεσης, της έγχυσης του καυσίμου, της καύσης και της αποτόνωσης είναι παρόμοιες με του τετράχρονου. Η διαφορά έγκειται στη διαδικασία εναλλαγής των αερίων. Βασικά, για να λειτουργήσει ο κύκλος θα πρέπει οι πιέσεις της εισαγωγής και της εξαγωγής να είναι διαφορετικές και μάλιστα υψηλότερη της εισαγωγής, όπως εξηγείται στη συνέχεια. Καθώς το έμβολο βρίσκεται στη διαδικασία της αποτόνωσης, κατά την κάθοδό του προς το ΚΝΣ αρχικά αποκαλύπτει τις θυρίδες εξαγωγής με αποτέλεσμα η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου να αρχίσει να μειώνεται ραγδαία. Έπειτα αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής και την ώρα που η πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου γίνει μικρότερη από αυτή της εισαγωγής, αρχίζει να ρέει ο ατμοσφαιρικός αέρας μέσα στον κύλινδρο. Τα καυσαέρια εκτοπίζονται από τον αέρα και ρέουν προς τον αγωγό εξαγωγής μαζί με ένα μέρος του νεοεισερχόμενου αέρα, πραγματοποιώντας έτσι την απόπλυση του κυλίνδρου. Τέλος, αφού κλείσουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής κατά την άνοδο του εμβόλου ακολουθούν οι υπόλοιπες διαδικασίες όμοια με τον τετράχρονο κινητήρα.

Γενικά, η ικανοποιητική λειτουργία του Diesel κινητήρα βασίζεται στο σωστό έλεγχο της κινήσεως του αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου και στη σωστή έγχυση του καυσίμου. Έτσι λοιπόν είναι πολύ σημαντικός ο σχεδιασμός του θαλάμου

καύσης και το σύστημα προσαγωγής του καυσίμου. Το ιδανικό σύστημα καύσης πρέπει να έχει μεγάλη παραγωγή ισχύος, υψηλό συντελεστή απόδοσης, γρήγορη καύση και να διατηρεί χαμηλά επίπεδα θορύβου. Ωστόσο αυτές οι παράμετροι είναι αντικρουόμενες ως ένα βαθμό.

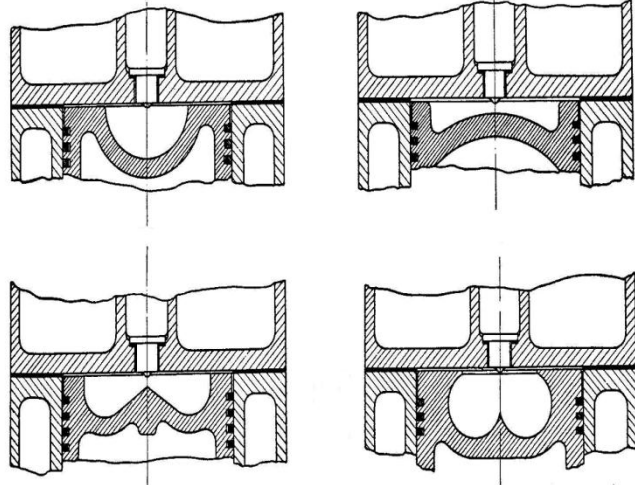
Σε έναν κινητήρα Diesel, όπως έχει προαναφερθεί, το καύσιμο εγχύεται απευθείας στο εσωτερικό του κυλίνδρου λίγο πριν το τέλος της συμπίεσης. Είναι φανερό λοιπόν, πως υπάρχει περιορισμένος χρόνος ώστε το καύσιμο να αναμιχθεί με τον αέρα στη σωστή αναλογία για να καεί. Έτσι γίνεται φανερό πως η σωστή σχεδίαση του θαλάμου καύσης και η ακρίβεια του συστήματος προσαγωγής του καυσίμου είναι εξαιρετικά σημαντικές. Υπάρχουν 2 τύποι θαλάμων καύσης. Ο ενιαίος θάλαμος καύσης στον οποίο γίνεται άμεση έγχυση του καυσίμου και ο διμερής θάλαμος καύσης, όπου έχουμε έγχυση του καυσίμου σε έναν δευτερεύον θάλαμο (έμμεση έγχυση) που επικοινωνεί φυσικά με τον κύριο θάλαμο καύσης. Το σύστημα προσαγωγής του καυσίμου δεν θα μπορούσε σε καμία περίπτωση να σχεδιαστεί ξεχωριστά αφού η ικανοποιητική καύση εξαρτάται από τη σωστή ανάμιξη του καυσίμου με τον αέρα. Στους κινητήρες Diesel έχουμε ανάπτυξη πολύ υψηλότερων πιέσεων στο εσωτερικό του κυλίνδρου κατά τη φάση της συμπίεσης απ' ότι στους Otto. Αυτό σημαίνει πως το σύστημα προσαγωγής του καυσίμου έχει ακόμα δυσκολότερο έργο ώστε να καταφέρει να υπερνικήσει την πίεση που χρειάζεται για να ψεκάσει το καύσιμο στο εσωτερικό του κυλίνδρου.

Στους κινητήρες άμεσης έγχυσης έχουμε εγγενώς μικρή κίνηση του αέρα στο εσωτερικό του θαλάμου καύσης, ο οποίος σχεδιάζεται μεταξύ της άνω επιφάνειας του εμβόλου και της κάτω επιφάνειας της κεφαλής του κυλίνδρου. Έτσι είναι απαραίτητο να χρησιμοποιηθεί πολύ υψηλή πίεση έγχυσης σε συνδυασμό με εγχυτήρες πολλών οπών. Αυτό συμβαίνει διότι όσο υψηλότερη είναι η πίεση στην οποία εγχύεται το καύσιμο, σε τόσο περισσότερα και μικρότερα σταγονίδια θα διαχωριστεί έτσι ώστε να μειωθεί όσο γίνεται περισσότερο ο χρόνος ατμοποίησής του και κατ' επέκταση ο χρόνος ανάμιξής του με τον αέρα. Στη διαδικασία αυτή της μείωσης της διαμέτρου των σταγονιδίων του καυσίμου κατά τον ψεκασμό του συμβάλουν και οι εγχυτήρες πολλών οπών, ενώ επίσης διανέμουν το καύσιμο όσο το δυνατό πιο ομοιόμορφα στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Τελικά η μειωμένη κίνηση του αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου αντισταθμίζεται από την κατάλληλη σχεδίαση του συστήματος προσαγωγής του καυσίμου. Ωστόσο, το εύρος των μέγιστων στροφών είναι μικρότερο σε σχέση με τους κινητήρες έμμεσης έγχυσης. Ακολουθούν οι εικόνες 4.1.β και 4.1.γ, στις οποίες φαίνονται χαρακτηριστικά τέτοιου είδους θάλαμοι καύσης.



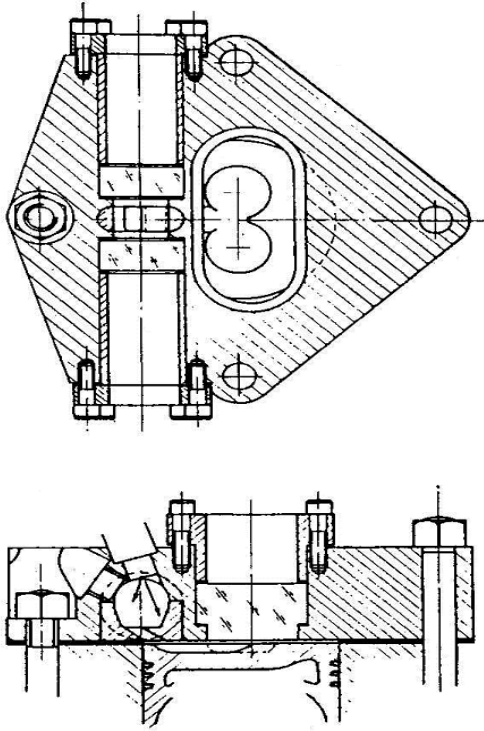
(α)

Εικόνα 4.1.β. Ενιαίος θάλαμος καύσης άμεσης έγχυσης με εγχυτήρα πολλών οπών.



Εικόνα 4.1.γ. Διαφορετικές μορφές ενιαίων θαλάμων καύσης.

Από την άλλη πλευρά, στους κινητήρες με διμερή θάλαμο καύσης και έμμεση έγχυση του καυσίμου έχουμε το σχηματισμό του κύριου θαλάμου καύσης όπως και στους προηγούμενους, ανάμεσα σε έμβολο και κεφαλή κυλίνδρου, με τη διαφορά ότι εδώ έχουμε έναν επιπλέον θύλακα που σχηματίζεται κυρίως εντός της κεφαλής του κυλίνδρου. Αυτές οι δύο διαμορφώσεις επικοινωνούν μεταξύ τους με μια στενή διάδο ή οποία είναι υπεύθυνη για την αύξηση της ταχύτητας του αέρα, ο οποίος συμπιέζεται από την ανοδική πορεία του εμβόλου και μ' αυτόν τον τρόπο τη δημιουργία της έντονης κινητικής κατάστασης στο δευτερεύοντα θάλαμο καύσης. Η έντονη αυτή κινητικότητα του αέρα εξασφαλίζει την καλύτερη ανάμιξη του με το καύσιμο, με αποτέλεσμα οι απαιτήσεις για την έγχυση του να είναι μικρότερες. Εδώ μπορούν να χρησιμοποιηθούν εγχυτήρες μίας οπής με πιέσεις χαμηλότερες απ' ότι στους κινητήρες άμεσης έγχυσης. Παρ' όλα αυτά, η σχεδίαση του διμερούς θαλάμου καύσης είναι δύσκολη και αρκετά δαπανηρή και επίσης έχουμε επιπρόσθετη κατανάλωση ενέργειας κατά την πρόσδοση της έντονης κινητικής ενέργειας στον αέρα, καθώς και επιπλέον απώλειες θερμότητας. Στην εικόνα 4.1.δ που ακολουθεί φαίνεται ένας διμερής θάλαμος καύσης.



Εικόνα 4.1.δ. Διμερής θάλαμος καύσης σε δύο όψεις. Στην κάτωψη φαίνεται ο κύριος θάλαμος καύσης και στην πλάγια όψη ο δευτερεύον καθώς και η δίοδος που τους ενώνει.

Τέλος, σε έναν κινητήρα Diesel η διαδικασία της καύσης συμβαίνει σε πολύ περιορισμένο χρόνο αφού τα φυσικά φαινόμενα της εξάτμισης του καυσίμου και της ανάμιξής του με τον αέρα καθώς και τα χημικά, που περιλαμβάνουν τη διάσπαση του σε αντιδρώντα στοιχεία και την καύση αυτή καθ' εαυτή, θα πρέπει να ολοκληρωθούν μόλις σε μερικές μοίρες γωνίας στροφάλου. Αυτό μας οδηγεί στο συμπέρασμα ότι οι μέγιστες στροφές στους κινητήρες Diesel έχουν ένα άνω όριο, το οποίο μάλιστα είναι αρκετά μικρότερο από αυτό των κινητήρων Otto. Έτσι, αφού δεν μπορούμε να αυξήσουμε αρκετά την ταχύτητά τους, για να αυξήσουμε την αποδιδόμενη ισχύ αποτελεσματικά οδηγούμαστε στη λύση της υπερπλήρωσης.

4.2. Υπερπλήρωση Κινητήρων Diesel

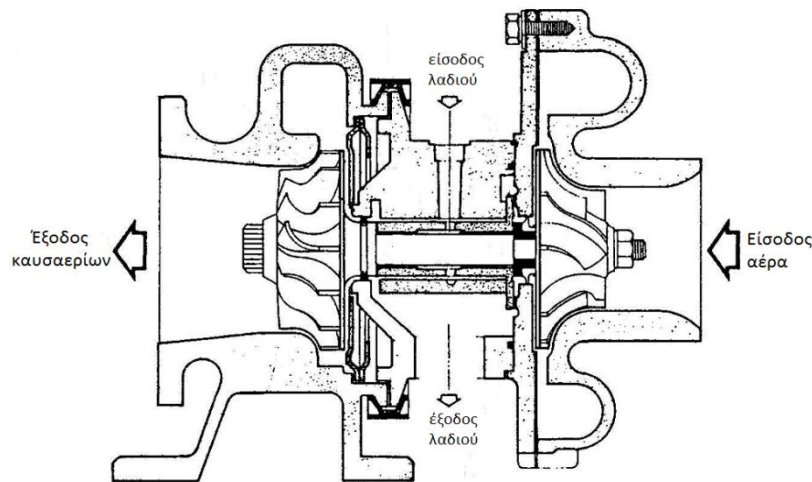
Η διαδικασία της υπερπλήρωσης είναι η εξαναγκασμένη εισαγωγή αέρα υπό πίεση στο εσωτερικό του κυλίνδρου, με τη χρήση συμπιεστή. Έτσι, σε κάθε κύκλο λειτουργίας η πλήρωση του κάθε κυλίνδρου γίνεται με μεγαλύτερη ποσότητα αέρα απ' ότι σε έναν κινητήρα φυσικής αναπνοής με αποτέλεσμα να μπορούμε να χρησιμοποιήσουμε περισσότερο καύσιμο, άρα να παράγουμε περισσότερη ισχύ.

Στους τετράχρονους κινητήρες έχουμε μία ολόκληρη διαδρομή του εμβόλου αφιερωμένη στην πλήρωση του κυλίνδρου με ατμοσφαιρικό αέρα. Ωστόσο, όπως είναι λογικό υπάρχει ένα όριο στην ποσότητα του αέρα που μπορεί να αναρροφηθεί από τον κύλινδρο. Σ' αυτό το σημείο επεμβαίνει ο συμπιεστής αυξάνοντας την πίεση και την πυκνότητα του αέρα και εξαναγκάζοντας τελικά περισσότερο αέρα να εισέλθει στον κύλινδρο. Στους δίχρονους κινητήρες, που συνήθως έχουμε ήδη ελαφρώς αυξημένη πίεση λόγω της παρουσίας αντλίας αποπλύσεως, ο συμπιεστής αυξάνει την πίεση ακόμα περισσότερο.

Η υπερπλήρωση είναι ιδιαίτερα διαδεδομένη στους κινητήρες Diesel διότι δεν υπάρχει ο κίνδυνος εμφάνισης κρουστικής καύσεως από την αύξηση της πίεσεως στο εσωτερικό του κυλίνδρου, όπως στους κινητήρες Otto. Μ' αυτόν τον τρόπο μπορούμε να μειώσουμε σημαντικά το μέγεθος ενός Diesel κινητήρα για συγκεκριμένη ισχύ, όπως επίσης και να αυξήσουμε σημαντικά την αποδιδόμενη ισχύ ενός κινητήρα, ανάλογα με το τι χρειαζόμαστε στην εκάστοτε εφαρμογή. Έτσι λοιπόν, με τη χρήση υπερπλήρωσης είναι δυνατό να καταστήσουμε ανταγωνιστικό έναν κινητήρα Diesel έναντι του Otto σε εφαρμογές όπως η κίνηση επιβατικών οχημάτων ή ακόμα να αυξήσουμε σημαντικά την ισχύ ενός Diesel μεγάλων διαστάσεων που μπορεί να χρησιμοποιείται στη ναυτιλία ή την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας. Στις μέρες μας οι κινητήρες Diesel μέσω και μεγάλων διαστάσεων είναι σχεδόν αποκλειστικά υπερπληρωμένοι.

Η βασική διαφορά των συστημάτων υπερπλήρωσης είναι ο τρόπος κίνησης του συμπιεστή. Αυτό σημαίνει ότι ο συμπιεστής μπορεί να κινείται μηχανικά από τη στροφαλοφόρο άτρακτο, οπότε έχουμε την περίπτωση της **μηχανικής υπερπλήρωσης**. Επίσης είναι δυνατό να εκμεταλλευτούμε την εναπομείνουσα ενέργεια που βρίσκεται στα καυσαέρια με τη χρήση στροβίλου συνδεδεμένου σε κοινό άξονα με το συμπιεστή. Έτσι έχουμε ένα ζεύγος στροβίλου-συμπιεστή το οποίο κινείται από τα καυσαέρια του κινητήρα και αποτελεί την περίπτωση της **στροβιλο-υπερπλήρωσης**, η οποία είναι και η πιο διαδεδομένη μέθοδος υπερπλήρωσης. Αυτό συμβαίνει γιατί στη στροβιλο-υπερπλήρωση χρησιμοποιείται η ενέργεια που υπάρχει στα καυσαέρια και όχι ένα ποσοστό πολύτιμου μηχανικού

έργου από τη στροφαλοφόρο άτρακτο όπως γίνεται στη μηχανική υπερπλήρωση. Στην εικόνα 4.2 που ακολουθεί φαίνεται ένας τυπικός στροβιλο-υπερπληρωτής.



Εικόνα 4.2. Στροβιλο-υπερπληρωτής ακτινικού συμπιεστή και στροβίλου.

Παρ' όλα τα οφέλη της, η υπερπλήρωση θα πρέπει να προσεγγίζεται με ιδιαίτερη προσοχή. Αρχικά, ένας υπερπληρωμένος κινητήρας δουλεύει σε υψηλές πιέσεις κάτι που σημαίνει ότι πρέπει να προσέξουμε ιδιαίτερα την κατασκευή του. Επίσης, θα πρέπει να δώσουμε έμφαση στην αεροθερμοδυναμική σύζευξη του στροβιλο-υπερπληρωτή και του κινητήρα. Τα χαρακτηριστικά των στροβιλο-υπερπληρωτών είναι θεμελιωδώς διαφορετικά από αυτά των εμβολοφόρων κινητήρων, κάτι που οδηγεί σε προβλήματα όταν συνδυάζονται. Επίσης λόγω της αδράνειας του άξονα του στροβιλο-υπερπληρωτή έχουμε καθυστέρηση στην ανταπόκρισή του σε αλλαγές φορτίου (turbo lag). Όσον αφορά την αποδοτικότητα των συμπιεστών και των στροβίλων, αυτή εξαρτάται από τον τύπο τους (αξονικοί ή ακτινικοί) και από το μέγεθός τους. Καθώς το μέγεθος αυξάνεται, το ίδιο συμβαίνει και για το βαθμό απόδοσής τους. Γενικά, σε μικρά μεγέθη έχουμε τη χρήση κυρίως ακτινικών συμπιεστών και στροβίλων και σε μεγάλα αξονικών.

Τέλος, ένα σημαντικό φαινόμενο που προέρχεται από τη χρήση συμπιεστή είναι η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα στην έξοδό του. Αυτό είναι τόσο πιο έντονο όσο ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του είναι μικρότερος. Το φαινόμενο αυτό είναι ανεπιθύμητο διότι η αύξηση της θερμοκρασίας οδηγεί σε μείωση της πυκνότητας του αέρα, κάτι που έρχεται σε αντίθεση με το σκοπό της χρήσης του συμπιεστή. Επιπλέον έχουμε μία γενικότερη αύξηση των θερμοκρασιών σε όλο τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, με αποτέλεσμα να αυξάνουμε τη θερμική καταπόνησή του. Για να λύσουμε το πρόβλημα αυτό, αναγκαζόμαστε να ψύξουμε

τον αέρα στην έξοδο του συμπιεστή και πριν την είσοδο του κινητήρα (inter-cooling), με τη χρήση ψυγείου του αέρα υπερπληρώσεως, για να πετύχουμε ανύψωση της πυκνότητας του και τελικά έναν καλύτερο βαθμό υπερπλήρωσης του κινητήρα. Φυσικά, τα παραπάνω αυξάνουν την πολυπλοκότητα του κινητήρα ή γενικότερα μιας εγκατάστασης και ανάλογα με την ανάλυση των οικονομοτεχνικών κριτηρίων αποφασίζεται αν θα γίνει χρήση της διάταξης ή όχι.

4.3. Σύντομη Αναφορά στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel

Στις μέρες μας, έχει επικρατήσει η χρήση του κινητήρα Diesel ως κύριο σύστημα πρόωσης πλοίων. Οι κυριότεροι ανταγωνιστές του είναι ο αεριοστρόβιλος και ο ατμοστρόβιλος. Ο σημαντικότερος λόγος της επικράτησης του κινητήρα Diesel είναι το γεγονός ότι σε υψηλές ισχύεις ο βαθμός απόδοσής του μπορεί να ξεπεράσει το 50%. Επίσης οι κινητήρες αυτοί, οι οποίοι είναι μεγάλων διαστάσεων, μπορούν να ρυθμιστούν ώστε να λειτουργούν ικανοποιητικά με καύσιμα χαμηλής ποιότητας, τα οποία είναι βαριά κλάσματα του πετρελαίου και προέρχονται από τα τελευταία στάδια απόσταξης του (residual fuel oil), γεγονός που μειώνει κατά πολύ το κόστος λειτουργίας του κινητήρα. Επιπλέον, είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί η απορριπτόμενη θερμότητα που βρίσκεται στα καυσαέρια και το νερό ψύξης, αυξάνοντας έτσι περαιτέρω το βαθμό απόδοσης. Όλα αυτά έχουν οδηγήσει στη μεγάλη διάδοση του κινητήρα Diesel ως σύστημα πρόωσης εμπορικών ή επιβατικών πλοίων.

Στη συνέχεια παρουσιάζονται οι κυριότερες διακρίσεις των ναυτικών κινητήρων Diesel.

- Ανάλογα με τον κύκλο λειτουργίας έχουμε τους δίχρονους και τους τετράχρονους.
- Ανάλογα με τη διάταξη του κινηματικού τους μηχανισμού χωρίζονται σε κινητήρες με διωστήρα-στρόφαλο ή με βάκτρο-διωστήρα-στρόφαλο.
- Ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής τους διακρίνονται σε:
 - 1) Βραδύστροφους, στους οποίους η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής δεν ξεπερνά τις 300rpm.
 - 2) Μεσόστροφους, οι οποίοι στρέφονται μεταξύ 300 και 900 rpm.
 - 3) Ταχύστροφους, στους οποίους περιλαμβάνεται κάθε κινητήρας με μέγιστη ταχύτητα περιστροφής που ξεπερνά τις 900rpm.
- Φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένοι.

Γενικά, ανάλογα με την εκάστοτε εφαρμογή και τις ανάγκες πρόωσης θα επιλέξουμε τον κινητήρα Diesel με την ισχύ που χρειάζεται. Όλοι οι κινητήρες Diesel με παραγόμενη ισχύ της τάξεως των εκατοντάδων kW και παραπάνω είναι υπερπληρωμένοι. Αυτό σημαίνει, πρακτικά, πως η συντριπτική πλειοψηφία των ναυτικών Diesel είναι υπερπληρωμένοι.

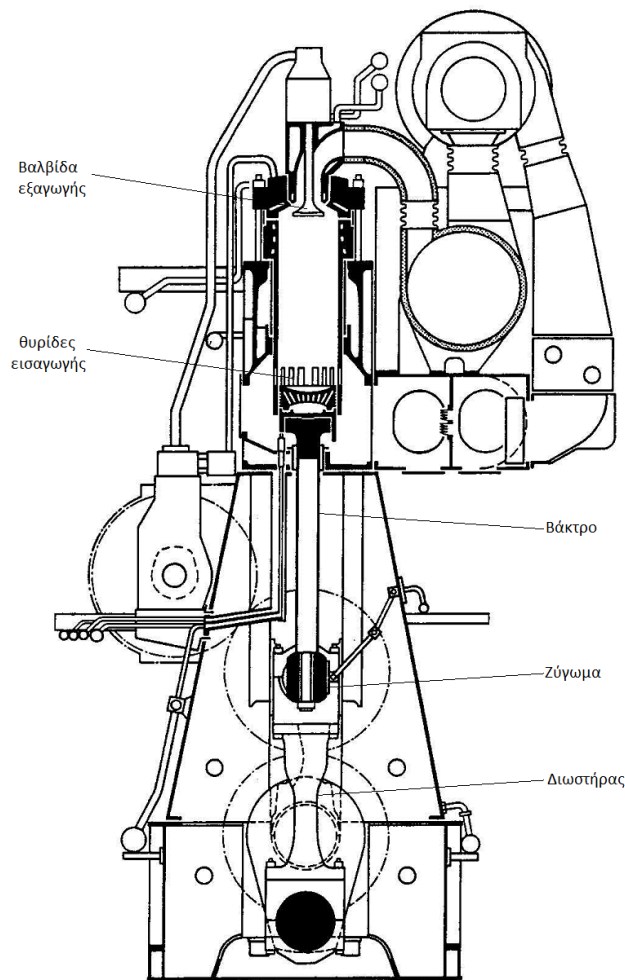
Μια άλλη πολύ σημαντική επιλογή είναι αυτή της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Ταχύστροφοι κινητήρες χρησιμοποιούνται κυρίως σε εφαρμογές μικρής κλίμακας, όπως είναι αναμενόμενο, αφού τα αδρανειακά φαινόμενα σε κινητήρες πολύ μεγάλου μεγέθους αρχίζουν και παίζουν σημαντικό ρόλο στην κατασκευή και τη λειτουργία τους. Έτσι, στις περιπτώσεις της πρόωσης μεγάλων πλοίων με μεγάλες απαιτήσεις σε ισχύ έχουμε τη χρήση αργόστροφων ή μεσόστροφων κινητήρων. Εδώ, ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής αλλάζει και το μέγεθος του κινητήρα επηρεάζοντας έτσι το μέγεθος και τη μορφή του μηχανοστασίου, όπως στενό και ψηλό ή πιο χαμηλό και μακρύ, κάτι που είναι ιδιαίτερα σημαντικό στη σχεδίαση του πλοίου, ανάλογα τη χρήση του.

Επιπρόσθετες ιδιαιτερότητες του ναυτικού Diesel είναι η σύνδεση του με την έλικα και ο τρόπος ψύξης του. Ένας τέτοιος κινητήρας μπορεί να συνδεθεί με την έλικα είτε απευθείας, είτε με τη χρήση μειωτήρα και συμπλέκτη. Το γεγονός ότι η έλικα θα πρέπει να μπορεί να κινείται και προς τις δύο κατευθύνσεις σημαίνει πως στην περίπτωση της απευθείας σύνδεσης θα πρέπει να υπάρχει η δυνατότητα αναστροφής της φοράς περιστροφής του κινητήρα, αλλιώς αυτό γίνεται με τη χρήση του μειωτήρα και του συμπλέκτη. Όσον αφορά την ψύξη ενός ναυτικού Diesel, αυτή γίνεται αποκλειστικά με νερό το οποίο μάλιστα μπορεί να χρησιμοποιηθεί για ανάκτηση της θερμότητας που βρίσκεται σε αυτό.

4.3.1. Κύρια Χαρακτηριστικά των Βραδύστροφων 2-Χ Κινητήρων Diesel

Οι βραδύστροφοι κινητήρες είναι τυπικά δίχρονοι με μεγάλο λόγο διαδρομής-διαμέτρου και διάταξη βάρκρου με ζύγωμα - διωστήρα - στροφάλου. Επιπλέον, έχουν θυρίδες εισαγωγής και αντί για θυρίδες εξαγωγής διαθέτουν βαλβίδα στην κεφαλή του κυλίνδρου με αποτέλεσμα να πραγματοποιείται διαμήκης απόπλυση, η οποία είναι ιδιαίτερα αποτελεσματική. Οι κινητήρες αυτοί συνδέονται άμεσα με την έλικα, χωρίς μειωτήρα. Ένα βασικό χαρακτηριστικό τους είναι ότι μπορούν να λειτουργήσουν αρκετά καλά με ένα μεγάλο εύρος ποιότητας καυσίμου, ακόμα και πολύ χαμηλής, λόγω της μεγάλης διαδρομής τους και της χαμηλής ταχύτητας περιστροφής που τους δίνει τόσο το χώρο όσο και το χρόνο για να το κάνουν.

Στο βραδύστροφο κινητήρα με ζύγωμα έχουμε σαφή διαχωρισμό του στροφαλοθαλάμου με τους κυλίνδρους, πράγμα που μας οδηγεί στην καλύτερη λίπανση των μηχανικών μερών, αφού μπορεί να χρησιμοποιηθεί διαφορετικό λάδι λίπανσης των εδράνων και του κυλίνδρου. Οι κινητήρες αυτοί έχουν λιγότερους κυλίνδρους από τους υπόλοιπους διατεταγμένους σε σειρά. Αυτό σημαίνει ότι έχουν λιγότερα κινούμενα μηχανικά μέρη με αποτέλεσμα τη μεγαλύτερη αξιοπιστία τους. Επίσης, το επίπεδο θορύβου διατηρείται σε αρκετά χαμηλό επίπεδο. Ένα άλλο χαρακτηριστικό τους είναι το γεγονός ότι αυτοί οι κινητήρες έχουν σημαντικά μεγαλύτερο ύψος από τους μεσόστροφους, κάτι που οδηγεί και σε μεγάλο ύψος μηχανοστασίου. Γενικά, καταλαμβάνουν περισσότερο χώρο και έχουν μεγαλύτερο βάρος από αντίστοιχους μεσόστροφους. Στην εικόνα 4.3.1 που ακολουθεί φαίνεται ένας τυπικός δίχρονος βραδύστροφος Diesel.



Εικόνα 4.3.1. Τυπικός δίχρονος βραδύστροφος κινητήρας Diesel.

Όλοι οι δίχρονοι βραδύστροφοι κινητήρες είναι υπερπληρωμένοι. Αυτό επιτυγχάνεται με τη χρήση στροβιλο-υπερπληρωτή, ο οποίος λειτουργεί με την ενέργεια των καυσαερίων, όπως έχει προαναφερθεί. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι ενώ στις μικρές ισχύς υπερπληρωμένων Diesel χρησιμοποιούνται αποκλειστικά ακτινικοί στρόβιλοι και συμπιεστές, εδώ έχουμε τη δυνατότητα να χρησιμοποιήσουμε στροβιλο-υπερπληρωτές με αξονικό στρόβιλο, οι οποίοι σε αυτές τις συνθήκες λειτουργούν πιο αποτελεσματικά. Ένα σημείο που χρειάζεται προσοχή είναι η λειτουργία του υπερπληρωμένου βραδύστροφου δίχρονου στα χαμηλά φορτία. Εδώ είναι δυνατό τα καυσαέρια να μην έχουν την απαραίτητη ενέργεια ώστε ο στροβιλο-υπερπληρωτής τελικά να παράγει την απαιτούμενη πίεση για τη σωστή απόπλυση των κυλίνδρων έτσι κρίνεται απαραίτητη η επιπλέον χρήση αντλίας αποπλύσεως. Ωστόσο, σε υψηλότερα φορτία διακόπτεται η χρήση της για βελτίωση της κατανάλωσης.

4.3.2. Χαρακτηριστικά Μεσόστροφων Κινητήρων Diesel Μεγάλου Μεγέθους

Η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής των μεσόστροφων κινητήρων βρίσκεται μεταξύ 300 και 900 rpm. Είναι τετράχρονοι, υπερπληρωμένοι και κατασκευάζονται με διατάξεις κυλίνδρων εν σειρά ή V. Οι εν σειρά κινητήρες μπορεί να έχουν μέχρι 10 κυλίνδρους και οι V μπορούν να φτάσουν και τους 20 κυλίνδρους. Οι μεσόστροφοι κινητήρες εμφανίζουν μεγαλύτερη ευαισθησία σε καύσιμα χαμηλής ποιότητας απ' ότι οι βραδύστροφοι, χωρίς όμως αυτό να σημαίνει ότι δεν μπορούν να χρησιμοποιήσουν και αυτοί χαμηλής ποιότητας καύσιμο αποτελεσματικά.

Οι κινητήρες αυτοί συνδέονται με την έλικα με τη χρήση μειωτήρα στροφών. Αυτό οδηγεί σε ένα πολύ σημαντικό πλεονέκτημα που είναι η ελευθερία επιλογής της βέλτιστης ταχύτητας της έλικας. Επιπλέον δεν είναι απαραίτητο να μπορεί να αναστραφεί η φορά περιστροφής του κινητήρα. Γενικά, η χρήση μεσόστροφου κινητήρα οδηγεί σε χαμηλότερου ύψους μηχανοστάσια αφού είναι μικρότεροι από αντίστοιχης ισχύος βραδύστροφους. Επίσης, έχουν χαμηλότερο βάρος ακόμα και αν συνυπολογίσουμε τα βάρη του μειωτήρα και του συμπλέκτη. Τέλος, όλοι οι μεσόστροφοι κινητήρες είναι υπερπληρωμένοι και μάλιστα κάνουν χρήση ψυγείου αέρα υπερπληρώσεως.

5. ΔΙΑΚΥΜΑΝΣΗ ΦΟΡΤΙΟΥ ΚΑΙ ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΣΤΗ ΔΙΑΓΝΩΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΗΣ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑΣ ΤΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Το μηχανικό έργο που παράγουν οι κινητήρες μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την κίνηση ενός αυτοκινήτου, την περιστροφή μιας γεννήτριας ή μιας έλικας για την πρόωση ενός πλοίου, καθώς και σε πολλές άλλες περιπτώσεις. Έτσι λοιπόν εμφανίζεται το ζεύγος του κινητήρα και μιας άλλης κατασκευής, στο οποίο ο κινητήρας παράγει το έργο που χρειάζεται για να λειτουργήσει η κατασκευή που είναι συνδεδεμένη μαζί του. Αυτή είναι η έννοια ενός κινητήρα και του φορτίου του.

Γενικά οι κινητήρες Diesel μπορούν να χρησιμοποιηθούν στην ηλεκτροπαραγωγή είτε ως μονάδες βάσης είτε ως μονάδες αιχμής, ανάλογα το μέγεθός τους και το αν βρίσκονται σε νησί ή στην ηπειρωτική χώρα. Ο κινητήρας συνδέεται με τη γεννήτρια μηχανικά και απαιτείται να λειτουργεί σε σταθερές και συγκεκριμένες στροφές, σύμφωνα με τον τύπο της γεννήτριας που χρησιμοποιείται. Έτσι η γεννήτρια παράγει την ισχύ που απαιτείται και σε συγκεκριμένη σταθερή συχνότητα που έχει άμεση σχέση με τη συχνότητα του δικτύου, η οποία για την Ελλάδα είναι 50 Hz. Ωστόσο αυτό δε συμβαίνει πάντα, αφού με τη σειρά της η γεννήτρια βρίσκεται σε σύνδεση με το δίκτυο, δηλαδή τους καταναλωτές του ηλεκτρικού ρεύματος.

Πρώτα απ' όλα, η ζήτηση του ηλεκτρικού ρεύματος ποικίλει ανάλογα το μήνα, τη μέρα, ακόμα και την ώρα. Έτσι ανάλογα με τις ανάγκες του δικτύου σε ηλεκτρική ισχύ την κάθε στιγμή, είναι δυνατό να εμφανιστούν μικρές αλλαγές στη συχνότητα του δικτύου που θα επηρεάσουν τη γεννήτρια και κατ' επέκταση τον κινητήρα που είναι συνδεδεμένος με αυτή. Για να διατηρηθεί η σταθερότητα του δικτύου θα πρέπει να μεταβληθεί η ηλεκτρική ισχύς που παράγεται άρα και η μηχανική ισχύς του κινητήρα Diesel. Με αυτόν τον τρόπο δημιουργούνται μικρές αλλαγές στη συνολική παραγωγή ισχύος του κινητήρα. Συνεπώς, είναι φανερό πως η διακύμανση του φορτίου επηρεάζει σημαντικά τη λειτουργία του κινητήρα.

Τα τελευταία χρόνια έχει παρατηρηθεί έντονη ανάπτυξη στη χρήση της αιολικής ενέργειας και ειδικότερα στα νησιά τα οποία προσφέρονται για την ανάπτυξή της λόγω των αυξημένων ανέμων. Πρόκειται για μια φιλική προς το περιβάλλον μορφή ενέργειας, αφού δε μολύνεται η ατμόσφαιρα με αέρια του θερμοκηπίου και μάλιστα η τεχνολογία που αναπτύσσεται για τη χρήση της είναι μία από τις οικονομικότερες στο χώρο των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας. Ωστόσο δεν είναι δυνατό να χρησιμοποιηθεί αυτούσια για ηλεκτροδότηση και πρέπει να συνδυάζεται με μονάδες βάσης, οι οποίες είναι συνήθως μονάδες Diesel στα νησιά. Τα επίπεδα του αέρα αλλάζουν πολύ συχνά και με απρόβλεπτο τρόπο. Αυτό

σημαίνει ότι αλλάζει επίσης και η παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας από τα αιολικά πάρκα που είναι συνδεδεμένα στο δίκτυο. Έτσι, θα πρέπει αντίστοιχα να προσαρμόσουν την παραγωγή ενέργειας και οι μονάδες που χρησιμοποιούν Diesel κινητήρες για να διατηρηθεί η σταθερότητα του ηλεκτρικού δικτύου. Πιο συγκεκριμένα, όσο περισσότερη ενέργεια παράγεται από τα αιολικά πάρκα, ενώ φυσικά υπάρχει διαθέσιμος αέρας, τόσο λιγότερη ζήτηση φαίνεται να εμφανίζει το δίκτυο, αφού η ενέργεια που παράγεται από τις ανεμογεννήτριες καλύπτει ένα μέρος των αναγκών. Σ' αυτή την περίπτωση θα πρέπει η μονάδα Diesel να μειώσει την παραγωγή ισχύος για να επιτευχθεί ισορροπία στο δίκτυο.

Όταν ένας κινητήρας λειτουργεί για μεγάλο χρονικό διάστημα είναι λογικό τα διάφορα εξαρτήματά του να εμφανίσουν σημάδια φθοράς. Αυτό μπορεί να οφείλεται τόσο σε τυχαίους παράγοντες όσο και στις συνθήκες λειτουργίας του. Όπως είναι γνωστό, δεν είναι δυνατό να προβλεφθούν οι βλάβες που μπορεί να εμφανίσει ένας κινητήρας και ειδικά οι φθορά των εξαρτημάτων του, προλαμβάνοντας τυχόν αστοχία τους. Συνεπώς, είναι απαραίτητο να παρακολουθείται η λειτουργία ενός κινητήρα για να διαπιστώνεται η απόκλισή του από την απόδοση που έχει στη βέλτιστη κατάσταση, όταν αυτό συμβαίνει. Ένας τρόπος εποπτείας του κινητήρα είναι η περιστασιακή λήψη μετρήσεων βασικών μεγεθών της λειτουργίας του, με σκοπό την περαιτέρω επεξεργασία τους για να γίνει διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα. Ωστόσο, όπως αναφέρθηκε προηγουμένως η διακύμανση του φορτίου επηρεάζει τη λειτουργία του κινητήρα άρα αλλάζουν και τα μετρούμενα μεγέθη. Εφόσον δε ληφθεί υπόψιν η διακύμανση του φορτίου κατά τη διαδικασία επεξεργασίας των μετρήσεων θα εξαχθούν λανθασμένα αποτελέσματα για την κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα. Επομένως είναι πολύ σημαντικό να χρησιμοποιηθεί μια μέθοδος για να εξαλειφθεί ο παράγοντας της διακύμανσης του φορτίου από τις ληφθείσες μετρήσεις για τη διάγνωση του κινητήρα.

6. ΑΝΑΛΥΣΗ ΜΕΘΟΔΟΥ ΛΗΨΗΣ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΔΥΝΑΜΟΔΕΙΚΤΙΚΩΝ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ ΠΙΕΣΗΣ

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύεται μια νέα διαδικασία για τη λήψη μετρήσεων πίεσης κυλίνδρου από κινητήρα Diesel, που θα χρησιμοποιηθούν για τη διάγνυσή του. Σκοπός της μεθόδου αυτής είναι να υπάρχει η δυνατότητα της ειδικής επεξεργασίας των μετρήσεων, όπως θα παρουσιαστεί παρακάτω, για την αναίρεση της αλλοίωσης τους από την πιθανή ύπαρξη διακύμανσης του φορτίου. Δεδομένου ότι αυτές οι μετρήσεις θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για τη ρύθμιση του κινητήρα, φανερώνεται η μεγάλη σημασία του διαχωρισμού τους από τη διακύμανση φορτίου. Τα εξαχθέντα αποτελέσματα για την ισχύ και την κατανάλωση του καυσίμου σε κάθε κύλινδρο ξεχωριστά πρόκειται να χρησιμοποιηθούν ώστε να γίνει ομοιόμορφη πλήρωση των κυλίνδρων και να ομαλοποιηθεί η παραγωγή ισχύος ολόκληρου του κινητήρα.

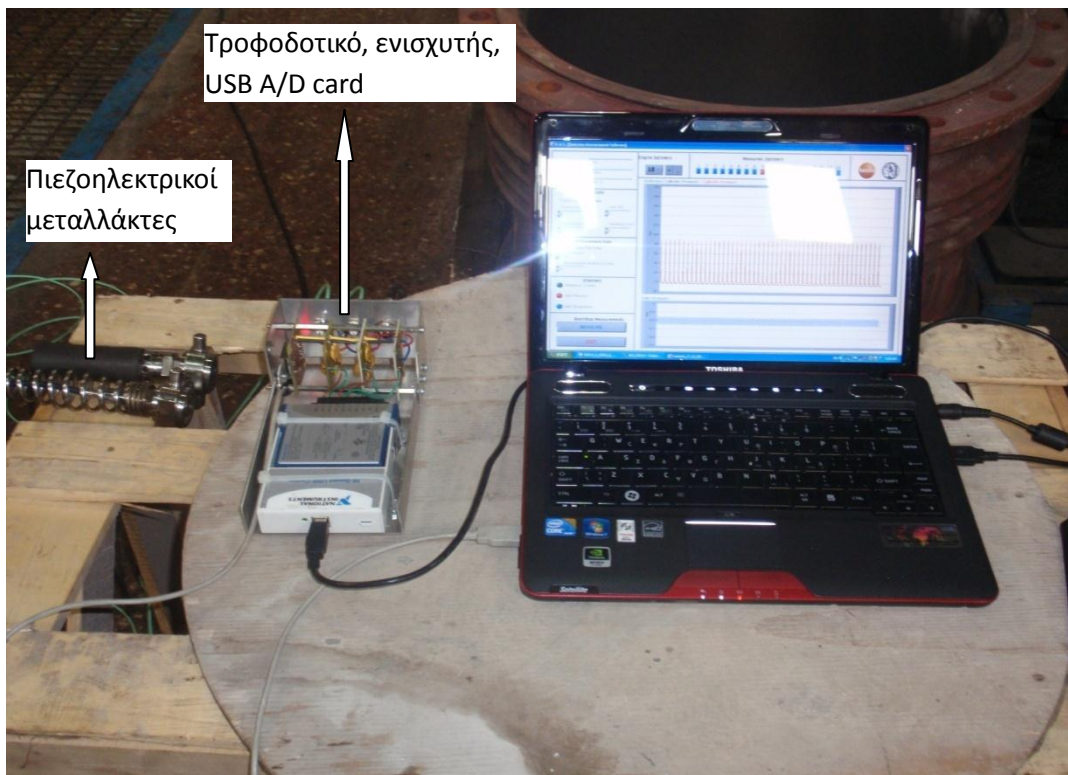
Οι μετρήσεις που θα χρησιμοποιηθούν εδώ για την παρουσίαση της μεθόδου έχουν ληφθεί από κινητήρες Diesel που λειτουργούν σε δύο μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στο νησί της Πάρου. Ωστόσο, η χρήση της μεθόδου αυτής δεν περιορίζεται στο πεδίο της παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, αλλά μπορεί να χρησιμοποιηθεί και σε μεγάλου μεγέθους κινητήρες Diesel που βρίσκονται σε εφαρμογές ναυτιλίας.

6.1. Περιγραφή του Μετρητικού Εξοπλισμού

Αρχικά, για να γίνει δυνατή η καταγραφή της πίεσης στο εσωτερικό του κάθε κυλίνδρου είναι απαραίτητο να υπάρχει ο κατάλληλος μεταλλάκτης πίεσης. Στην προκειμένη περίπτωση, χρησιμοποιείται μεταλλάκτης πιέσεως τύπου στερεάς κατάστασης, που ονομάζεται **πιεζοηλεκτρικό στοιχείο**.

Αρχή λειτουργίας του είναι το πιεζοηλεκτρικό φαινόμενο, σύμφωνα με το οποίο ορισμένα κρυσταλλικά και κάποια κεραμικά υλικά όταν δέχονται μηχανική τάση ή πίεση από κάποιο ρευστό αναπτύσσουν στα άκρα τους ηλεκτρικό δυναμικό. Οι πιεζοηλεκτρικοί μεταλλάκτες έχουν υψηλή ευαισθησία και αρκετά ευρεία περιοχή λειτουργίας (0-7000 bar), με διακριτική ικανότητα μικρότερη από 0,1 bar. Τα ηλεκτρικά φορτία που αναπτύσσονται είναι της τάξης των μερικών pC/bar. Αξίζει να σημειωθεί ότι τίθενται αυστηρά όρια όσον αφορά τη μέγιστη θερμοκρασία λειτουργίας των πιεζοηλεκτρικών στοιχείων, γι' αυτό το λόγο θα πρέπει να γίνεται προσεκτική επιλογή ανάλογα με τις συνθήκες μέτρησης.

Στη συνέχεια, το ηλεκτρικό σήμα που παράγεται από το μεταλλάκτη θα πρέπει να διαμορφωθεί κατάλληλα ώστε να είναι εκμεταλλεύσιμο. Έτσι, χρησιμοποιείται **ενισχυτής** για να γίνει η ενίσχυση του ασθενούς σήματος που παράγεται από τον πιεζοηλεκτρικό μεταλλάκτη. Ωστόσο, το σήμα αυτό είναι αναλογικό και χρειάζεται περαιτέρω επεξεργασία με τη χρήση **αναλογοψηφιακού μετατροπέα** (USB A/D card), με σκοπό την εν συνεχεία μετάδοση της ψηφιακής πληροφορίας στον Η/Υ. Τέλος, χρησιμοποιήθηκε **φορητός Η/Υ**, ο οποίος περιείχε το λογισμικό καταγραφής των δεδομένων και το λογισμικό διάγνωσης του κινητήρα. Όλα τα παραπάνω παρουσιάζονται χαρακτηριστικά στην εικόνα 6.1 που ακολουθεί.



Εικόνα 6.1. Μετρητικό σύστημα ΕΜΠ.

Ανακεφαλαιώνοντας, ο μετρητικός εξοπλισμός που χρησιμοποιήθηκε καταγράφεται συνοπτικά ακολούθως:

- 1) Πιεζοηλεκτρικοί μεταλλάκτες.
- 2) Κατασκευή που περιέχει το τροφοδοτικό βοηθητικής ισχύος, τον ενισχυτή σήματος και τη συσκευή USB A/D Card.
- 3) Φορητός Η/Υ.
- 4) Καλώδια μεταφοράς σήματος.

6.2. Διαδικασία Λήψης Μετρήσεων

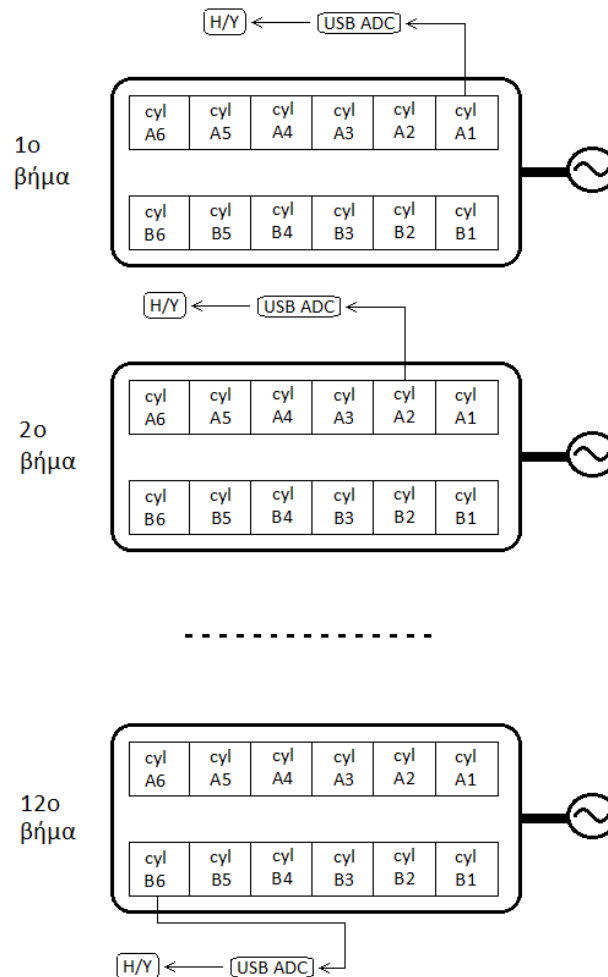
Για να διασφαλιστεί η σωστή λήψη των μετρήσεων ακολουθείται η παρακάτω διαδικασία:

- Στήνεται ο μετρητικός εξοπλισμός που περιγράφηκε παραπάνω.
- Διασφαλίζεται το γεγονός ότι ο κινητήρας θα παραμείνει στο σταθερό φορτίο που έχει επιλεγεί για να γίνουν οι μετρήσεις. Αυτό που επιτυγχάνεται πρακτικά είναι να αποφεύγονται οι μεγάλες διακυμάνσεις φορτίου. Ακόμα και σε αυτές τις περιπτώσεις είναι δυνατό να εμφανιστούν μικρές διακυμάνσεις, οι οποίες όπως έχει προαναφερθεί θα επηρεάσουν τις μετρήσεις. Ωστόσο, στην πρώτη σειρά μετρήσεων βεβαιώνεται πως το φορτίο είναι ακριβώς το ζητούμενο.
- Ξεκινά η λήψη των μετρήσεων με τρόπο που θα περιγραφεί λεπτομερώς παρακάτω, ανάλογα με το αν θα γίνει χρήση της συμβατικής ή της νέας προτεινόμενης μεθόδου. Σε κάθε κύλινδρο και στις δύο περιπτώσεις θα ληφθεί μία μέτρηση της πίεσης ανά μία μοίρα γωνίας στροφάλου για τη διάρκεια 50 κύκλων λειτουργίας του.
- Επίσης τοποθετείται μετρητής πίεσης αέρα σάρωσης για κάθε οχητό.
- Παράλληλα με τις βασικές μετρήσεις λαμβάνονται και τα δευτερεύοντα δεδομένα για τη λειτουργία του κινητήρα, όπου αυτά είναι διαθέσιμα. Στα δεδομένα αυτά περιλαμβάνονται η θερμοκρασία αέρα σάρωσης, η ένδειξη του ρυθμιστικού κανόνα των αντλιών καυσίμου (fuel rack), η θερμοκρασία καυσαερίων κάθε κυλίνδρου, η θερμοκρασία καυσαερίων πριν και μετά τον υπερπληρωτή, η θερμοκρασία νερού πριν και μετά το ψυγείο και η θερμοκρασία του αέρα πριν και μετά το ψυγείο. Αυτά τα στοιχεία βοηθούν στη διάγνωση των περιφερειακών συστημάτων του κινητήρα.
- Μετά το τέλος των μετρήσεων γίνεται η επεξεργασία των πρωτογενών δεδομένων και ο κινητήρας είναι ελεύθερος για χρήση από τον ιδιοκτήτη του.

Στην παρούσα φάση κρίνεται σκόπιμο να παρουσιαστούν αναλυτικά τόσο η συμβατική μέθοδος λήψης μετρήσεων, όσο και η νέα προτεινόμενη μέθοδος. Αυτό συμβαίνει πρωταρχικά για εποπτικούς λόγους και έπειτα για λόγους σύγκρισης. Έχει επιλεγεί η εφαρμογή της μεθόδου σε κινητήρα διάταξης V με δώδεκα κυλίνδρους, λόγω της πολυπλοκότητας που εμφανίζεται στη διαδικασία λήψης μετρήσεων

πίεσης από έναν τέτοιο κινητήρα επειδή υπάρχει μεγάλος αριθμός κυλίνδρων αλλά και δύο διαφορετικές σειρές κυλίνδρων.

6.2.1. Συμβατική Μετρητική Μέθοδος.



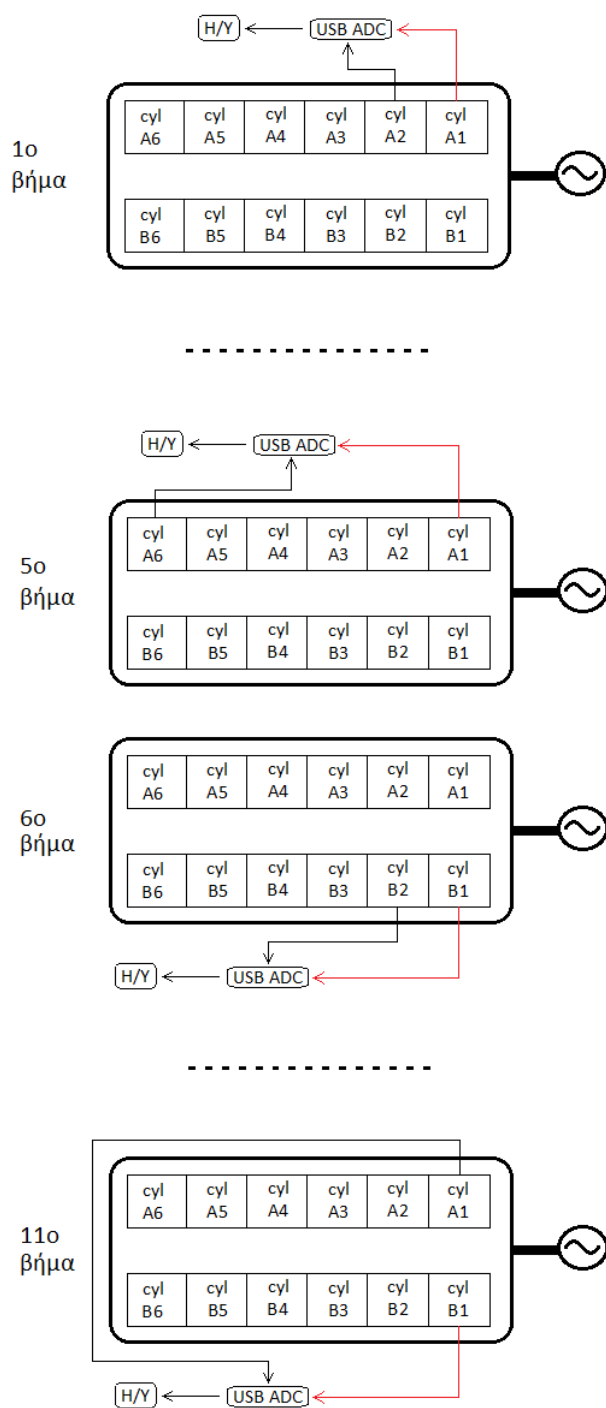
Εικόνα 6.2.1. Σχηματική παράσταση συμβατικής μετρητικής μεθόδου.

Όπως είναι λογικό, η ιδανική περίπτωση θα ήταν η ταυτόχρονη μέτρηση της πίεσης σε όλους του κυλίνδρους του κινητήρα. Αυτό όμως δεν είναι επιθυμητό εξ' αιτίας της πολυπλοκότητας που θα εμφάνιζε η ταυτόχρονη σύνδεση όλων των κυλίνδρων στο μετρητικό σύστημα. Επίσης, είναι αντισυμβατική η ύπαρξη πιεζοηλεκτρικών μεταλλακτών για όλους τους κυλίνδρους του κινητήρα. Γι' αυτό το λόγο χρησιμοποιείται η συμβατική μέθοδος που φαίνεται στην εικόνα 6.2.1. Αυτή συνίσταται στη διαδοχική μέτρηση ενός κυλίνδρου κάθε φορά. Ξεκινώντας τη

μέτρηση από την τοποθέτηση του μεταλλάκτη πίεσης στον κύλινδρο A1, λαμβάνονται οι απαραίτητες τιμές της πίεσης και στη συνέχεια αφαιρείται ο μεταλλάκτης από τον A1 και τοποθετείται στον κύλινδρο A2 με σκοπό την έναρξη της επόμενης σειράς μετρήσεων κ.ο.κ. Συνολικά, στο τέλος της διαδικασίας, θα πρέπει να έχουν ληφθεί δώδεκα σειρές μετρήσεων, μία για κάθε κύλινδρο.

Γίνεται φανερό πως στην περίπτωση αυτή, εάν έχει εμφανιστεί διακύμανση φορτίου του κινητήρα μεταξύ των μετρήσεων δεν είναι εφικτό να υπολογιστεί η ακριβής τιμή της και φυσικά δεν είναι εμφανές σε ποιο βαθμό επηρεάστηκαν οι ληφθείσες μετρήσεις.

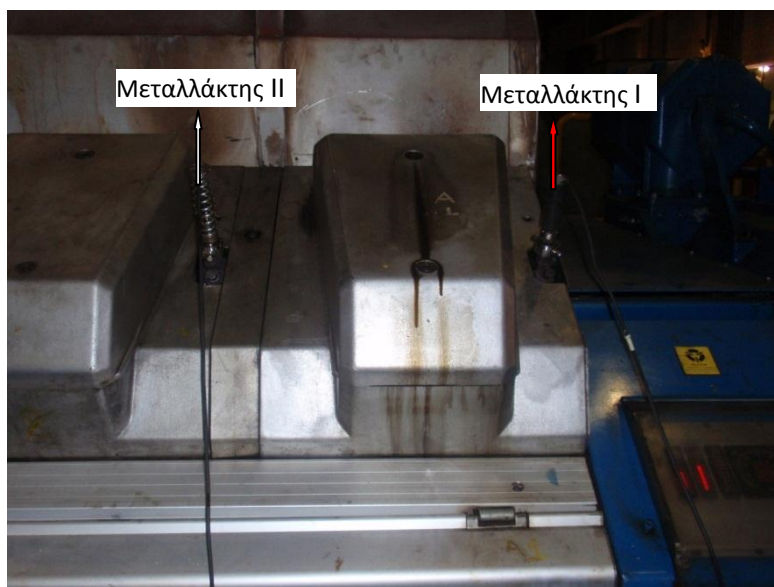
6.2.2. Νέα Προτεινόμενη Μετρητική Μέθοδος.



Εικόνα 6.2.2.α. Σχηματική παράσταση νέας μετρητικής μεθόδου.

Στην περίπτωση αυτή γίνεται χρήση δύο μεταλλακτών πίεσης αντί ενός, όπως συμβαίνει στη συμβατική μέθοδο μέτρησης. Ο ένας τοποθετείται μόνιμα στον πρώτο κύλινδρο της σειράς, στην οποία γίνονται οι μετρήσεις, ενώ ο άλλος μεταφέρεται κάθε φορά και σε άλλο κύλινδρο ξεκινώντας από το δεύτερο και καταλήγοντας στον τελευταίο. Βασική διαφορά της μεθόδου αυτής είναι ότι κάθε φορά γίνεται η μέτρηση δύο κυλίνδρων ταυτόχρονα και μάλιστα ο ένας από τους δύο είναι πάντα ο πρώτος κύλινδρος της σειράς, ο οποίος καλείται **κύλινδρος αναφοράς**.

Συγκεκριμένα, η διαδικασία φαίνεται στην εικόνα 6.2.2.α. Αρχικά, ο ένας πιεζοηλεκτρικός μεταλλάκτης τοποθετείται στον κύλινδρο A1 και ο δεύτερος στον κύλινδρο A2, όπως φαίνεται στην εικόνα 6.2.2.β. Μετά τη λήψη των απαραίτητων μετρήσεων αφαιρείται ο μεταλλάκτης από τον κύλινδρο A2 και μεταφέρεται στον A3, ενώ ο άλλος μεταλλάκτης παραμένει στον A1 για την επόμενη σειρά μετρήσεων. Έτσι, συγκεντρώνονται οι εξής σειρές μετρήσεων: (A1-A2), (A1-A3), ... , (A1-A6). Στη συνέχεια, ακολουθεί η μέτρηση των κυλίνδρων της σειράς B. Αφαιρείται ο μεταλλάκτης από τον κύλινδρο A1 και τοποθετείται για τις επόμενες σειρές μετρήσεων μόνιμα στον B1. Επίσης, μεταφέρεται ο μεταλλάκτης από τον A6, όπου βρισκόταν, στον B2 και επαναλαμβάνεται η προηγούμενη διαδικασία. Μ' αυτόν τον τρόπο συλλέγουμε τις μετρήσεις (B1-B2), (B1-B3), ... , (B1-B6). Τέλος, είναι απαραίτητο να υπάρχει συγκριτική μέτρηση μεταξύ των δύο σειρών κυλίνδρων, γι' αυτό λαμβάνεται μία τελευταία σειρά μετρήσεων στους κυλίνδρους (A1-B1). Αποτέλεσμα των παραπάνω είναι η λήψη έντεκα σειρών μετρήσεων από δύο κυλίνδρους κάθε φορά.



Εικόνα 6.2.2.β. Ταυτόχρονη μέτρηση δύο κυλίνδρων: (μεταλλάκτης I) μόνιμα τοποθετημένος στον κύλινδρο αναφοράς, (μεταλλάκτης II) μετακινούμενος για τη διαδοχική μέτρηση όλων των κυλίνδρων.

Σημαντικό πλεονέκτημα της μεθόδου αυτής αποτελεί η ύπαρξη του κυλίνδρου αναφοράς. Αυτό που εξασφαλίζεται από τον κύλινδρο αναφοράς είναι το γεγονός ότι πάντοτε θα λαμβάνονται μετρήσεις πίεσης από έναν συγκεκριμένο κύλινδρο, άρα θα υπάρχει ένα μέτρο σύγκρισης. Ακόμα και όταν αλλάζει ο κύλινδρος μέτρησης με τη χρήση του δεύτερου μεταλλάκτη, ο πρώτος θα βρίσκεται στο ίδιο σημείο με αποτέλεσμα να είναι δυνατή η άμεση σύγκριση με την προηγούμενη σειρά μετρήσεων. Ειδικότερα, μετά την επεξεργασία των πρωτογενών μετρήσεων θα μπορεί να γίνει σύγκριση των τιμών ισχύος που θα προκύψουν. Παρατηρώντας την ισχύ του κυλίνδρου αναφοράς μεταξύ των διαφορετικών σειρών μετρήσεων γίνεται φανερό η ύπαρξη ή η απουσία διακύμανσης της ισχύος ολόκληρου του κινητήρα. Στην περίπτωση της ύπαρξης διακύμανσης ισχύος μπορεί να υπολογιστεί το ακριβές μέτρο της, άρα και πόσο επηρεάζονται οι μετρήσεις των υπόλοιπων κυλίνδρων.

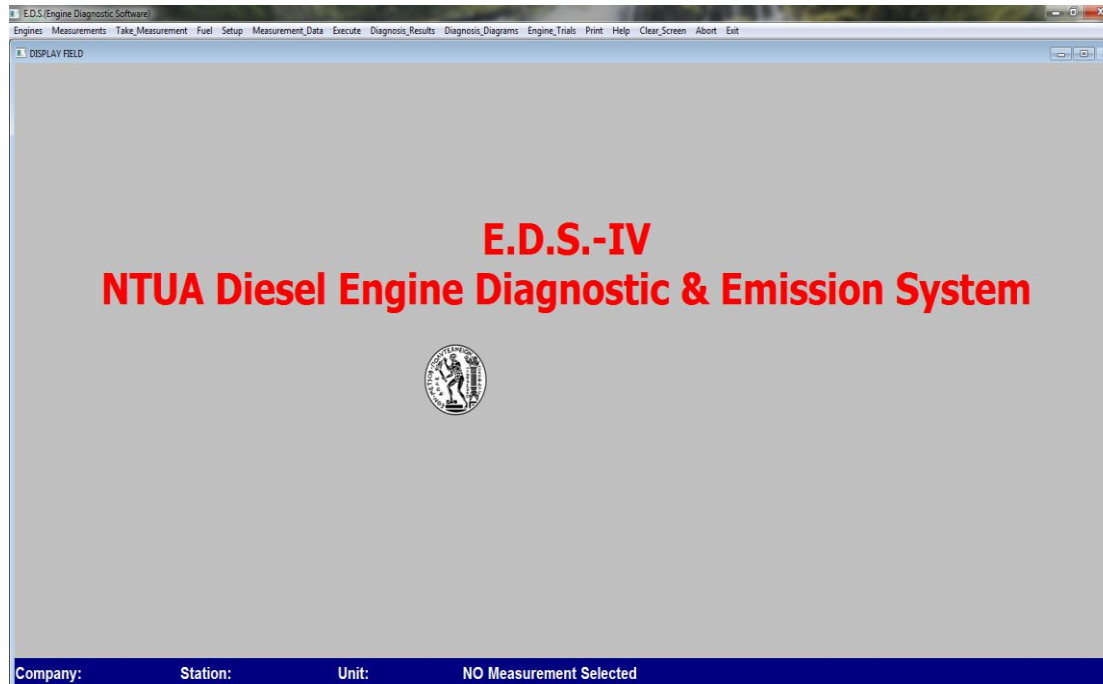
6.3. Περιγραφή του Διαγνωστικού Λογισμικού E.D.S.-IV

6.3.1. Γενική περιγραφή

Το λογισμικό E.D.S.-IV έχει σχεδιαστεί και αναπτυχθεί από τον καθηγητή της σχολής μηχανολόγων μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, κύριο Χουντάλα Δημήτριο. Ο σκοπός της ανάπτυξής του δεν περιορίζεται στην απλή παρακολούθηση της λειτουργίας ενός κινητήρα αλλά πρόκειται για ένα διαγνωστικό εργαλείο που προσφέρει στο χρήστη πολύ περισσότερα στοιχεία από την απλή καταγραφή ορισμένων παραμέτρων λειτουργίας.

Βασιζόμενο σε θερμοδυναμικές αρχές προσφέρει πλήρη διάγνωση του κινητήρα με ικανοποιητική ακρίβεια αποτελεσμάτων. Επιπλέον, παρέχει τις αιτίες των τυχόν βλαβών ή γενικότερα της προβληματικής λειτουργίας του κινητήρα καθώς και προτάσεις για την βελτίωση της απόδοσης. Τέλος, δίνει τη δυνατότητα να προσομοιωθεί η λειτουργία του κινητήρα για διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Το λογισμικό E.D.S.-IV Παρέχει αποτελέσματα για θερμοδυναμικά μεγέθη στο εσωτερικό του κυλίνδρου, στο σύστημα καυσίμου, στο ψυγείο, στον υπερπληρωτή και στην εξαγωγή.

Στη συνέχεια, θα γίνει σύντομη περιγραφή του γραφικού περιβάλλοντος του λογισμικού και των λειτουργιών που προσφέρει.



Εικόνα 6.3.1.α. Γραφικό περιβάλλον E.D.S.

Στην προηγούμενη εικόνα 6.3.1.α φαίνεται η επιφάνεια εργασίας του προγράμματος με το κύριο μενού στο πάνω μέρος, ενώ χαμηλά δίνονται οι απαραίτητες πληροφορίες για την εταιρία, το μέρος στο οποίο έχει τοποθετηθεί ο κινητήρας, ποιος εξετάζεται αν είναι παραπάνω από ένας και τέλος οι πληροφορίες για τις μετρήσεις, όπως αριθμός μέτρησης, στροφές και ημερομηνία.

Οι βασικές επιλογές του μενού εξηγούνται παρακάτω:

- **Engines:** χρησιμοποιείται για να γίνει επιλογή του κινητήρα από τον οποίο απαιτείται να ληφθούν μετρήσεις ή να γίνει διάγνωσή του. Επίσης, είναι εφικτή η δημιουργία αντιγράφων ασφαλείας για τις πληροφορίες ενός κινητήρα όπως επίσης και η ανάκτηση τους.
- **Measurements:** χρησιμοποιείται για να επιλεγούν οι επιθυμητές μετρήσεις από τη βάση δεδομένων, για να αποθηκευτεί ή να διαγραφεί μια σειρά μετρήσεων, για να γίνει χρήση μετρήσεων σε συνδυασμό με εξωτερική μονάδα αποθήκευσης και για να γίνει έλεγχος της βάσης δεδομένων των μετρήσεων.
- **Take measurement:** χρησιμοποιείται για να γίνει έναρξη της διαδικασίας λήψης μετρήσεων.
- **Fuel:** καθορίζονται οι ιδιότητες του καυσίμου, κατά προτίμηση πριν τη διαγνωστική διαδικασία. Ωστόσο, αλλάζουν και μετά το πέρας της.

- Setup: καθορίζονται οι παράμετροι της διαγνωστικής διαδικασίας, τα όρια λειτουργίας του κινητήρα και γίνεται δημιουργία και χρήση αντιγράφων ασφαλείας.
- Measurement Data: χρησιμοποιείται για να γίνει εισαγωγή ή αλλαγή των περιφερειακών δεδομένων, πέραν των μετρούμενων και για να εμφανιστούν τα αποτελέσματα της μετρούμενης πίεσης.
- Execute: χρησιμοποιείται για γίνει η αρχική επεξεργασία των δεδομένων και για να εκκινηθεί η διαδικασία της διάγνωσης, καθώς και για να εξαιρεθεί κάποιος κύλινδρος από τη διαδικασία.
- Diagnosis Results: παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της διαγνωστικής διαδικασίας.
- Diagnosis Diagrams: παρέχονται διαγράμματα p-x, p-V, ρυθμού καύσης και γίνεται να συγκριθούν με παρεχόμενα δείγματα διαγραμμάτων. Επίσης δίνεται η δυνατότητα να προστεθούν ή να αφαιρεθούν δείγματα διαγραμμάτων.
- Engine Trials: δίνεται η πρόσβαση σε δεδομένα μετρήσεων του κατασκευαστή καθώς και η δυνατότητα αλλαγής τους. Επίσης μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό ορισμένων παραμέτρων λειτουργίας του κινητήρα.
- Print: παρέχονται επιλογές εκτύπωσης δεδομένων με τη χρήση λογισμικού Windows ή μέσω λογισμικού που περιέχεται στο E.D.S.
- Help: παρέχει βοήθεια για τη χρήση του λογισμικού.
- Clear Screen: επιστρέφει την επιφάνεια εργασίας του προγράμματος στην αρχική της μορφή, διαγράφοντας ό,τι εμφανίζεται.
- Abort: τερματίζει τη διαγνωστική διαδικασία πριν την ολοκλήρωσή της.
- Exit: έξοδος από το πρόγραμμα.

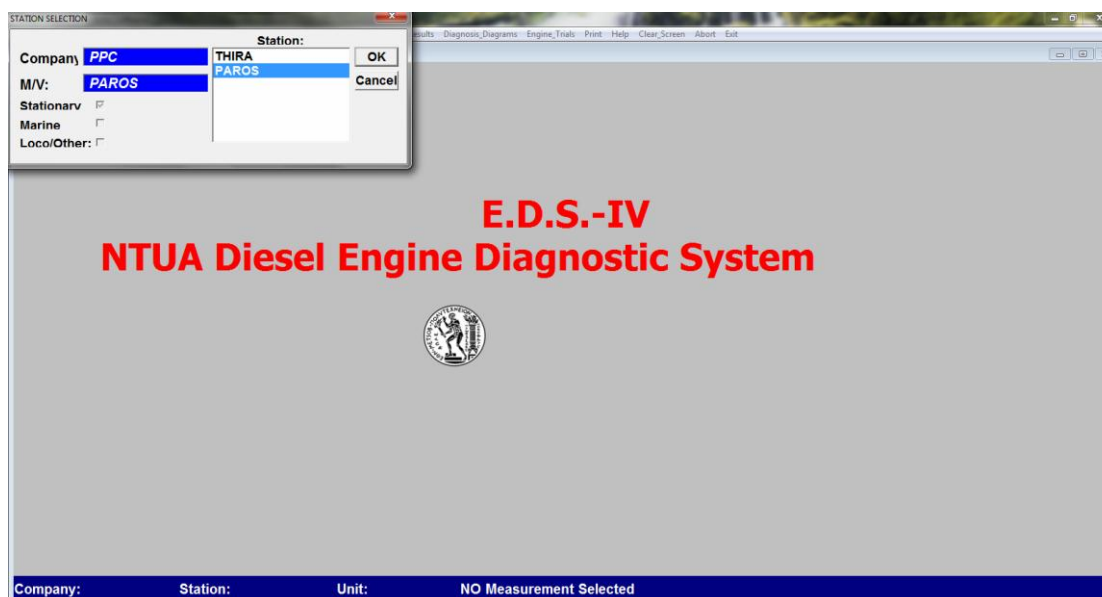
6.3.2. Χρήση διαγνωστικού λογισμικού.

Μετά τη διαδικασία λήψης των πρωτογενών μετρήσεων και αφού δημιουργήθηκε η απαραίτητη βάση δεδομένων έγινε χρήση του λογισμικού E.D.S.-IV και πάλι για να εκκινηθεί η διαγνωστική διαδικασία και να προκύψουν τα απαραίτητα αποτελέσματα.

Αρχικά πρέπει να γίνει η επιλογή του κινητήρα. Στο μενού “**engines**” χρησιμοποιήθηκε η επιλογή “**select engine**” και εμφανίστηκε το μενού επιλογής κινητήρα, όπως φαίνεται στις παρακάτω εικόνες 6.3.2.α και 6.3.2.β.

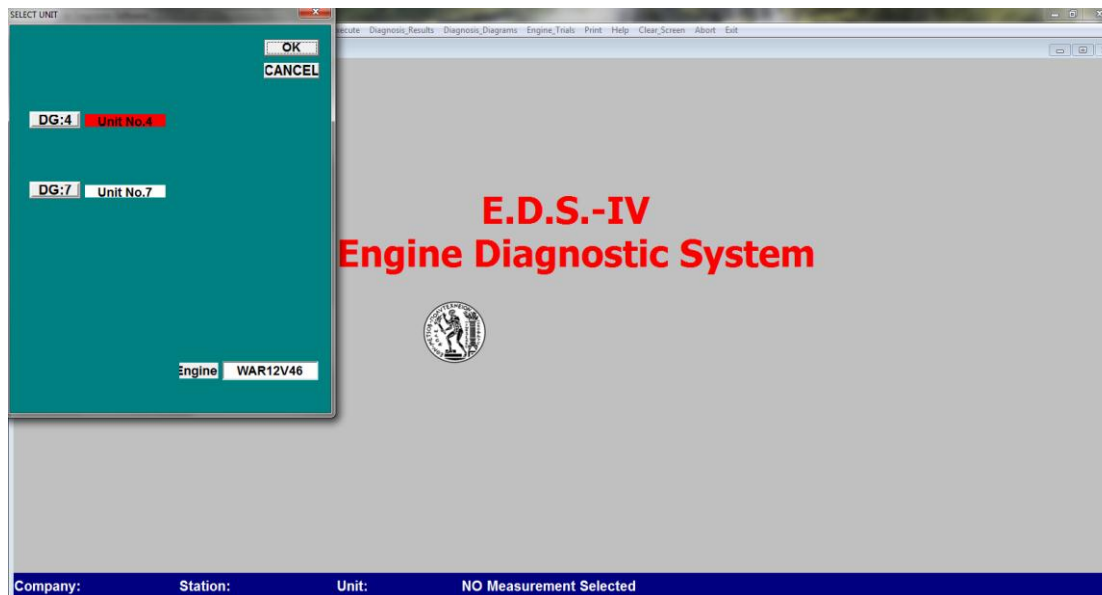


Εικόνα 6.3.2.α. μενού "engines"



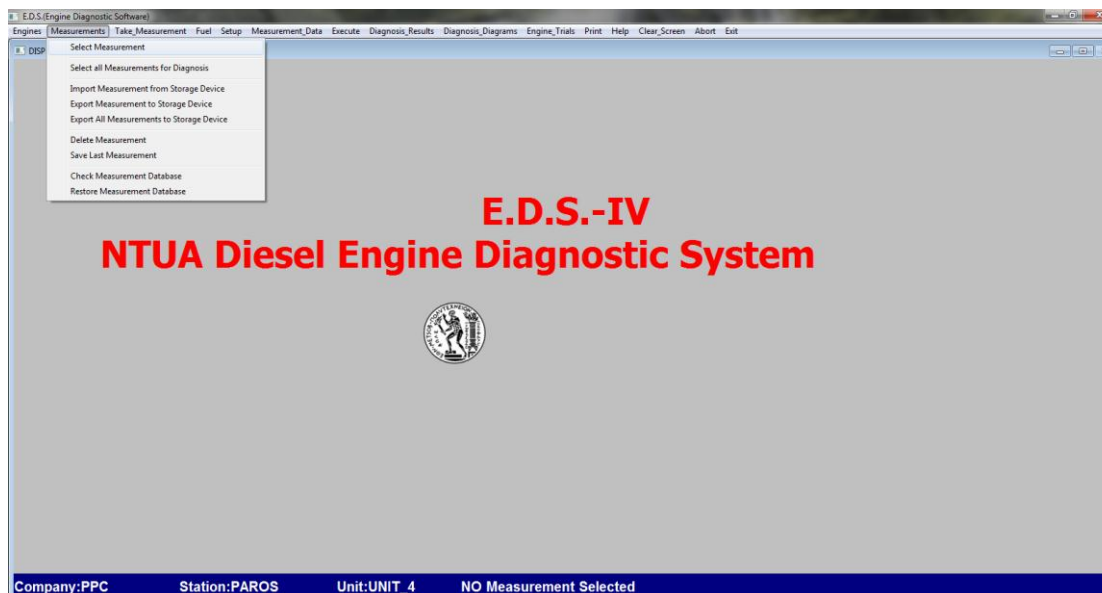
Εικόνα 6.3.2.β. Μενού επιλογής τοποθεσίας κινητήρα.

Καθώς οι κινητήρες που μας ενδιαφέρουν βρίσκονται σε σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στο νησί της Πάρου έχουμε τις επιλογές "stationary engines" και "Paros". Κατόπιν, γίνεται επιλογή του κινητήρα που μας ενδιαφέρει από το μενού που φαίνεται στην εικόνα 6.3.2.γ που ακολουθεί.

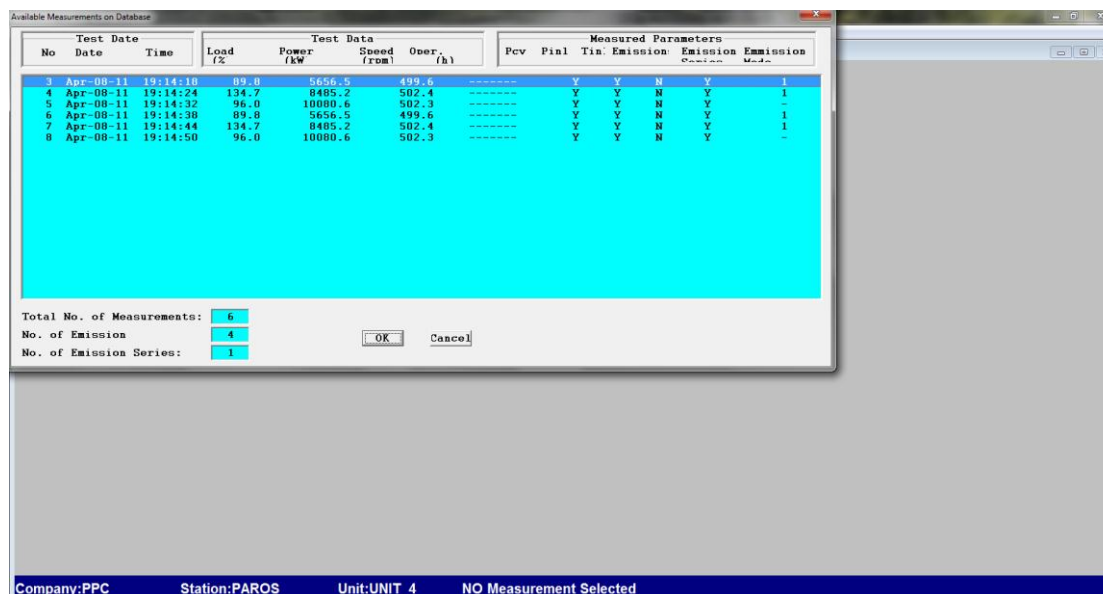


Εικόνα 6.3.2.γ. Μενού επιλογής κινητήρα.

Στη συνέχεια, πρέπει να γίνει επιλογή της σειράς μετρήσεων που θα χρησιμοποιηθούν για τη διάγνωση. Αυτό γίνεται με τη χρήση του μενού “measurements” → “select measurement”, το οποίο εμφανίζει τη βάση δεδομένων των σειρών μετρήσεων και επιτρέπει την επιλογή μίας από αυτές. Η διαδικασία αυτή φαίνεται χαρακτηριστικά στις εικόνες 6.3.2.δ και 6.3.2.ε που ακολουθούν.



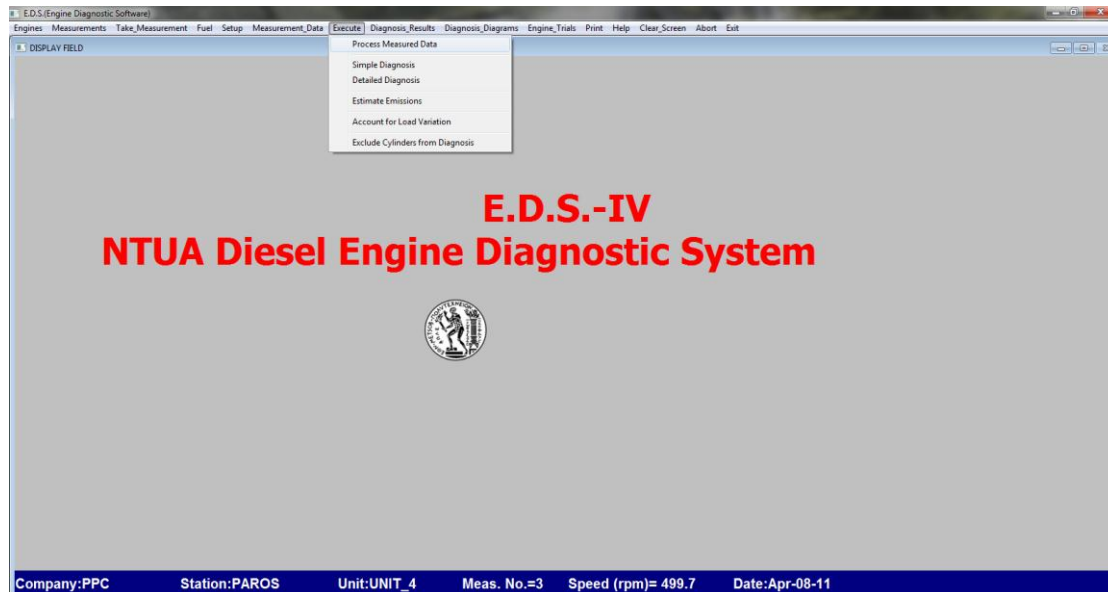
Εικόνα 6.3.2.δ. Μενού “Measurements”.



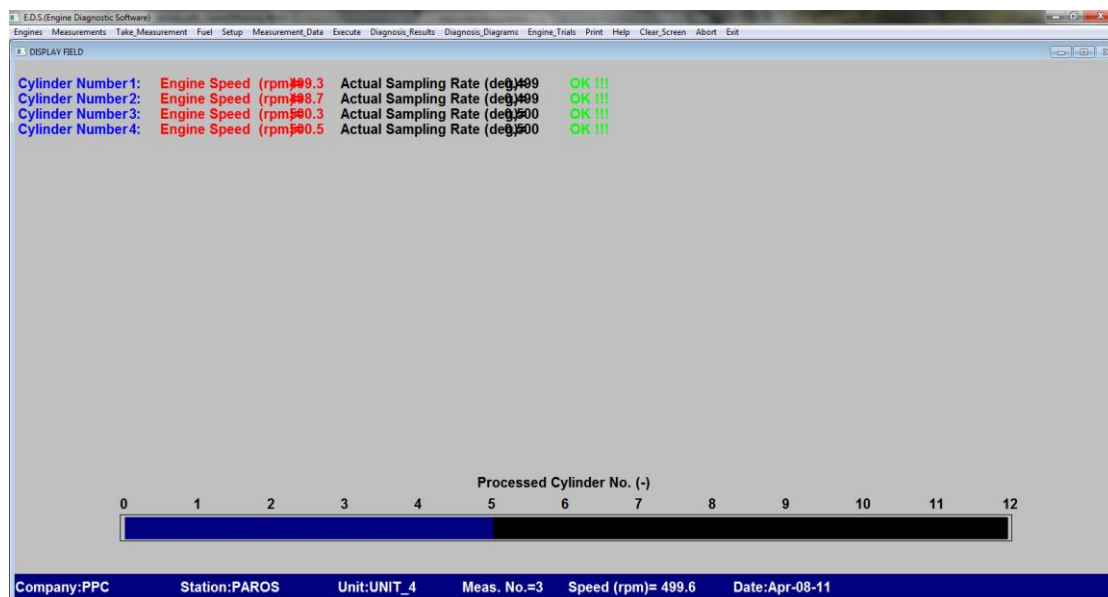
Εικόνα 4.3.1.ε. Μενού επιλογής σειρών μετρήσεων.

Πλέον, στο κάτω μέρος της επιφάνειας εργασίας του προγράμματος εμφανίζονται όλα τα δεδομένα που έχουν επιλεγεί κατά τις προηγούμενες ενέργειες και περιλαμβάνουν την εταιρία, το σταθμό παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, τον αριθμό του κινητήρα, τον αριθμό της σειράς μετρήσεων, τις στροφές στις οποίες έγιναν οι μετρήσεις και τέλος την ημερομηνία λήψης τους.

Σε αυτό το σημείο είναι δυνατό να γίνει εκκίνηση της διαγνωστικής διαδικασίας. Έτσι, επιλέγουμε το μενού “execute” → “process measured data” για να γίνει η επεξεργασία των πρωτογενών μετρήσεων, όπως φαίνεται παρακάτω στις εικόνες 6.3.2.στ και 6.3.2.ζ.

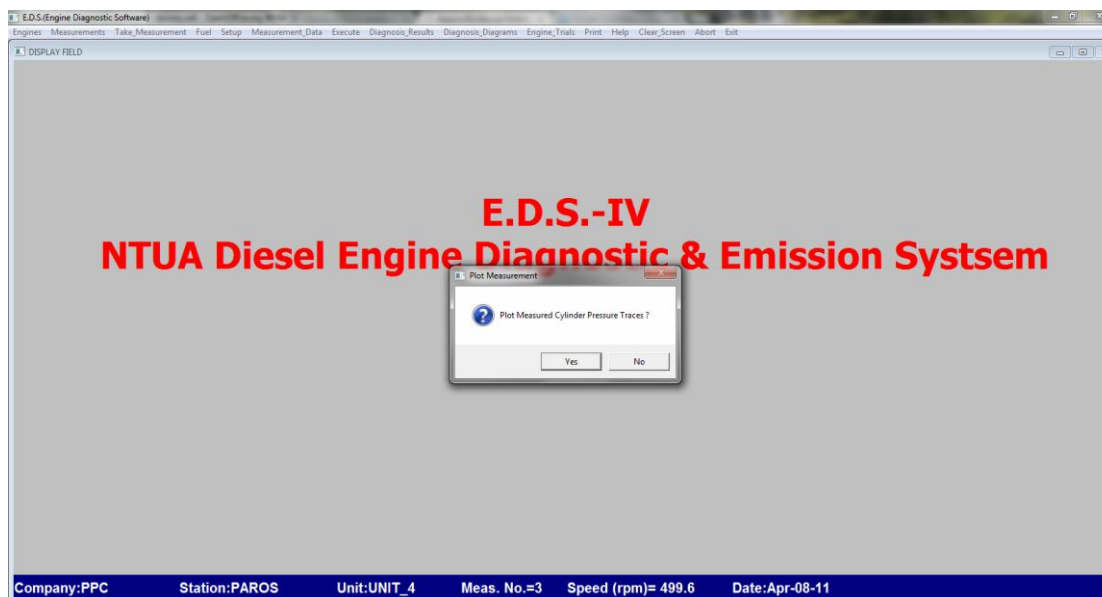


Εικόνα 6.3.2.στ. Μενού "Execute".

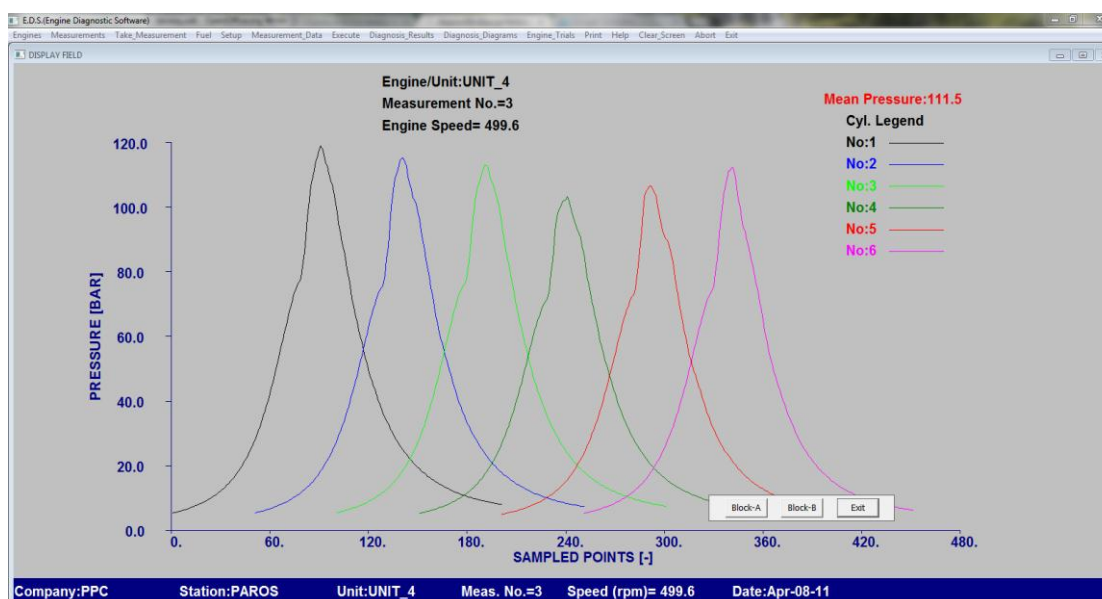


Εικόνα 6.3.2.ζ. Επεξεργασία πρωτογενών μετρήσεων ("Process measured data").

Μετά το πέρας της πρώτης επεξεργασίας το λογισμικό δίνει τη δυνατότητα να σχεδιαστούν τα διαγράμματα της μετρούμενης πίεσης για μια πρώτη εποπτεία των αποτελεσμάτων. Ο τρόπος που γίνεται αυτό φαίνεται στις εικόνες 6.3.2.η και 6.3.2.θ.

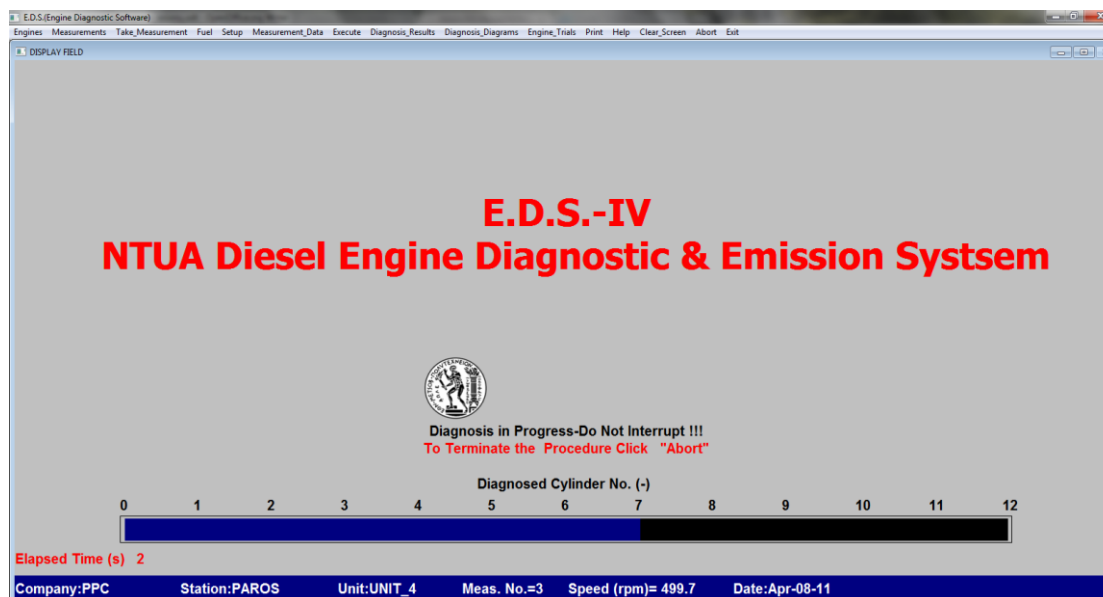


Εικόνα 6.3.2.η. Ερώτηση προς το χρήστη για το σχεδιασμό των διαγραμμάτων μετρούμενης πίεσης.



Εικόνα 6.3.2.θ. Διαγράμματα πίεσης καύσης.

Τέλος, από το ίδιο μενού επιλέγουμε “**simple diagnosis**” και εκτελούμε τη επιθυμητή διάγνωση του κινητήρα, όπως παρουσιάζεται στην εικόνα 6.3.2.ι.



Εικόνα 6.3.2.ι. Διαδικασία διάγνωσης για κάθε κύλινδρο.

Μετά τη διάγνωση του κινητήρα για τη συγκεκριμένη σειρά μετρήσεων μπορούμε να δούμε τα αποτελέσματα στο γραφικό περιβάλλον του προγράμματος, όπως επίσης και να τα αναζητήσουμε στο ειδικό αρχείο που καταγράφονται λεπτομερώς. Επαναλαμβάνοντας την ίδια διαδικασία και για τις υπόλοιπες σειρές μετρήσεων συγκεντρώνονται τελικά τα επιθυμητά αποτελέσματα για την περαιτέρω επεξεργασία τους στα πλαίσια αυτής της διπλωματικής εργασίας.

7. ΕΠΕΞΕΡΓΑΣΙΑ ΜΕΤΡΗΣΕΩΝ ΚΑΙ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

Οι μετρήσεις έγιναν σε δύο μονάδες παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας στο νησί της Πάρου. Συγκεκριμένα, η μονάδα υπ' αριθμό 4 διαθέτει δωδεκακύλινδρο τετράχρονο κινητήρα Diesel μεγάλων διαστάσεων διάταξης V, που στρέφεται στις 500 rpm, ενώ η μονάδα 7 επτακύλινδρο δίχρονο κινητήρα Diesel μεγάλων διαστάσεων σε σειρά, που στρέφεται στις 140 rpm. Στη συνέχεια παρουσιάζονται στους πίνακες (I) και (II) οι περιπτώσεις που εξετάστηκαν:

Πίνακας I: Πάρος μονάδα 4 (4-Χ κινητήρας)

Ονομαστική ισχύς: 10360 kW		
α/α μέτρησης	Φορτίο %	Φορτίο kW
1	50	5180
2	92	9324

Πίνακας II: Πάρος μονάδα 7 (2-Χ κινητήρας)

Ονομαστική ισχύς: 11200 kW		
α/α μέτρησης	Φορτίο %	Φορτίο kW
1	50	5600
2	75	8400
3	90	10500

7.1 . Εφαρμογή της Μεθοδολογίας στον 4-Χ Κινητήρα

Τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία των μετρήσεων για τις δύο διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου φαίνονται στους πίνακες (III) και (IV).

Πίνακας III: Φορτίο 50%

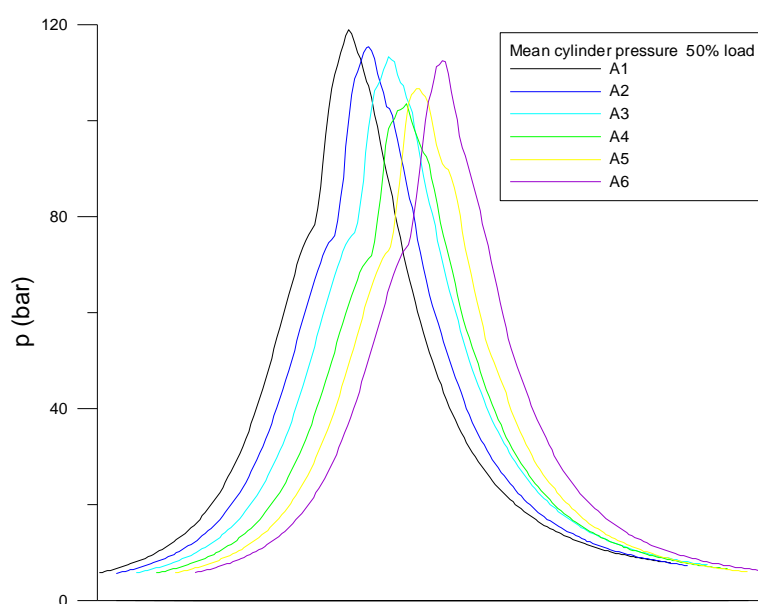
Σειρά A				Σειρά B			
α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW
1 (A1)	508,3	95	508,3	7 (B1)	470,6	84	470,6
2 (A2)	481,1	88,4	508,3	8 (B2)	488,4	84,5	470,6
3 (A3)	494,1	94,8	496,4	9 (B3)	472,1	81,5	489,4
4 (A4)	378,9	70,7	455,7	10 (B4)	416	78,2	430
5 (A5)	343,2	64,4	471	11 (B5)	374	69,8	439
6 (A6)	372,8	70,5	491,5	12 (B6)	400	73,9	456

Πίνακας IV: Φορτίο 92%

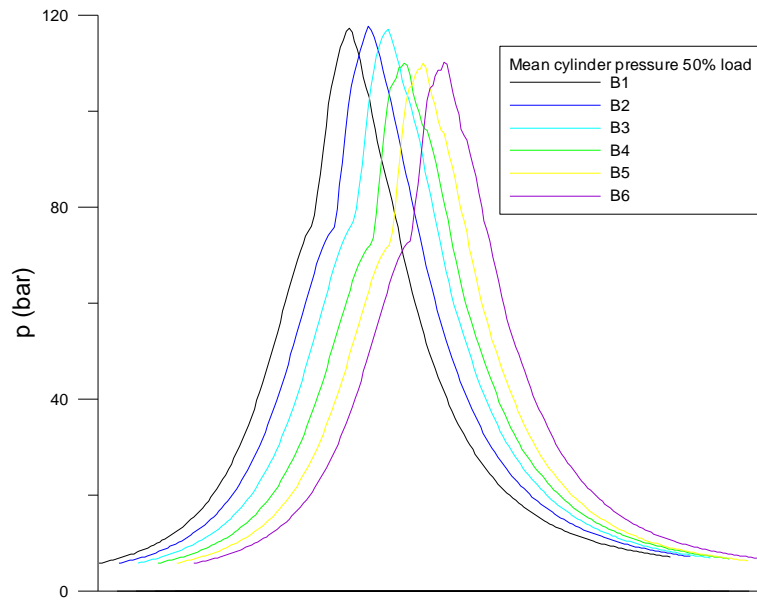
Σειρά A				Σειρά B			
α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW
1 (A1)	829,2	146,5	829,2	7 (B1)	777,1	131,9	777,1
2 (A2)	865,8	148,4	829,2	8 (B2)	904,3	150,8	777,1
3 (A3)	849,3	144,4	843,7	9 (B3)	770,1	131,1	792,1
4 (A4)	764,4	132,2	829,9	10 (B4)	742	127,6	821
5 (A5)	717	123,8	847,6	11 (B5)	726	122,7	824
6 (A6)	746,5	127,2	868,6	12 (B6)	734	124,9	845

7.1.1. Επίδραση διακύμανσης φορτίου στην πίεση καύσης.

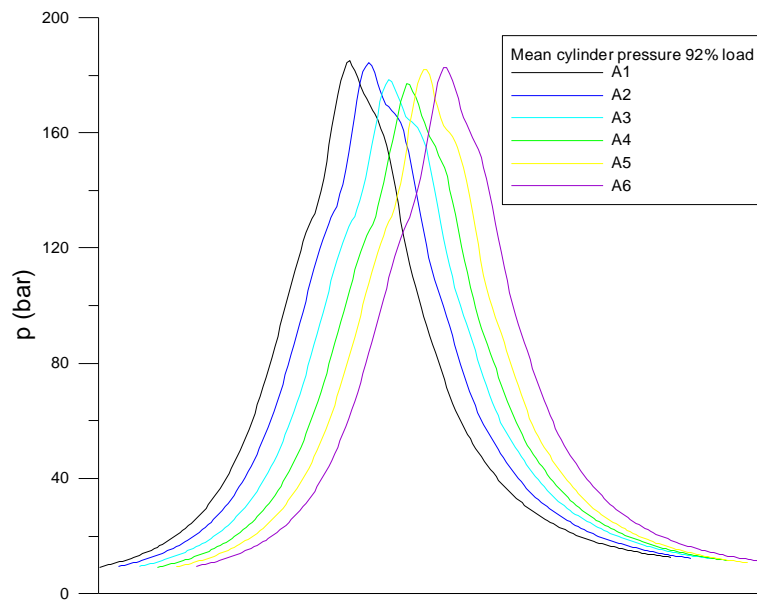
Τα πρώτα αποτελέσματα που λαμβάνονται είναι φυσικά αυτά της πίεσης στο εσωτερικό του κάθε κυλίνδρου. Αυτά θα αποτελούν και τις πρώτες ενδείξεις για την κατάσταση του κινητήρα και για την πιθανή ύπαρξη διακύμανσης φορτίου κατά τη λήψη των μετρήσεων. Στη συνέχεια παρουσιάζονται τα διαγράμματα της μέσης πίεσης όλων των κυλίνδρων συναρτήσει της γωνίας στροφάλου για τις δύο διαφορετικές σειρές του κινητήρα και τις δύο περιπτώσεις φορτίου που εξετάστηκαν. Σε αυτό το σημείο έχει γίνει η επιλογή να παρουσιαστεί μέρος από τη συμπίεση, η καύση και μέρος από την αποτόνωση, στις οποίες είναι περισσότερο εμφανείς οι διαφορές. Επιπλέον, για την καλύτερη εποπτεία των γραφημάτων που προκύπτουν για τον κάθε κύλινδρο έχουν σχεδιαστεί το καθένα σε ξεχωριστό άξονα X, αλλά για την ίδια περιοχή γωνιών στροφάλου και έχουν τοποθετηθεί στο ίδιο διάγραμμα. Η μοναδική διαφορά είναι η μετακίνηση της αρχής του κάθε άξονα από τον προηγούμενό του κατά ένα μικρό και ίσο ποσό προς τα δεξιά. Με αυτόν τον τρόπο γίνεται πιο ευανάγνωστο το διάγραμμα, αλλά δεν είναι δυνατή η εμφάνιση της αρίθμησης του άξονα των γωνιών στροφάλου.



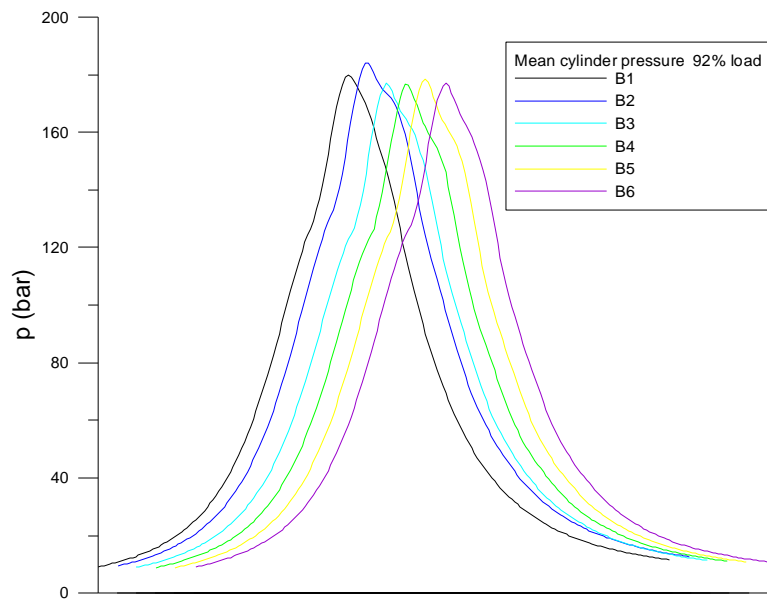
Σχήμα 7.1.1.α. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, σειρά A, φορτίο 50%



Σχήμα 7.1.1.β. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, σειρά B, φορτίο 50%



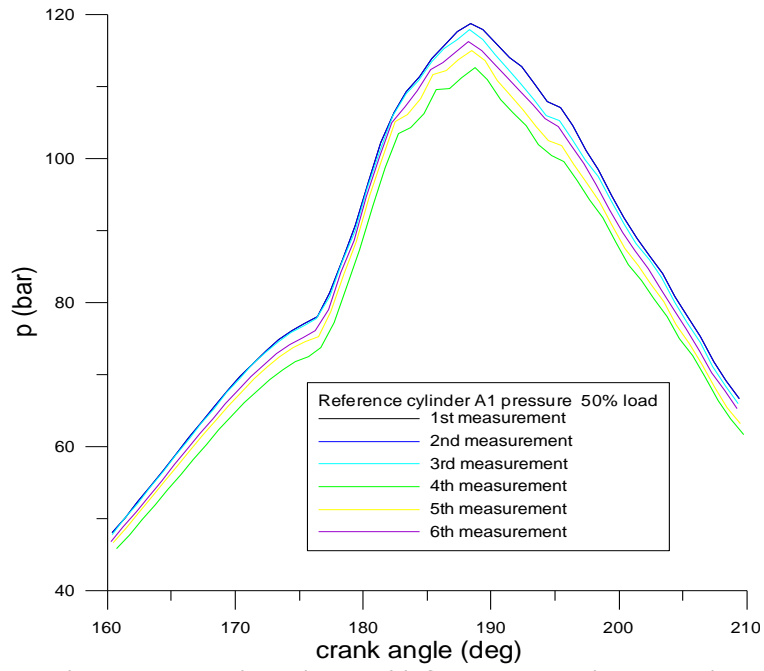
Σχήμα 7.1.1.γ. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, σειρά A, φορτίο 92%



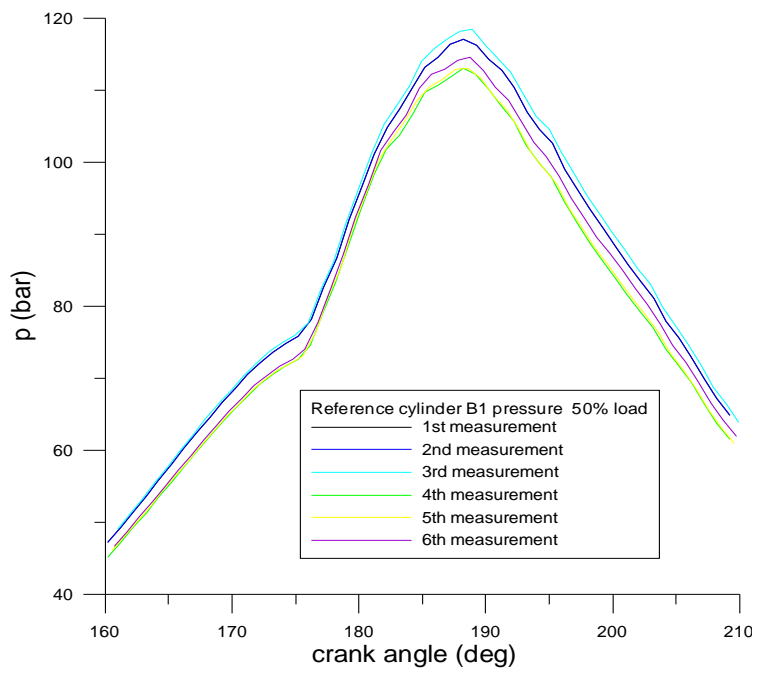
Σχήμα 7.1.1.δ. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, σειρά B, φορτίο 92%

Η πρώτη παρατήρηση για τα σχήματα 7.1.1.α – 7.1.1.δ είναι οι αυξημένες πιέσεις που εμφανίζονται στη περίπτωση του 92% του φορτίου σε σύγκριση με το 50%, όπως είναι απόλυτα λογικό. Επιπλέον, είναι εμφανείς οι διαφορές στις μέγιστες πιέσεις του κύκλου ανάμεσα στους διαφορετικούς κυλίνδρους και των δύο σειρών κυλίνδρων του κινητήρα και για τις δύο περιπτώσεις φορτίου που εξετάζονται. Αυτό δεν είναι αναμενόμενο, έως ένα βαθμό, και αποτελεί την πρώτη βασική ένδειξη της ύπαρξης διακύμανσης του φορτίου. Ωστόσο, αυτές οι διαφορές των μέγιστων πιέσεων μπορεί να οφείλονται και σε άλλους παράγοντες όπως η κατάσταση στην οποία βρίσκονται τα διάφορα εξαρτήματα του κάθε κυλίνδρου (π.χ. στεγανοποιητικά εμβόλου, εγχυτήρας καυσίμου) που επηρεάζουν βασικές λειτουργίες του όπως η ποιότητα της συμπίεσης και η έγχυση του καυσίμου (χρονική στιγμή και ποσότητα). Για να διαπιστωθεί τι από τα παραπάνω συμβαίνει και αν πράγματι υπάρχει διακύμανση φορτίου θα πρέπει να μελετηθούν και τα αντίστοιχα διαγράμματα που προέκυψαν από τις μετρήσεις των κυλίνδρων αναφοράς. Τέλος, παρατηρούνται διαφορές στην έναρξη της καύσης και γενικότερα στο μηχανισμό της καύσης μεταξύ των κυλίνδρων.

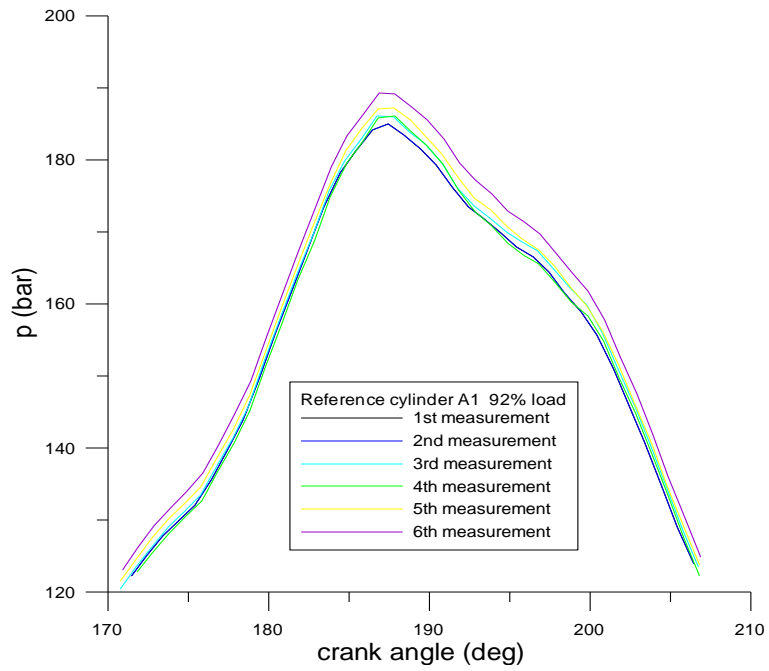
Ακολουθούν τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου – γωνίας στροφάλου για τις διαφορετικές μετρήσεις του κυλίνδρου αναφοράς σε κάθε σειρά κυλίνδρων, για τις δύο περιπτώσεις φορτίου.



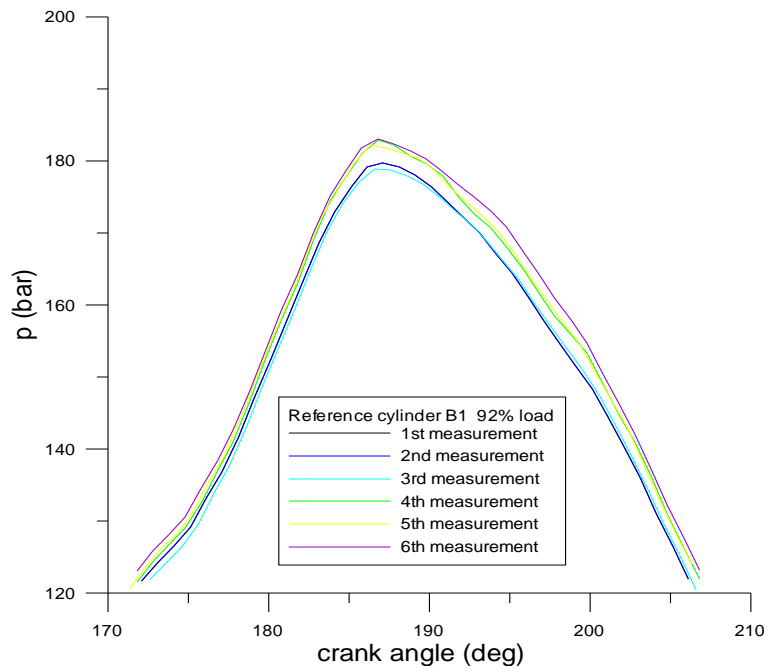
Σχήμα 7.1.1.ε. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς A1-γωνία στροφάλου, φορτίο 50%



Σχήμα 7.1.1.στ. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς B1-γωνία στροφάλου, φορτίο 50%



Σχήμα 7.1.1.ζ. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς A1-γωνία στροφάλου, φορτίο 92%



Σχήμα 7.1.1.η. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς B1-γωνία στροφάλου, φορτίο 92%

Στα προηγούμενα διαγράμματα (7.1.1.ε – 7.1.1.η) φαίνεται χαρακτηριστικά πως υπάρχουν διαφορές πίεσης μεταξύ των μετρήσεων που έγιναν στον κύλινδρο αναφοράς της κάθε σειράς. Συγκεκριμένα, εμφανίζονται βασικές διαφορές στις μέγιστες πιέσεις και στο αρχικό στάδιο της καύσης. Αυτά οδηγούν στο συμπέρασμα ότι πράγματι υπάρχει διακύμανση του φορτίου κατά τη διαδικασία λήψης των μετρήσεων, συνεπώς θα έχουν επηρεαστεί και τα αποτελέσματα από τη μέτρηση των υπολοίπων κυλίνδρων του κινητήρα. Έτσι εξηγούνται και οι διαφορές που εντοπίστηκαν στα σχήματα 7.1.1.α – 7.1.1.δ.

7.1.2. Παραγόμενη Ισχύς

Όπως φάνηκε από τα προηγούμενα, εμφανίζεται διακύμανση του φορτίου κατά τη διάρκεια λήψης των μετρήσεων. Αυτό σημαίνει πως τα αποτελέσματα που προκύπτουν για την παραγόμενη ισχύ του κινητήρα και του κάθε κυλίνδρου θα εμπεριέχουν και το στοιχείο της διακύμανσης φορτίου. Συνεπώς υπάρχει η πραγματική ισχύς που παράγεται από τον κάθε κύλινδρο και σύμφωνα με τη διαδικασία που θα περιγραφεί παρακάτω θα προκύψει η διορθωμένη ισχύς που θα αντικατοπτρίζει την κατάσταση του κινητήρα χωρίς τη διακύμανση φορτίου.

Η παραγόμενη ισχύς προκύπτει με τη χρήση των διαγραμμάτων μέσης πίεσης – γωνίας στροφάλου και του μηχανικού βαθμού απόδοσης, σύμφωνα με τη διαγνωστική διαδικασία. Εφόσον υπάρχει η δυνατότητα να καθοριστεί το ακριβές ποσό της διακύμανσης του φορτίου, τότε γίνεται εφικτό να υπολογιστεί η διορθωμένη ισχύς σύμφωνα με τα παρακάτω:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Διορθωμένο} \\ \text{Μέγεθος} \end{array} \right]_{N,i} = \left[\begin{array}{c} \text{Πραγματικό} \\ \text{Μέγεθος} \end{array} \right]_{N,i} * \left[\begin{array}{c} \text{Διακύμανση} \\ \text{Φορτίου} \end{array} \right]_N + \left[\begin{array}{c} \text{Πραγματικό} \\ \text{Μέγεθος} \end{array} \right]_{N,i} \quad (7.1.2.1)$$

όπου (N) ο αύξων αριθμός της μέτρησης και (i) ο αριθμός του εκάστοτε κυλίνδρου.

Επιπλέον, ο παράγοντας $\left[\begin{array}{c} \text{Διακύμανση} \\ \text{Φορτίου} \end{array} \right]$ αναφέρεται στο ποσοστό της διακύμανσης φορτίου που εμφανίζεται κατά τη N-οστή μέτρηση και υπολογίζεται ως εξής:

$$\left[\begin{array}{c} \text{Διακύμανση} \\ \text{Φορτίου} \end{array} \right] = \frac{[\text{Τιμή Μεγέθους Κυλ. Αναφ.}]_{N=1} - [\text{Τιμή Μεγέθους Κυλ. Αναφ.}]_N}{[\text{Τιμή Μεγέθους Κυλ. Αναφ.}]_N} \quad (7.1.2.2).$$

Σ' αυτό το σημείο τονίζεται πως η πρώτη μέτρηση σε κάθε σειρά κυλίνδρων γίνεται ακριβώς στο 50% και στο 92% του φορτίου, δηλαδή με μηδενική διακύμανση.

Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις (7.1.2.1), (7.1.2.2) σε κάθε κύλινδρο για το μέγεθος της ισχύος προκύπτουν τα διορθωμένα μεγέθη της ισχύος του κάθε κυλίνδρου. Αυτή είναι η ισχύς που θα παρήγαγαν οι κύλινδροι του κινητήρα εάν είχε διατηρηθεί σταθερό το φορτίο κατά τη διάρκεια των μετρήσεων. Τα αποτελέσματα

αυτά είναι εξαιρετικά σημαντικά γιατί θα χρησιμοποιηθούν αργότερα για τη ρύθμιση της παραγωγής ισχύος του κινητήρα και φαίνονται στους πίνακες (V) και (VI).

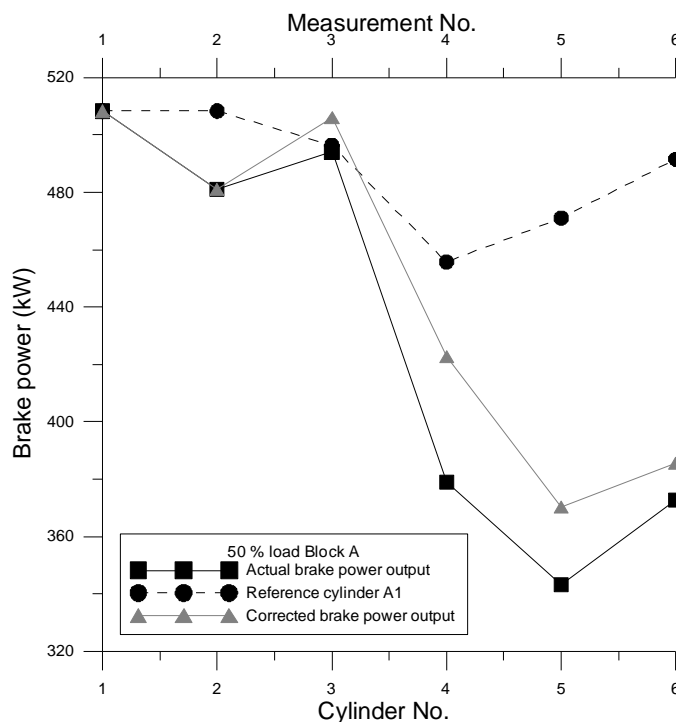
Πίνακας V: Φορτίο 50%

Block A				Block B			
α/α κυλίνδρου	Πραγματική ισχύς kW	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	Διορθωμένη ισχύς kW	α/α κυλίνδρου	Πραγματική ισχύς kW	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	Διορθωμένη ισχύς kW
1(A1)	508,3	508,3	508,3	7(B1)	470,6	470,6	470,6
2(A2)	481,1	508,3	481,1	8(B2)	488,4	470,6	488,4
3(A3)	494,1	496,4	505,9	9(B3)	472,1	489,4	454
4(A4)	378,9	455,7	422,6	10(B4)	416	430	455,3
5(A5)	343,2	471	370,4	11(B5)	374	439	400,9
6(A6)	372,8	491,5	385,5	12(B6)	400	456	412,8

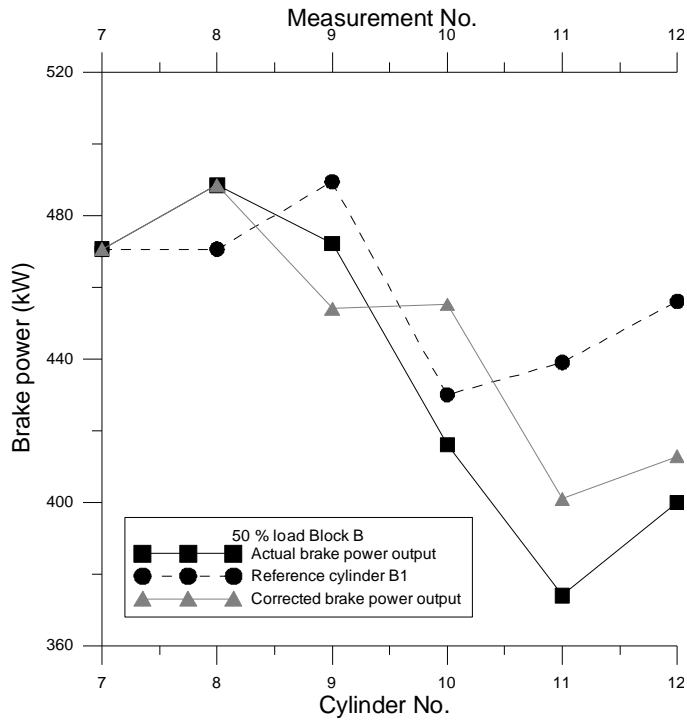
Πίνακας VI: Φορτίο 92%

Block A				Block B			
α/α κυλίνδρου	Πραγματική ισχύς kW	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	Διορθωμένη ισχύς kW	α/α κυλίνδρου	Πραγματική ισχύς kW	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW	Διορθωμένη ισχύς kW
1(A1)	829,2	829,2	829,2	7(B1)	777,1	777,1	777,1
2(A2)	865,8	829,2	865,8	8(B2)	904,3	777,1	904,3
3(A3)	849,3	843,7	834,7	9(B3)	770,1	792,1	755,5
4(A4)	746,5	829,9	763,8	10(B4)	742	821	702,3
5(A5)	717	847,6	701,4	11(B5)	726	824	684,7
6(A6)	746,5	868,6	712,6	12(B6)	734	845	675

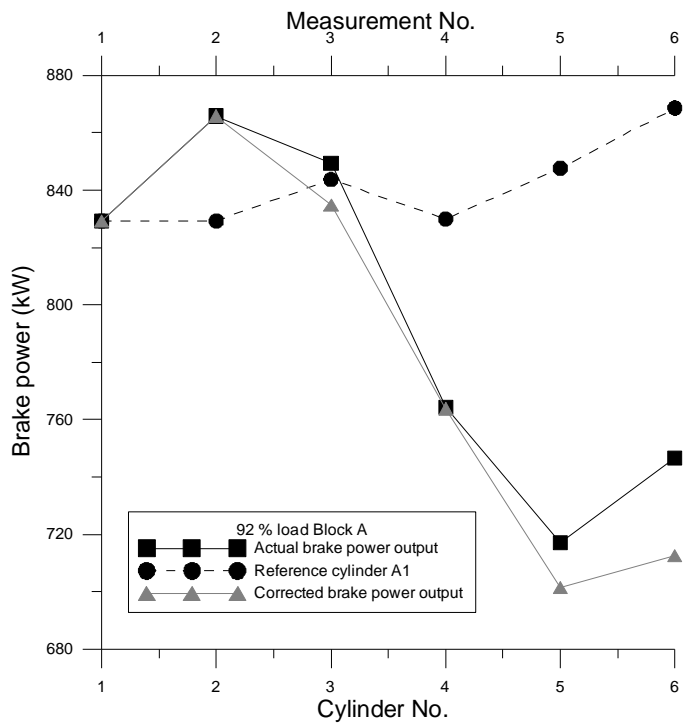
Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα διαγράμματα ισχύος – αριθμού κυλίνδρου – αριθμού μέτρησης, στα οποία φαίνονται χαρακτηριστικά τρεις καμπύλες: η πραγματική παραγόμενη ισχύς, η διορθωμένη ισχύς και η ισχύς του κυλίνδρου αναφοράς, η οποία αποτελεί ένδειξη για τη διακύμανση του φορτίου. Τα διαγράμματα αυτά χωρίζονται ανά σειρά κυλίνδρων για τις δύο περιπτώσεις φορτίου που εξετάζονται.



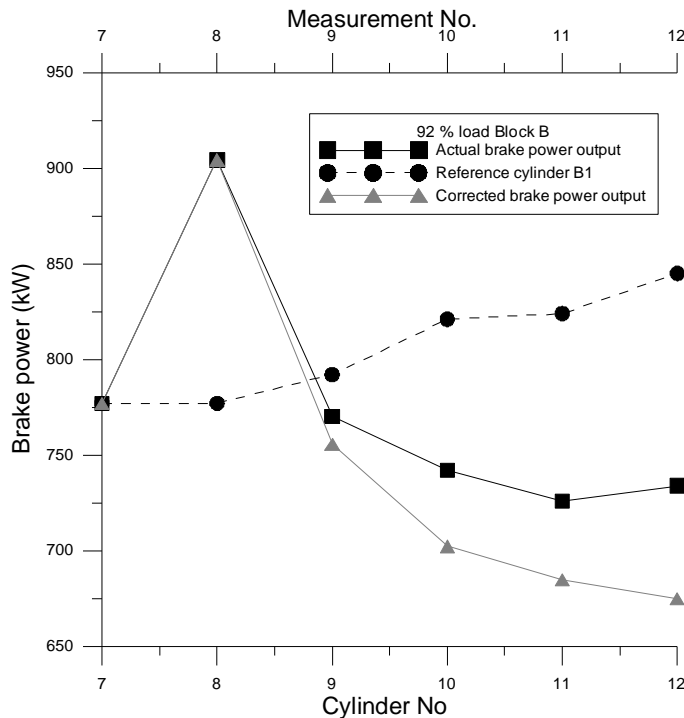
Σχήμα 7.1.2.α. Φορτίο 50%, Σειρά A, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς A1, Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου



Σχήμα 7.1.2.β. Φορτίο 50%, Σειρά Β, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς Β1, Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου



Σχήμα 7.1.2.γ. Φορτίο 92%, Σειρά Α, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς Α1, Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου



Σχήμα 7.1.2.δ. Φορτίο 92%, Σειρά Β, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς Β1, Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου

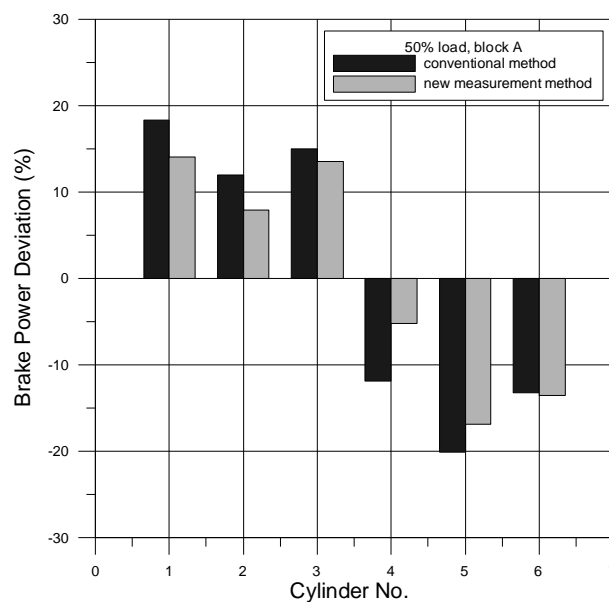
Στα σχήματα 7.1.2.α – 7.1.2.δ παρατηρούμε πως όταν η ισχύς του κυλίνδρου αναφοράς αυξάνεται, δηλαδή το φορτίο αυξάνεται, τότε η διορθωμένη ισχύς του κυλίνδρου που μετρείται στην αντίστοιχη μέτρηση μειώνεται σε σχέση με την πραγματική ισχύ που παράγεται. Αυτό συμβαίνει διότι με την αύξηση του φορτίου έχουμε και την αναμενόμενη αύξηση της παραγωγής ισχύος του κινητήρα άρα και του κυλίνδρου που μετρείται τη δεδομένη χρονική στιγμή, ενώ αν δεν υπήρχε η αύξηση αυτή του φορτίου θα καταγραφόταν χαμηλότερη τιμή ισχύος. Τα αντίστροφα συμβαίνουν όταν η ισχύς του κυλίνδρου αναφοράς μειώνεται, δηλαδή το φορτίο μειώνεται. Φαίνεται, λοιπόν, πως ακριβώς δουλεύει η διόρθωση που πραγματοποιείται.

Ένα επιπλέον λογιστικό μέγεθος που θα βοηθήσει στην καλύτερη εποπτεία και κατανόηση των αποτελεσμάτων είναι η εκατοστιαία διακύμανση της παραγόμενης ισχύος. Επιπροσθέτως, το μέγεθος της εκατοστιαίας διακύμανσης ισχύος θα φανεί εξαιρετικά χρήσιμο στη ρύθμιση της ισχύος που θα ακολουθήσει στο τέλος της επεξεργασίας. Σ' αυτό το σημείο, όπως και προηγουμένως θα γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων που προκύπτουν από τις δύο διαφορετικές μεθόδους για τις δύο σειρές κυλίνδρων του κινητήρα και τις δύο περιπτώσεις του φορτίου που εξετάζονται.

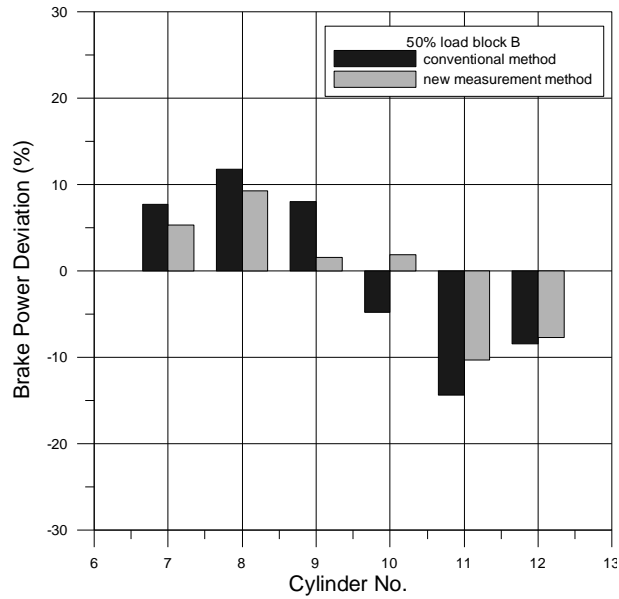
Το μέγεθος αυτό προκύπτει βρίσκοντας αρχικά το μέσο όρο των μετρήσεων της ισχύος και στη συνέχεια την εκατοστιαία διακύμανση της ισχύος κάθε μέτρησης σε σχέση με το μέσο όρο που βρέθηκε ως εξής,

$$\left[\begin{array}{c} \text{Εκατοστιαία} \\ \text{Διακύμανση} \\ \text{Ισχύος} \end{array} \right]_i = \frac{[\text{Ισχύς}]_i - [\text{Μέσος} \text{ Όρος}]}{[\text{Μέσος} \text{ Όρος}]} * 100 \quad (7.1.2.3)$$

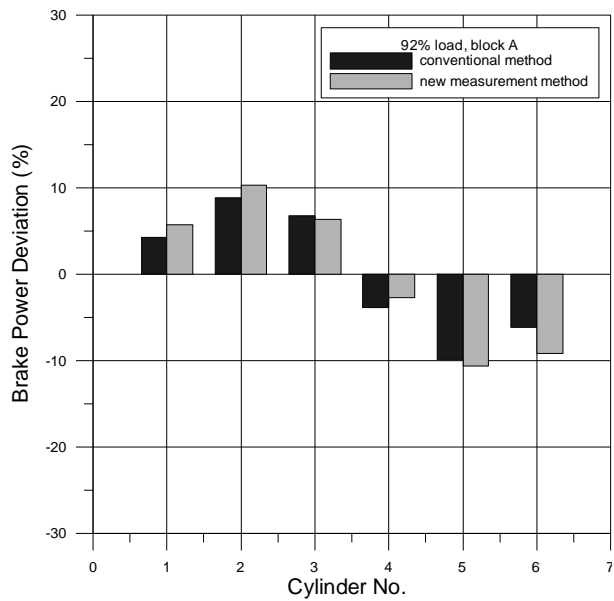
όπου (i) ο αύξων αριθμός του κυλίνδρου και [Μέσος όρος] ο μέσος όρος της ισχύος από τους κυλίνδρους τις κάθε σειράς. Το μέγεθος αυτό υπολογίζεται τόσο για την πραγματική όσο και για τη διορθωμένη ισχύ. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν παρουσιάζονται παρακάτω υπό μορφή ιστογράμματος και χωρίζονται ανάλογα με το φορτίο και τη σειρά κυλίνδρων του κινητήρα.



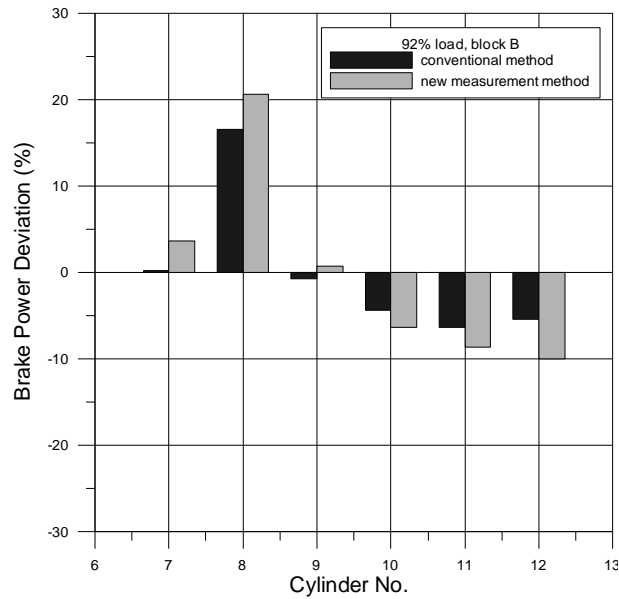
Σχήμα 7.1.2.ε. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, σειρά Α, φορτίο 50%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)



Σχήμα 7.1.2.στ. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, σειρά Β, φορτίο 50%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)



Σχήμα 7.1.2.ζ. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, σειρά Α, φορτίο 92%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)



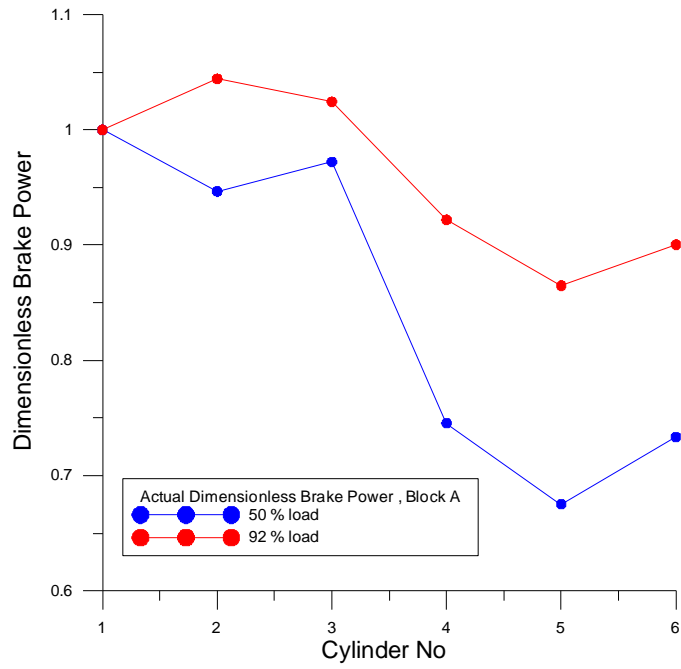
Σχήμα 7.1.2.η. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, σειρά Β, φορτίο 92%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)

Στα ιστογράμματα 7.1.2.ε – 7.1.2.η της εκατοστιαίας διακύμανσης ισχύος παρουσιάζονται με το μαύρο χρώμα τα αποτελέσματα της συμβατικής μεθόδου και με το γκρι χρώμα τα αντίστοιχα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη νέα μετρητική μέθοδο. Αυτή η έντονη διακύμανση της ισχύος που παρατηρείται και στις δύο περιπτώσεις μεταξύ των διαφορετικών κυλίνδρων του κινητήρα είναι ανεπιθύμητη. Έτσι, στη συνέχεια θα γίνει προσπάθεια να εξισοροποιηθεί η παραγόμενη ισχύς.

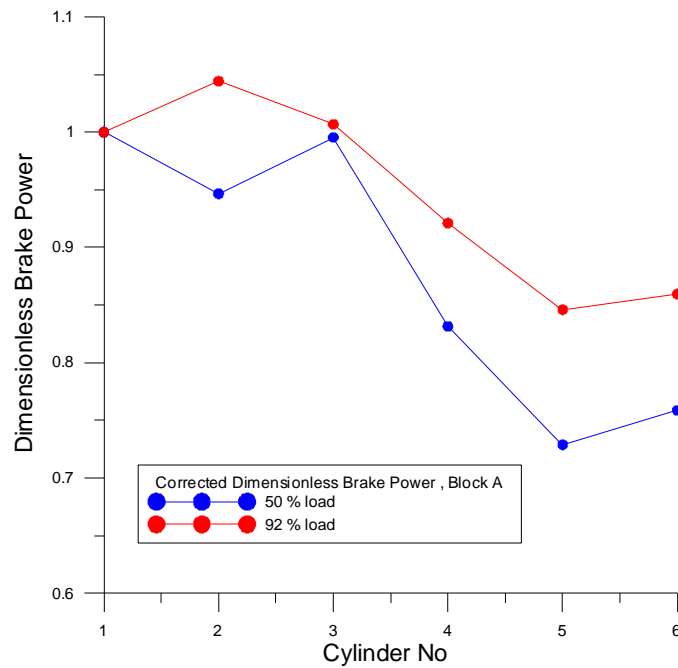
Ακολούθως, για να φανούν πιο καθαρά τα αποτελέσματα της διόρθωσης γίνεται αδιαστατοποίηση της πραγματικής και της διορθωμένης ισχύος. Η αδιάστατη ισχύς προκύπτει από τη διαίρεση της ισχύος (πραγματικής ή διορθωμένης) του κάθε κυλίνδρου με την τιμή της ισχύος του κυλίνδρου αναφοράς από την πρώτη μέτρηση.

$$\left[\frac{\text{Αδιάστατη}}{\text{Ισχύς}} \right]_{N,i} = \frac{[\text{Ισχύς κυλίνδρου}]_{N,i}}{[\text{Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς}]_{N=1}} \quad (7.1.2.4)$$

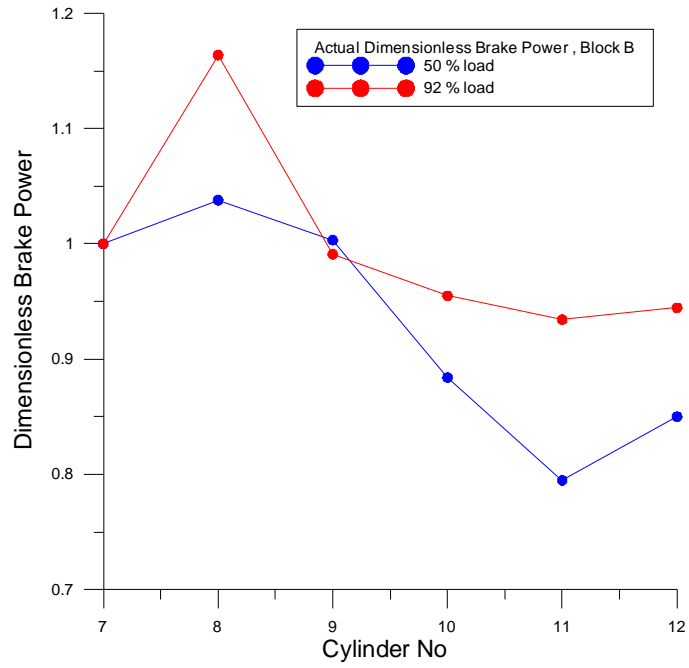
Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα της αδιάστατης πραγματικής και διορθωμένης ισχύος για τις δύο σειρές κυλίνδρων του κινητήρα και τις δύο περιπτώσεις φορτίου που εξετάζονται.



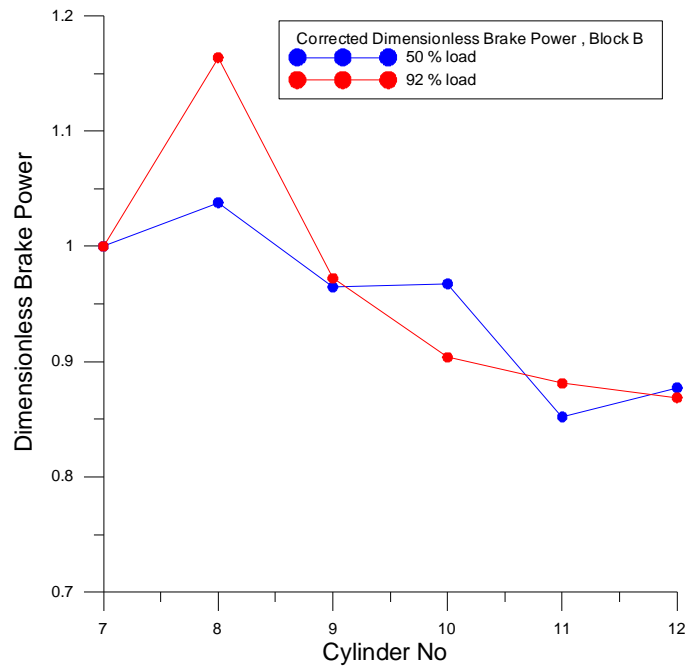
Σχήμα 7.1.2.θ. Αδιάστατη Πραγματική Ισχύς, σειρά Α, Φορτίο 50% και 92%



Σχήμα 7.1.2.ι. Αδιάστατη Διορθωμένη Ισχύς, σειρά Α, Φορτίο 50% και 92%



Σχήμα 7.1.2.α. Αδιάστατη Πραγματική Ισχύς, σειρά Β,
Φορτίο 50% και 92%



Σχήμα 7.1.2.β. Αδιάστατη Διορθωμένη Ισχύς, σειρά Β,
Φορτίο 50% και 92%

Όταν σε έναν κινητήρα λαμβάνονται μετρήσεις χωρίς διακύμανση του φορτίου θα πρέπει οι καμπύλες της αδιάστατης ισχύος στα διαφορετικά φορτία να διατηρούν παρόμοια μορφή. Όπως διαπιστώνεται από τα γραφήματα 7.1.2.θ και 7.1.2.ια οι καμπύλες που αντιστοιχούν στην πραγματική ισχύ, δηλαδή με την ύπαρξη διακύμανσης ισχύος, ακολουθούν ακανόνιστη μορφή μεταξύ των φορτίων 50% και 92%.

Αντίθετα, μετά τις διορθώσεις που έγιναν για την απαλοιφή του φαινομένου, στα σχήματα 7.1.2.ι και 7.1.2.ιβ φαίνεται να ομοιάζουν οι καμπύλες των δύο φορτίων που εξετάστηκαν. Αυτό καταδεικνύει την αποτελεσματικότητα της νέας αυτής μεθόδου στη διόρθωση της εκτίμησης της παραγόμενης ισχύος του κάθε κυλίνδρου.

7.1.3. Επίδραση της διακύμανσης φορτίου στην κατανάλωση καυσίμου.

Η κατανάλωση καυσίμου βρίσκεται σε άμεση αναλογία με την παραγωγή ισχύος από τον κινητήρα. Αυτό σημαίνει ότι αναμένονται παρόμοια αποτελέσματα με αυτά της ισχύος λόγω της διακύμανση του φορτίου.

Ακολουθώντας την ίδια διαδικασία για τη διόρθωση της κατανάλωσης καυσίμου με αυτή της ισχύος που φαίνεται παραπάνω χρησιμοποιούνται η εξισώσεις (5), (6) και προκύπτουν τα αποτελέσματα των πινάκων (VII) και (VIII).

Πίνακας VII: Φορτίο 50%

Block A				Block B			
α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου kg/h	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς kg/h	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου kg/h	α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου kg/h	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς kg/h	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου kg/h
1(A1)	95	95	95	7(B1)	84	84	84
2(A2)	88,4	95	88,4	8(B2)	84,5	84	84,5
3(A3)	94,8	91,7	98,21	9(B3)	81,5	89	76,92
4(A4)	70,7	87,3	76,94	10(B4)	78,2	82,1	80,01
5(A5)	64,4	89,6	68,28	11(B5)	69,8	82,6	70,98
6(A6)	70,5	90,9	73,68	12(B6)	73,9	87	71,35

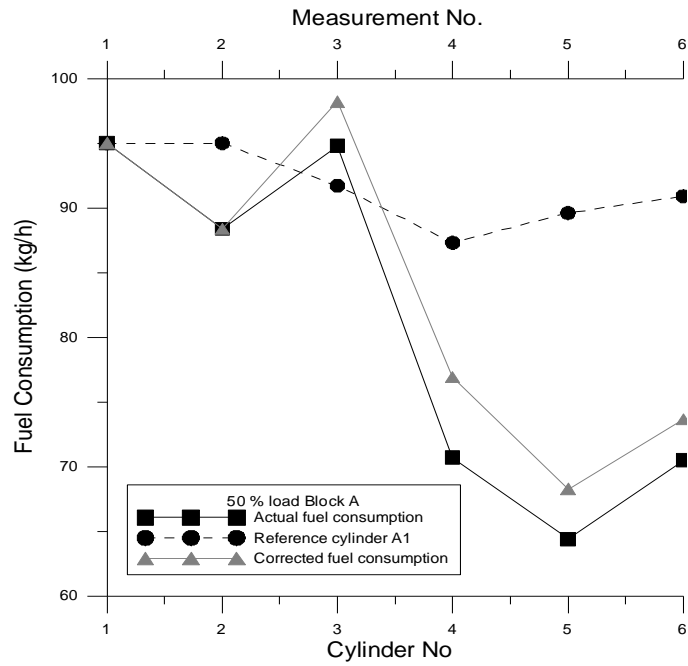
Πίνακας VIII: Φορτίο 92%

Block A				Block B			
α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου kg/h	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς kg/h	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου kg/h	α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου kg/h	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς kg/h	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου kg/h
1(A1)	146,5	146,5	146,5	7(B1)	131,9	131,9	131,9
2(A2)	148,4	146,5	148,4	8(B2)	150,8	131,9	150,8
3(A3)	144,4	148,3	142,65	9(B3)	131,1	139,4	124,05
4(A4)	132,2	146,1	132,56	10(B4)	127,6	143,1	117,61
5(A5)	123,8	148,2	122,38	11(B5)	122,7	143,9	112,47
6(A6)	127,2	151,5	123	12(B6)	124,9	146,5	112,45

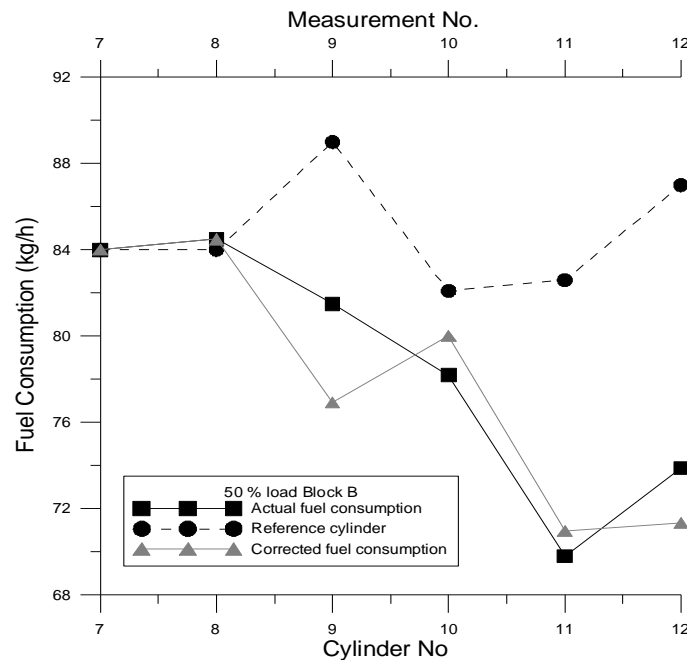
Σε αυτό το σημείο, όπως και προηγουμένως στο κεφάλαιο της ισχύος, με τη βοήθεια των ανωτέρω πινάκων κατασκευάζονται τα διαγράμματα 7.1.3.α, 7.1.3.β, 7.1.3.γ και 7.1.3.δ κατανάλωσης καυσίμου – αριθμού κυλίνδρου – αριθμού μέτρησης. Συγκεκριμένα, σε αυτά φαίνονται οι εξής καμπύλες:

- της πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου για τον κάθε κύλινδρο, δηλαδή η άμεσα εκτιμώμενη από τις μετρήσεις
- της κατανάλωσης καυσίμου του κυλίνδρου αναφοράς, που δείχνει την αυξομείωση της κατανάλωσης ανάλογα με τη διακύμανση του φορτίου
- της διορθωμένης κατανάλωσης καυσίμου για τον κάθε κύλινδρο, που βγαίνει από το συνδυασμό των προηγούμενων δύο και αντιστοιχεί στην κατανάλωση καυσίμου που θα προέκυπτε εάν δεν υπήρχε διακύμανση φορτίου.

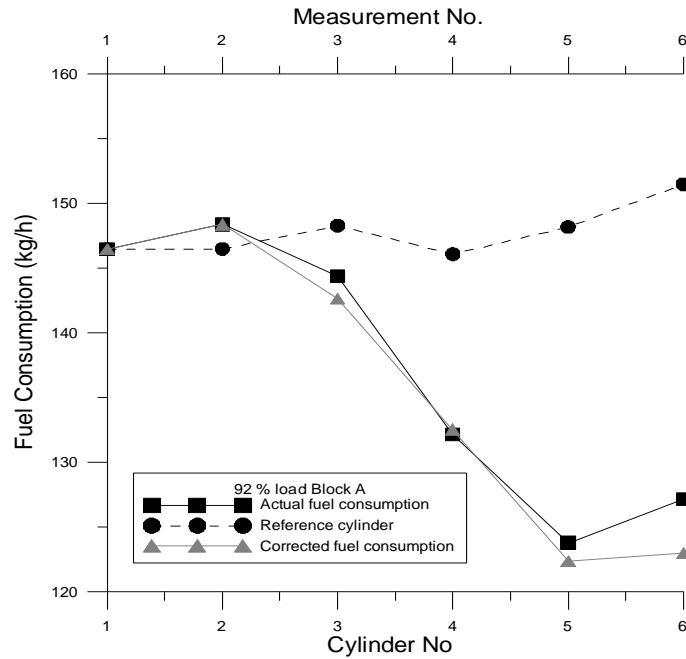
Τέλος τα διαγράμματα είναι χωρισμένα για τις δύο σειρές κυλίνδρων του κινητήρα και για τις δύο διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου, στο 50% και 92%.



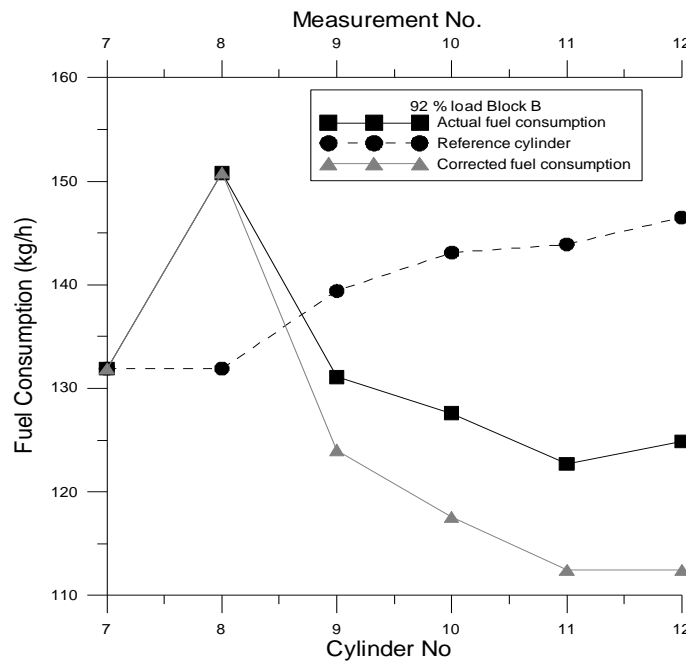
Σχήμα 7.1.3.α. φορτίο 50%, σειρά Α, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου



Σχήμα 7.1.3.β. φορτίο 50%, σειρά Β, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου



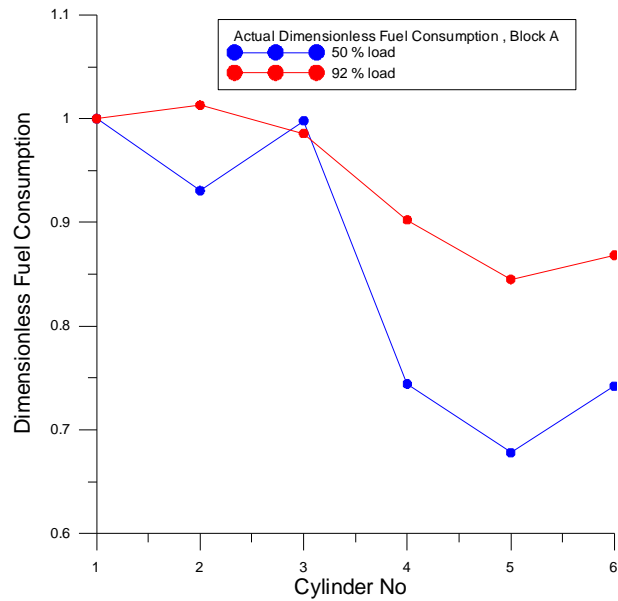
Σχήμα 7.1.3.γ. φορτίο 92%, σειρά A, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου



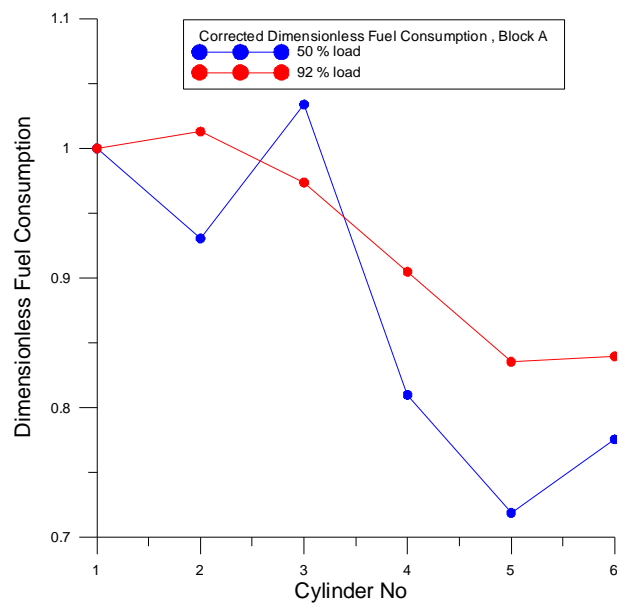
Σχήμα 7.1.3.δ. φορτίο 92%, σειρά B, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου

Όπως είναι αναμενόμενο, παρατηρούνται παρόμοια γραφήματα σε μορφή με αυτά της ισχύος. Συγκεκριμένα, για τον κύλινδρο αναφοράς, όταν το φορτίο αυξάνεται τότε έχουμε και αντίστοιχη αύξηση της κατανάλωσης καυσίμου. Αντίστοιχα για τη μείωση του φορτίου συμβαίνει το αντίστροφο. Όσον αφορά στη μορφή των δύο άλλων καμπυλών, αυτή εξαρτάται από δύο παράγοντες. Ο ένας είναι η διαφορά στην κατανάλωση καυσίμου που υπάρχει μεταξύ των διαφορετικών κυλίνδρων του κινητήρα και μπορεί να οφείλεται σε τυχόν ρυθμίσεις, φθορά εξαρτημάτων και γενικά εσωτερικούς παράγοντες που έχουν σχέση με τον κινητήρα. Ο δεύτερος αφορά εξωτερικού τύπου αίτιο, το οποίο είναι η διακύμανση του φορτίου. Ο συνδυασμός των καμπυλών της κατανάλωσης καυσίμου του κυλίνδρου αναφοράς και της πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου οδηγεί στη δημιουργία της τρίτης καμπύλης (διορθωμένη κατανάλωση) που δείχνει τις διαφορές στην κατανάλωση καυσίμου μεταξύ των κυλίνδρων, οι οποίες οφείλονται αποκλειστικά σε εσωτερικούς παράγοντες.

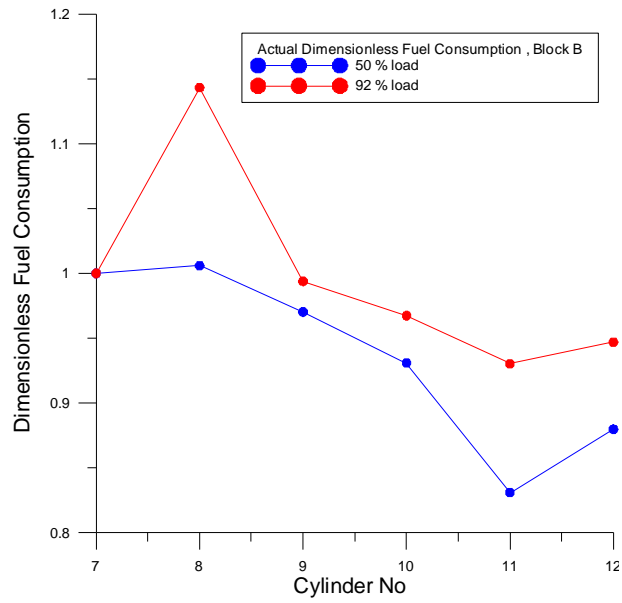
Στη συνέχεια, γίνεται αδιαστατοποίηση των τιμών της κατανάλωσης καυσίμου τόσο για την πραγματική κατανάλωση όσο και για τη διορθωμένη. Η αδιάστατη τιμή προκύπτει διαιρώντας την τιμή της κατανάλωσης καυσίμου (πραγματική ή διορθωμένη) του κάθε κυλίνδρου με την αντίστοιχη τιμή της πρώτης μέτρησης του κυλίνδρου αναφοράς. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν χωρίζονται ανά σειρά κυλίνδρων του κινητήρα και παρουσιάζονται παρακάτω στα διαγράμματα 7.1.3.ε, 7.1.3.στ, 7.1.3.ζ και 7.1.3.η ξεχωριστά για τις πραγματικές και για τις διορθωμένες τιμές της κατανάλωσης.



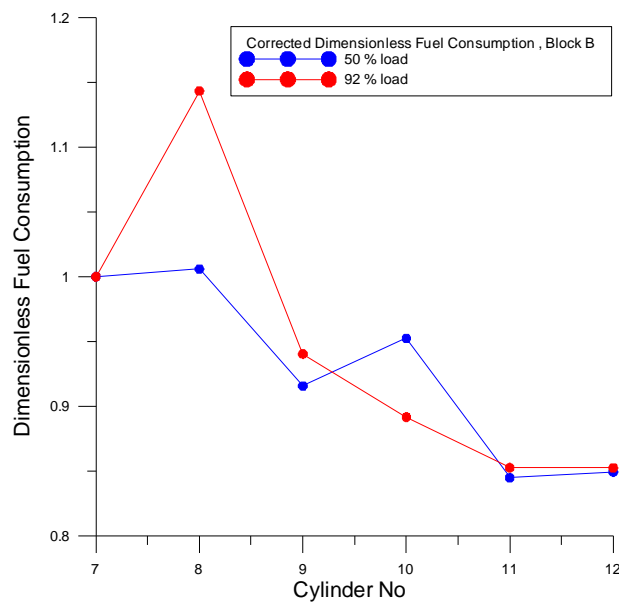
Σχήμα 7.1.3.ε. Αδιάστατη πραγματική κατανάλωση καυσίμου, σειρά A, φορτίο 50%, 92%



Σχήμα 7.1.3.στ. Αδιάστατη διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου, σειρά A, φορτίο 50%, 92%



Σχήμα 7.1.3.ζ. Αδιάστατη πραγματική κατανάλωση καυσίμου, σειρά Β, φορτίο 50%, 92%



Σχήμα 7.1.3.η. Αδιάστατη διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου, σειρά Β, φορτίο 50%, 92%

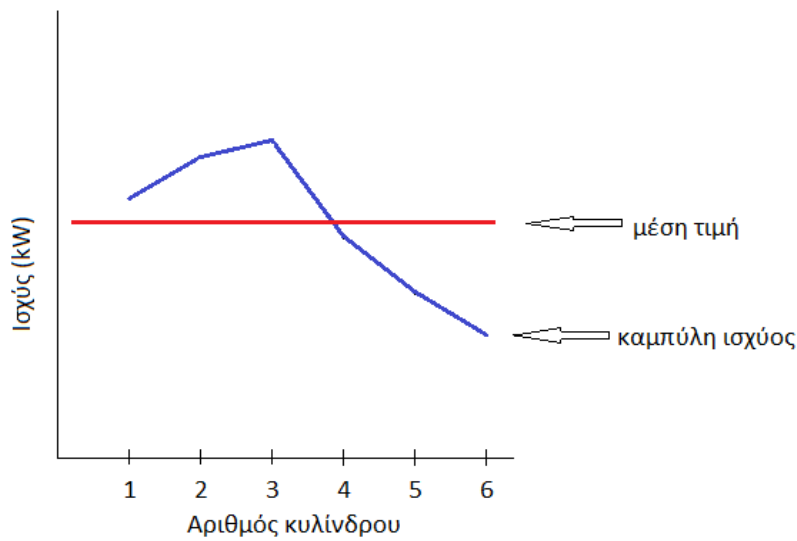
Είναι φανερό από τα προηγούμενα γραφήματα πως οι καμπύλες της αδιάστατης διορθωμένης κατανάλωσης καυσίμου για τα δύο φορτία έχουν παρόμοια μορφή μεταξύ τους και στις δύο σειρές κυλίνδρων εκτός μόνο από τα σημεία των κυλίνδρων 3 και 10, αντίθετα με αυτές που αντιστοιχούν στην αδιάστατη πραγματική κατανάλωση. Αυτό είναι λογικό να συμβαίνει διότι μετά την απαλοιφή του φαινομένου της διακύμανσης φορτίου από τα αποτελέσματα, οι τιμές της κατανάλωσης εξαρτώνται πλέον μόνο από την κατάσταση του κινητήρα και όχι από εξωγενείς παράγοντες.

Η παραγωγή ισχύος ενός κινητήρα είναι το άμεσο αποτέλεσμα της κατανάλωσης καυσίμου από αυτόν. Έτσι, το μέγεθος της κατανάλωσης καυσίμου γίνεται εξαιρετικά σημαντικό όταν πρέπει να γίνουν αλλαγές στην παραγόμενη ισχύ. Συνεπώς, τα παραπάνω αποτελέσματα αποτελούν το βασικό εργαλείο για την εξισορρόπηση της παραγόμενης ισχύος από τους διαφορετικούς κυλίνδρους του κινητήρα, που τελικά είναι και το ζητούμενο. Ωστόσο δεν μπορούν χρησιμοποιηθούν άκριτα τα αποτελέσματα αυτά, αφού είναι φανερό πως μόνο τα διορθωμένα θα οδηγήσουν στη σωστή πλήρωση του κινητήρα με καύσιμο έτσι ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα της ομαλής παραγωγής ισχύος. Στο επόμενο κεφάλαιο θα αναπτυχθεί λεπτομερέστερα αυτή η διαδικασία.

7.1.4. Ρύθμιση του κινητήρα για την ομαλοποίηση της αποδιδόμενης ισχύος.

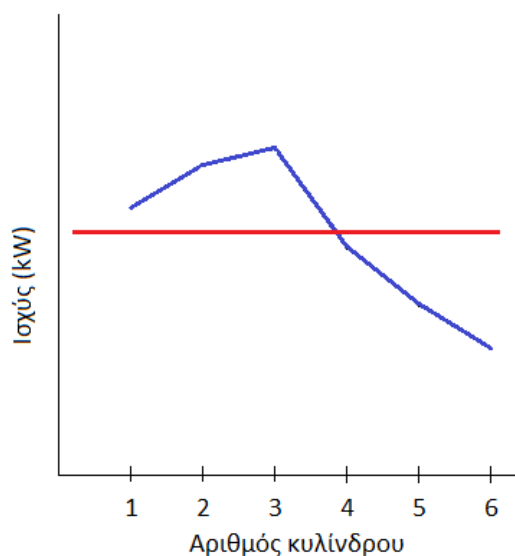
Εξ' αρχής, οι μετρήσεις πίεσης που λαμβάνονται έχουν ως σκοπό, μετά την επεξεργασία τους, να χρησιμοποιηθούν για τη διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα και την εξέταση της ομαλής λειτουργίας του. Εφόσον διαπιστωθεί ότι υπάρχουν προβλήματα στη λειτουργία του κινητήρα και πως αποκλίνει από τις αρχικές του ρυθμίσεις θα πρέπει να υπάρξει περαιτέρω ρύθμισή του. Συγκεκριμένα, υπάρχει περίπτωση να παρατηρηθεί διακύμανση της παραγόμενης ισχύος μεταξύ των κυλίνδρων του κινητήρα. Αυτές οι διαφορές στην ισχύ μεταξύ των κυλίνδρων είναι αποδεκτές μέχρι ένα μικρό ποσοστό της παραγόμενης ισχύος. Ωστόσο από τα σχήματα 7.1.2.ε, 7.1.2.στ, 7.1.2.ζ και 7.1.2.η παρατηρούνται έως και διαφορές της τάξεως του $\pm 10-15\%$. Αυτό καθιστά απαραίτητη τη ρύθμιση της αποδιδόμενης ισχύος του κάθε κυλίνδρου ξεχωριστά.

Βασικό εργαλείο για την πραγματοποίηση της διαδικασίας αυτής είναι το διάγραμμα ισχύος – αριθμού κυλίνδρου. Έστω το παρακάτω υποθετικό σχήμα 7.1.4.α,



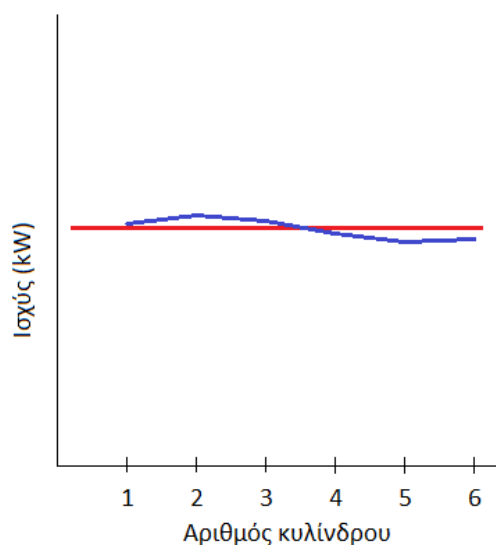
Σχήμα 7.1.4.α. Παράδειγμα διαγράμματος ισχύος – αριθμού κυλίνδρου.

στο οποίο φαίνεται η καμπύλη της ισχύος συναρτήσει του αύξοντα αριθμού των κυλίνδρων (μπλε καμπύλη) και η κόκκινη οριζόντια γραμμή, η οποία βρίσκεται στο ύψος της μέσης τιμής της ισχύος των έξι κυλίνδρων του υποθετικού κινητήρα. Γίνεται επιλογή αυτής της μέσης τιμής ώστε να χρησιμοποιηθεί σαν σημείο αναφοράς για τη ρύθμιση της παραγόμενης ισχύος. Σ' αυτό το σημείο θα πρέπει να γίνει ξεχωριστή ρύθμιση του κάθε κυλίνδρου και ανάλογα με το αν η ισχύς του είναι υψηλότερη ή χαμηλότερη από τη μέση τιμή, τότε αυτή θα πρέπει να μειωθεί ή να αυξηθεί αντίστοιχα. Η διαδικασία αυτή φαίνεται εικονικά στο σχήμα 7.1.4.β.



Σχήμα 7.1.4.β

Σκοπός είναι τελικά η όσο το δυνατό καλύτερη προσέγγιση της γραμμής της μέσης τιμής από την καμπύλη τις ισχύος, ώστε να επιτευχθεί το επιθυμητό αποτέλεσμα της ομαλής παραγωγής ισχύος, όπως φαίνεται στο σχήμα 7.1.4.γ.



Σχήμα 7.1.4.γ

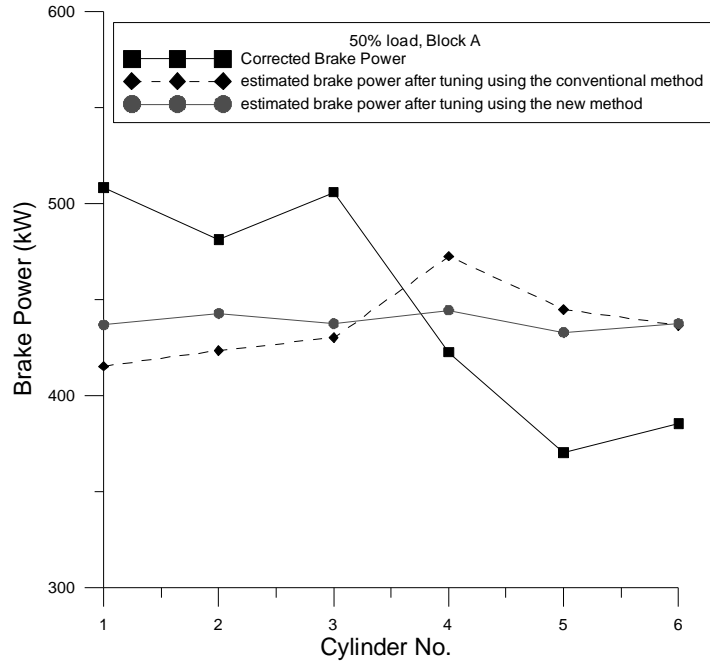
Για να υλοποιηθούν τα παραπάνω θα πρέπει να γίνει επιλογή των αποτελεσμάτων που εξάγονται είτε από τη συμβατική μέθοδο λήψης μετρήσεων, είτε από τη νέα μέθοδο. Παρ' όλα αυτά θα αποδειχτεί παρακάτω πως μόνο τα αποτελέσματα της νέας μετρητικής μεθόδου μπορούν να οδηγήσουν στο επιθυμητό

αποτέλεσμα. Αυτό συμβαίνει διότι, όπως έχει προαναφερθεί, υπάρχει περίπτωση όταν γινόταν λήψη των μετρήσεων να εμφανίστηκε το φαινόμενο της διακύμανσης του φορτίου. Έτσι, η ισχύς που εμφανίζεται να παράγει ο κινητήρας επηρεάζεται άμεσα από τον εξωτερικό παράγοντα της διακύμανσης του φορτίου και δεν εξαρτάται μόνο από την κατάστασή του. Συνεπώς, η ρύθμιση της παραγόμενης ισχύος αγνοώντας το φαινόμενο της διακύμανσης του φορτίου μπορεί να οδηγήσει σε λανθασμένα αποτελέσματα, άρα και ανομοιόμορφη παραγωγή ισχύος από τους κυλίνδρους.

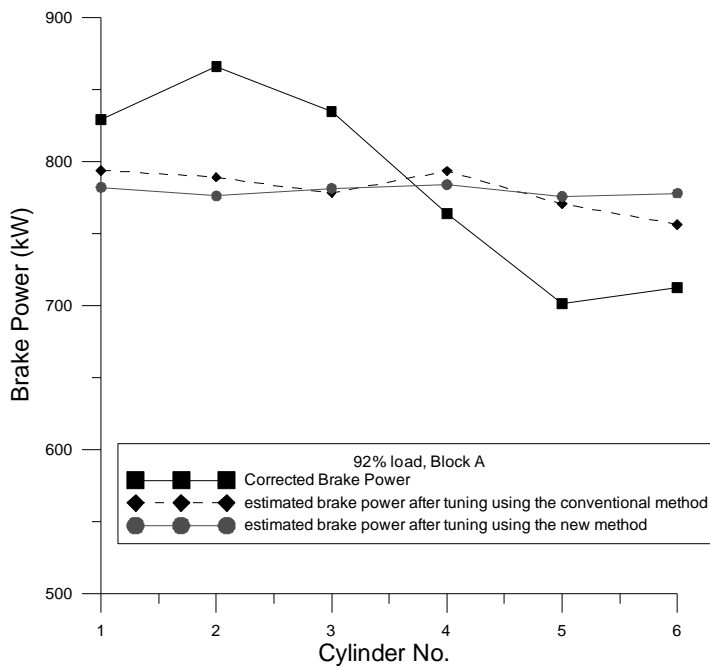
Στη συνέχεια, γίνεται χρήση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν για την εκατοστιαία διακύμανση της ισχύος από τη συμβατική μετρητική μέθοδο, αλλά και από τη νέα μέθοδο και φαίνονται χαρακτηριστικά στα σχήματα 7.1.2.ε, 7.1.2.στ, 7.1.2.ζ και 7.1.2.η. Αυτά συνδυάζονται με τη διορθωμένη ισχύ, σύμφωνα με τον παρακάτω τύπο, για να προκύψει η τελική παραγόμενη ισχύς του κινητήρα.

$$\left[\begin{matrix} \text{Τελική} \\ \text{Ισχύς} \end{matrix} \right]_i = \frac{- \left[\begin{matrix} \text{Εκατοστιαία} \\ \text{Διακύμανση} \\ \text{Ισχύος} \end{matrix} \right]_i}{100} * \left[\begin{matrix} \text{Διορθωμένη} \\ \text{Ισχύς} \end{matrix} \right]_i + \left[\begin{matrix} \text{Διορθωμένη} \\ \text{Ισχύς} \end{matrix} \right]_i \quad (7.1.4.1)$$

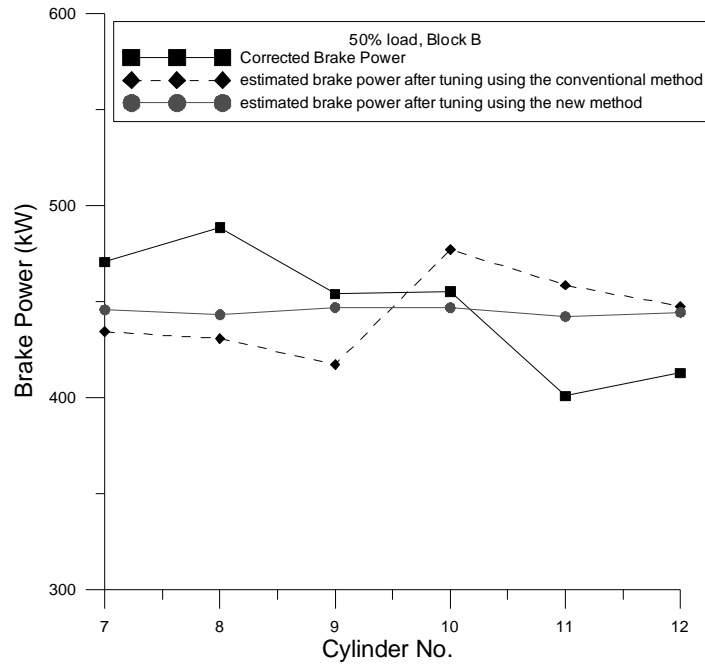
Στον προηγούμενο τύπο όπου (i) ο αύξων αριθμός του κυλίνδρου, ενώ για την εκατοστιαία διακύμανση της ισχύος χρησιμοποιούνται οι τιμές που έχουν προκύψει από τη συμβατική μέθοδο ή τη νέα μέθοδο για να εξαχθεί η αντίστοιχη τελική ισχύς. Η διορθωμένη ισχύς χρησιμοποιείται διότι εάν δεν υπήρχε διακύμανση φορτίου κατά τη λήψη των μετρήσεων αυτή θα ήταν η μετρήσιμη ισχύς του κινητήρα. Επομένως, επί αυτών των τιμών ισχύος θα πρέπει να γίνει η απαραίτητη ρύθμιση. Ακολουθούν τα διαγράμματα ισχύος – αριθμού κυλίνδρου για τις δύο σειρές κυλίνδρων του κινητήρα και τις δύο διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου.



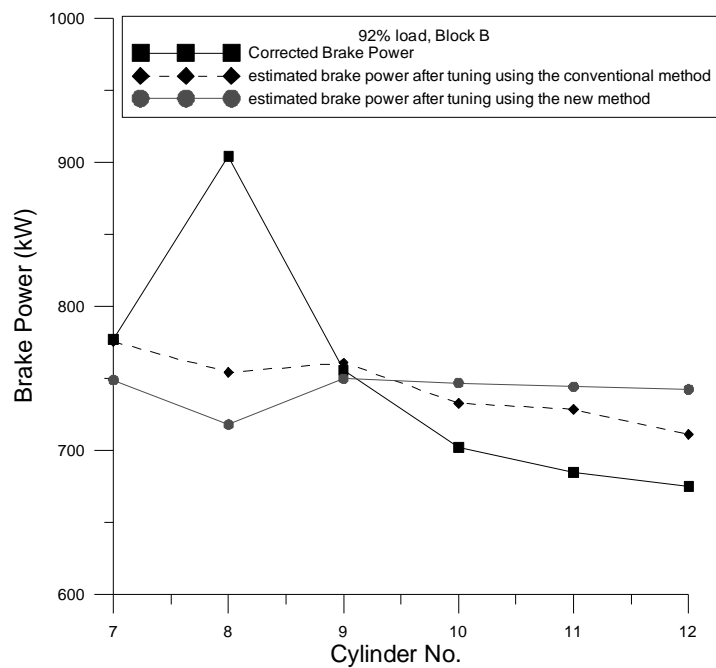
Σχήμα 7.1.4.δ. Φορτίο 50%, σειρά Α, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.



Σχήμα 7.1.4.ε. Φορτίο 92%, σειρά Α, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.



Σχήμα 7.1.4.στ. Φορτίο 50%, σειρά Β, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.



Σχήμα 7.1.4.ζ. Φορτίο 92%, σειρά Β, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.

Στα παραπάνω σχήματα παρουσιάζονται τρεις καμπύλες. Οι δύο βασικές καμπύλες είναι το αποτέλεσμα της ρύθμισης της ισχύος με τη χρήση των αποτελεσμάτων που έχουν προκύψει από τη συμβατική μετρητική μέθοδο και από τη νέα μετρητική μέθοδο. Η τρίτη καμπύλη είναι η διορθωμένη ισχύς, όπως έχει ονομαστεί και αποτελεί την ισχύ που παράγεται από τους κυλίνδρους του κινητήρα όταν δεν υπάρχει διακύμανση του φορτίου. Χρησιμοποιείται ως μέτρο σύγκρισης για να φανούν άμεσα τα αποτελέσματα της ρύθμισης ισχύος με τις δύο μεθόδους. Παρατηρώντας τα διαγράμματα 7.1.4.δ – 7.1.4.ζ είναι φανερό πως με τη χρήση της νέας μετρητικής μεθόδου επιτυγχάνεται σημαντικά πιο ομοιόμορφη παραγωγή ισχύος από τον κινητήρα σε σχέση με την περίπτωση της συμβατικής μεθόδου. Συγκεκριμένα, με τη χρήση της συμβατικής μετρητικής μεθόδου είναι δυνατό να εμφανιστούν απρόβλεπτα αποτελέσματα όσον αφορά τη ρύθμιση της ισχύος λόγω του παράγοντα της διακύμανσης του φορτίου. Τελικά με βάση τα παραπάνω αποτελέσματα της ρύθμισης ισχύος είναι δυνατό να ρυθμιστεί η κατανάλωση καυσίμου ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή ομαλή παραγωγή ισχύος.

7.2. Εφαρμογή της Μεθοδολογίας στον 2-Χ Κινητήρα

Στο δίχρονο κινητήρα της μονάδας 7 της Πάρου εξετάστηκαν τρεις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου όπως φαίνονται στον πίνακα (II). Μετά τη χρήση του λογισμικού E.D.S.-IV προκύπτουν τα αποτελέσματα που φαίνονται παρακάτω, στους πίνακες (IX), (X) και (XI).

Πίνακας IX: Φορτίο 50%

α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW
1	935,6	171,9	935,6
2	883,2	164,7	935,6
3	887,7	163,8	927,1
4	867,6	163,9	919,2
5	886,5	163,9	941,5
6	894,8	164,5	956,7
7	900,3	164,1	930,6

Πίνακας X: Φορτίο 75%

α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW
1	1422,4	248,4	1422,4
2	1335,2	236	1422,4
3	1367	237,3	1429,5
4	1344,2	238,9	1408,8
5	1364,2	237,9	1449,2
6	1365,6	237,3	1444
7	1468,4	245,6	1474,1

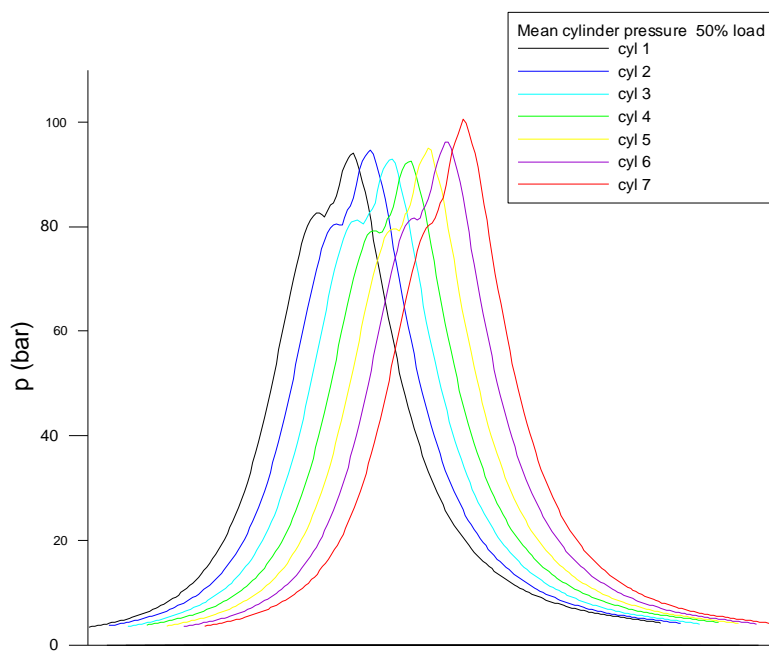
Πίνακας XI: Φορτίο 90%

α/α κυλίνδρου	Ισχύς kW	Κατανάλωση καυσίμου kg/h	Ισχύς κυλίνδρου αναφοράς kW
1	1709,3	298,2	1709,3
2	1652,5	290,7	1709,3
3	1607,8	280,9	1653,1
4	1630,1	290,8	1681,7
5	1600,2	279,9	1671,4
6	1672,2	291,5	1737,6
7	1675,1	289,5	1700,9

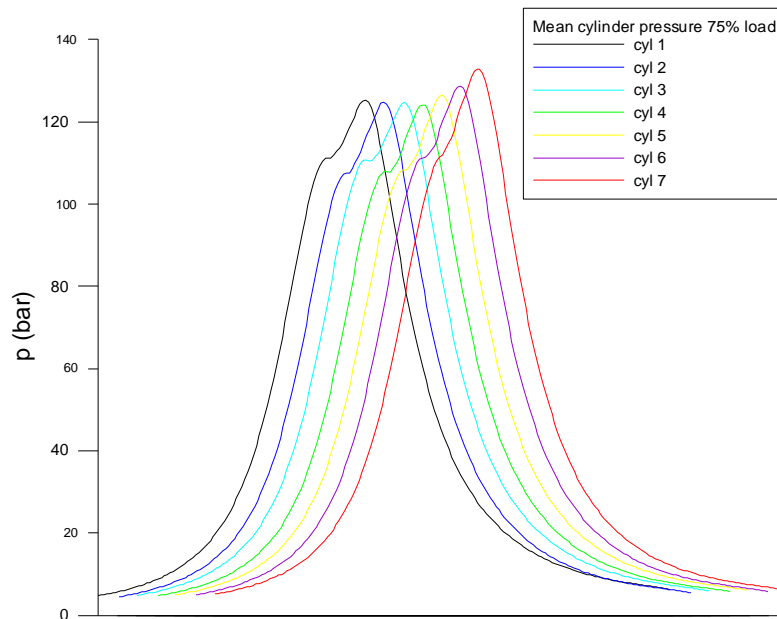
Θα ακολουθήσει παρόμοια διαδικασία ανάλυσης των αποτελεσμάτων με τον προηγούμενο τετράχρονο κινητήρα για να μελετηθεί η εφαρμογή της νέας μετρητικής μεθόδου σε δίχρονο κινητήρα.

7.2.1. Επίδραση διακύμανσης φορτίου στην πίεση καύσης.

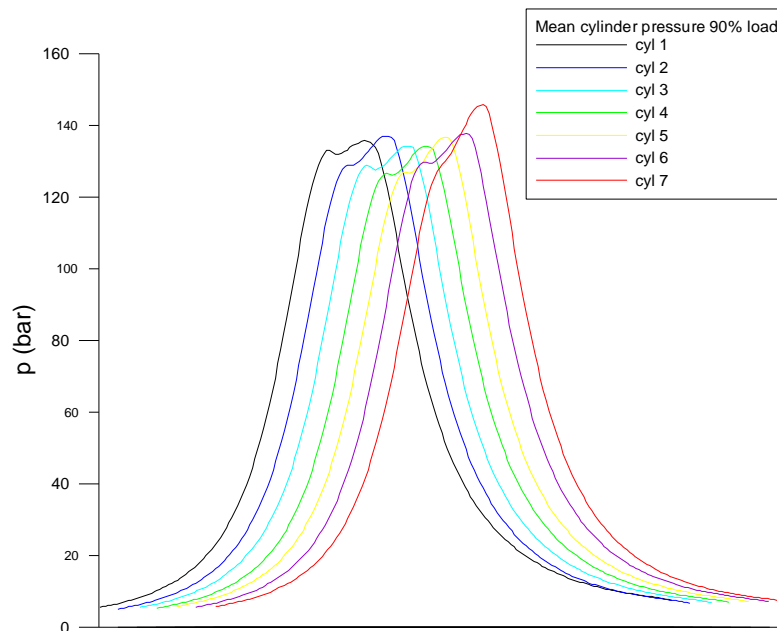
Οι μετρήσεις της πίεσης κυλίνδρου και ιδιαίτερα της πίεσης καύσης αποτελούν τα πρώτα δεδομένα πάνω στα οποία είναι δυνατό να γίνουν οι αρχικές εκτιμήσεις σχετικά με την κατάσταση του κινητήρα και του κάθε κυλίνδρου ξεχωριστά. Έτσι, επιλέγεται να παρουσιαστούν πρώτα τα διαγράμματα πίεσης – γωνίας στροφάλου που θα περιέχουν τις διαδικασίες της συμπίεσης, της καύσης και της αποτόνωσης των κυλίνδρων. Οι καμπύλες που φαίνονται αποτελούν τη μέση τιμή της πίεσης που προκύπτει από τις μετρήσεις που λαμβάνονται κατά τη διάρκεια 50 κύκλων λειτουργίας, όπως περιγράφεται στην παράγραφο 4.2. Τα διαγράμματα που ακολουθούν χωρίζονται για τα τρία διαφορετικά φορτία στα οποία έγιναν οι μετρήσεις. Επιπλέον, σε κάθε διάγραμμα παρουσιάζονται επτά καμπύλες, μία για κάθε κύλινδρο, με την κάθε μία να έχει μετακινηθεί από την προηγούμενη της κατά ένα μικρό (χ) προς τα δεξιά για την καλύτερη εποπτεία των διαγραμμάτων. Ωστόσο, όλες οι καμπύλες αντιστοιχούν στο ίδιο εύρος στροφών.



Σχήμα 7.2.1.α. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, φορτίο 50%



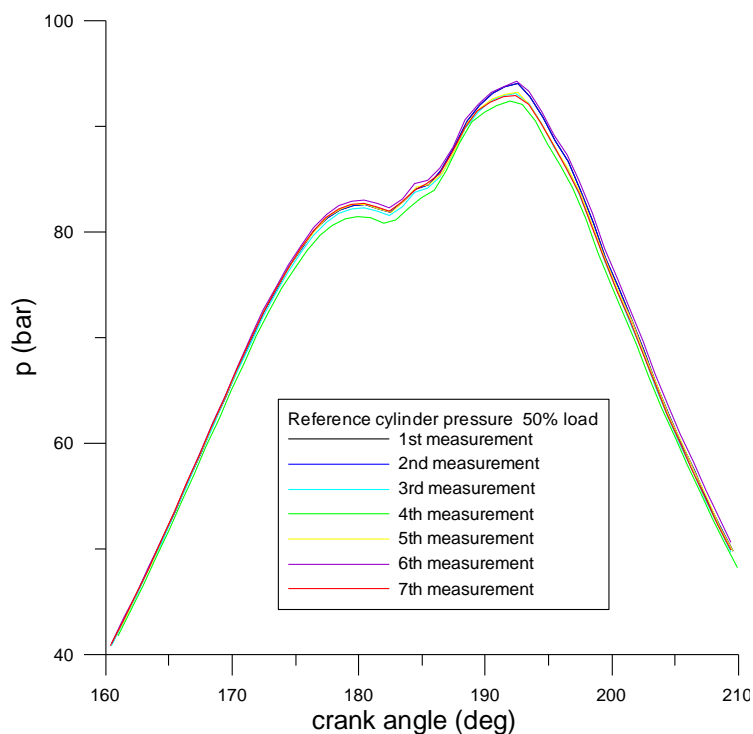
Σχήμα 7.2.1.β. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, φορτίο 75%



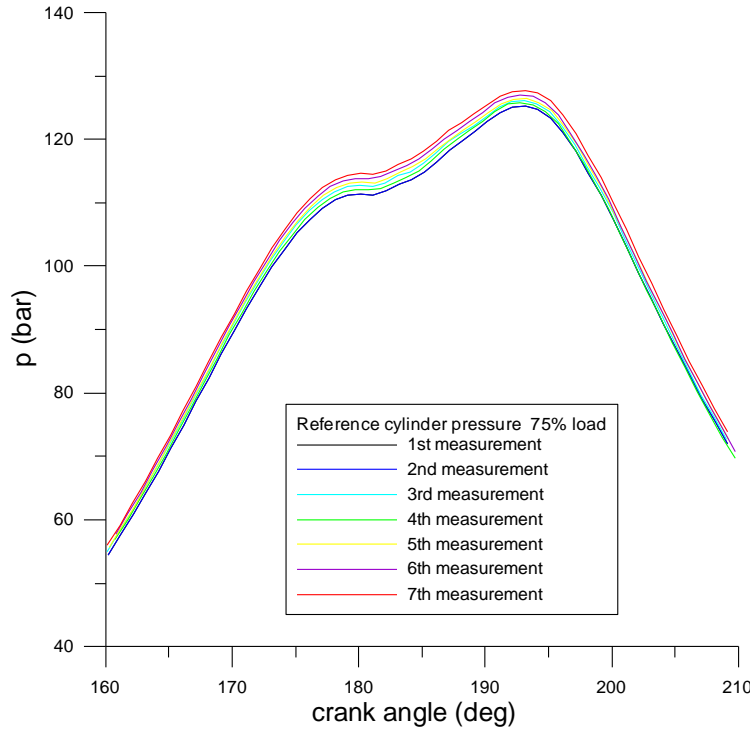
Σχήμα 7.2.1.γ. Μέση πίεση κυλίνδρου-γωνία στροφάλου, φορτίο 90%

Στα σχήματα 7.2.1.α, 7.2.1.β και 7.2.1.γ φαίνεται χαρακτηριστικά η αύξηση των μέγιστων πιέσεων του κύκλου όλων των κυλίνδρων όσο αυξάνεται το φορτίο. Αυτό είναι αναμενόμενο και αποτελεί μια πρώτη ένδειξη ότι οι μετρήσεις έχουν γίνει σωστά. Ωστόσο, παρατηρούνται διαφορές στις μέγιστες πιέσεις μεταξύ των κυλίνδρων στο ίδιο φορτίο. Αυτό μπορεί να οφείλεται στην κατάσταση κάποιων εξαρτημάτων του κινητήρα ή ακόμα και σε τυχόν λάθος ρυθμίσεις. Όμως, είναι και το πρώτο στοιχείο που οδηγεί στην διερεύνηση της ύπαρξης διακύμανσης φορτίου κατά τη διαδικασία λήψης των μετρήσεων. Τέλος, παρατηρούνται επίσης διαφορές στο μηχανισμό της καύσης.

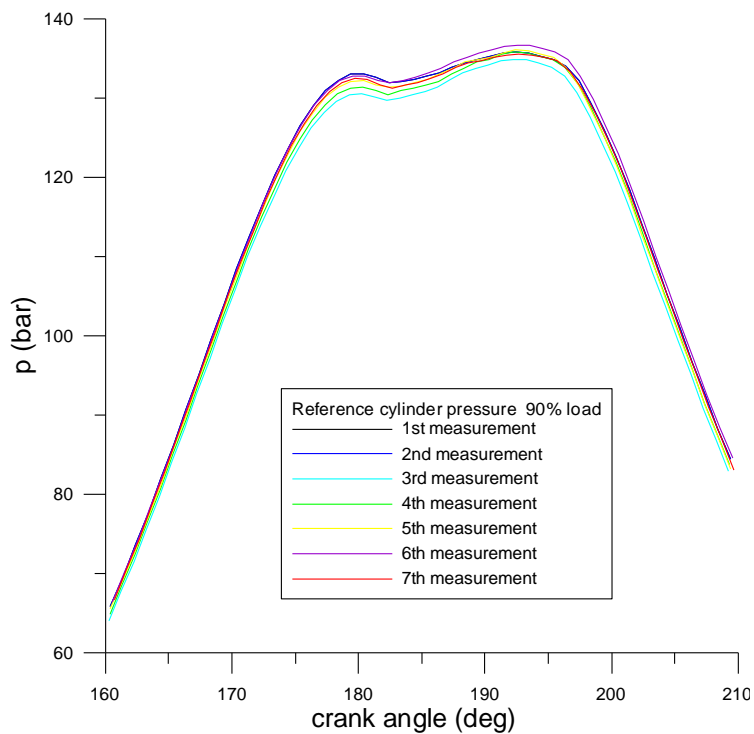
Στη συνέχεια, κρίνεται σκόπιμο να εξεταστούν τα διαγράμματα της μέσης πίεσης κυλίνδρου που αντιστοιχούν στις μετρήσεις που έγιναν αποκλειστικά στον κύλινδρο αναφοράς, σύμφωνα με τη διαδικασία της νέας μετρητικής μεθόδου. Στα διαγράμματα αυτά παρουσιάζονται επτά καμπύλες. Η κάθε καμπύλη αντιστοιχεί στην μέτρηση της πίεσης του κυλίνδρου αναφοράς ενώ ταυτόχρονα μετράται και ένας από τους υπόλοιπους κυλίνδρους του κινητήρα, όπως εξηγείται στην παράγραφο 6.2.2.



Σχήμα 7.2.1.δ. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς (1)-γωνία στροφάλου, φορτίο 50%



Σχήμα 7.2.1.ε. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς (1)-γωνία στροφάλου, φορτίο 75%



Σχήμα 7.2.1.στ. Μέση πίεση κυλίνδρου αναφοράς (1)-γωνία στροφάλου, φορτίο 90%

Στα σχήματα 7.2.1.δ, 7.2.1.ε και 7.2.1.στ εκ πρώτης όψews παρατηρούνται διαφορές στη μέγιστη πίεση του κύκλου μεταξύ των διαφορετικών σειρών μετρήσεων. Επιπλέον, φαίνεται ότι υπάρχουν διαφορές και στο μηχανισμό της καύσης, κυρίως στα στάδια της ανεξέλεγκτης καύσης και της κανονικής καύσης. Αυτές οι διαφορές πίεσης καταδεικνύουν την ύπαρξη διακύμανσης φορτίου κατά τη λήψη των μετρήσεων και εξηγούν τις διαφορές πίεσης που παρατηρήθηκαν προηγουμένως στα σχήματα 7.2.1.α, 7.2.1.β και 7.2.1.γ.

7.2.2. Παραγόμενη Ισχύς

Καθώς αποδείχτηκε ότι υπήρξε διακύμανση φορτίου κατά τη λήψη των μετρήσεων, θα πρέπει σύμφωνα με τα λεγόμενα στην παράγραφο 7.1.2 να υπολογιστούν τα μεγέθη της διακύμανσης φορτίου και της διορθωμένης ισχύος. Αρχικά, μετά τη χρήση του E.D.S.-IV προκύπτει το μέγεθος της πραγματικής παραγόμενης ισχύος από τον κάθε κύλινδρο του κινητήρα ξεχωριστά σε όλες τις σειρές μετρήσεων, όπως και η ισχύς του κυλίνδρου αναφοράς. Έπειτα, εφαρμόζοντας τις εξισώσεις (7.1.2.1) και (7.1.2.2) προκύπτουν τα αποτελέσματα που φαίνονται στους πίνακες (XII), (XIII) και (XIV).

Πίνακας XII: Φορτίο 50%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική Ισχύς kW	Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς kW	Διορθωμένη Ισχύς kW
1	935,6	935,6	935,6
2	883,2	935,6	883,2
3	887,7	927,1	895,8
4	867,6	919,2	883,1
5	886,5	941,5	880,9
6	894,8	956,7	875,1
7	900,3	930,6	905,1

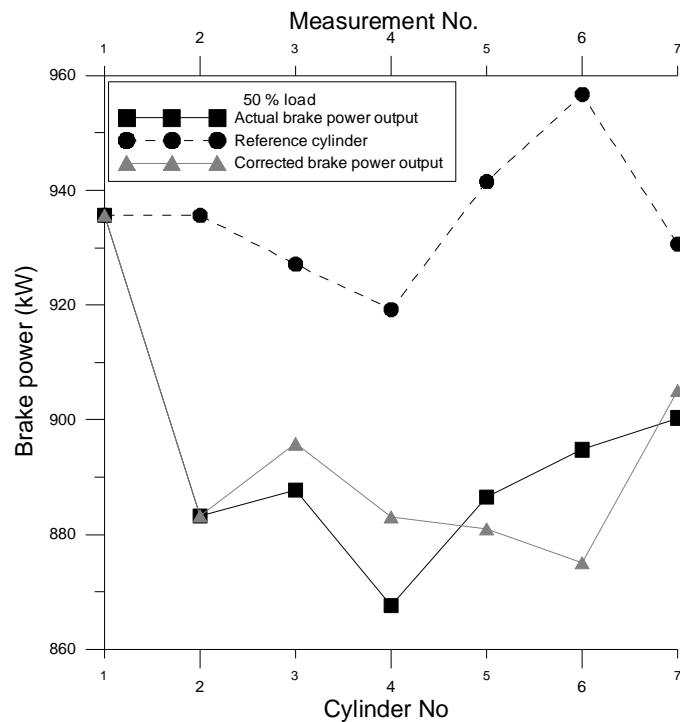
Πίνακας XIII: Φορτίο 75%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική Ισχύς kW	Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς kW	Διορθωμένη Ισχύς kW
1	1422,4	1422,4	1422,4
2	1335,2	1422,4	1335,2
3	1367	1429,5	1360,2
4	1344,2	1408,8	1357,2
5	1364,2	1449,2	1339
6	1365,6	1444	1345,2
7	1468,4	1474,1	1378,3

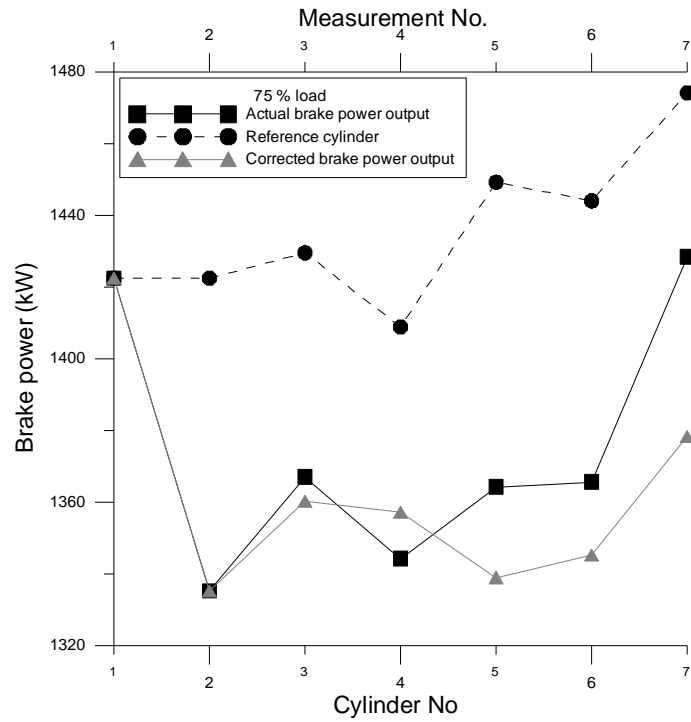
Πίνακας XIV: Φορτίο 90%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική Ισχύς kW	Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς kW	Διορθωμένη Ισχύς kW
1	1709,3	1709,3	1709,3
2	1652,5	1709,3	1652,5
3	1607,8	1653,1	1662,5
4	1630,1	1681,7	1656,9
5	1600,2	1671,4	1636,5
6	1672,2	1737,6	1645
7	1675,1	1700,9	1683,4

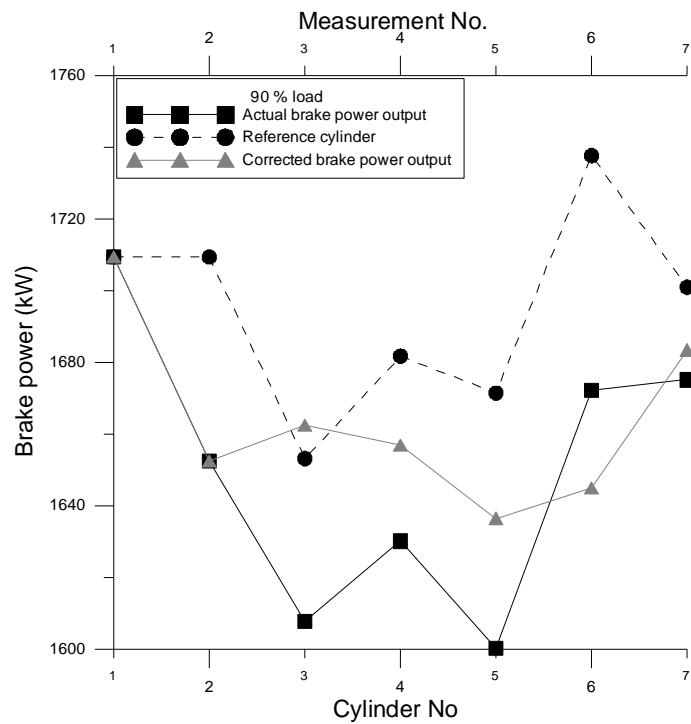
Ακολουθούν τα διαγράμματα ισχύος – αριθμού κυλίνδρου – αριθμού μέτρησης. Στα διαγράμματα αυτά παρουσιάζονται τρεις καμπύλες: η καμπύλη της πραγματικής παραγόμενης ισχύος συναρτήσεϊ του αριθμού κυλίνδρου, η καμπύλη της ισχύος του κυλίνδρου αναφοράς συναρτήσεϊ του αριθμού της μέτρησης και η καμπύλη της διορθωμένης ισχύος συναρτήσεϊ του αριθμού κυλίνδρου, η οποία αναπαριστά την παραγόμενη ισχύ απαλλαγμένη από τη διακύμανση φορτίου.



Σχήμα 7.2.2.α. Φορτίο 50%, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς (1), Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου



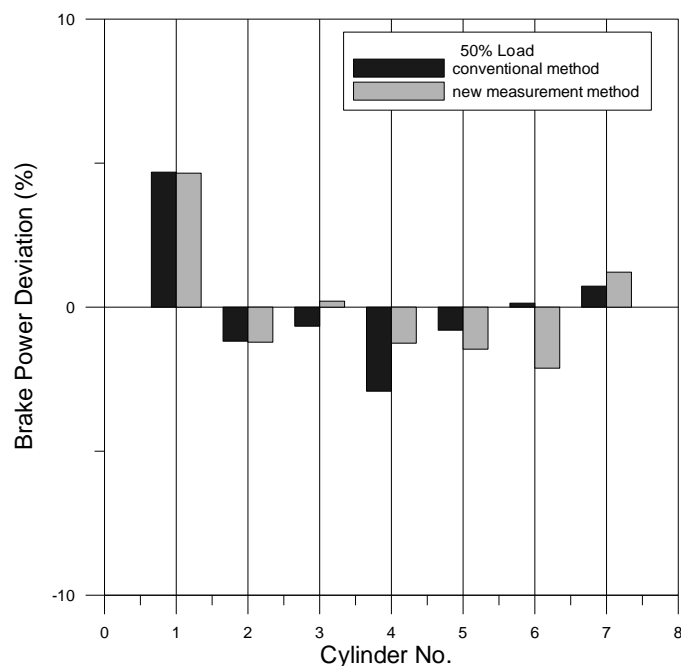
Σχήμα 7.2.2.β. Φορτίο 75%, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς (1), Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου



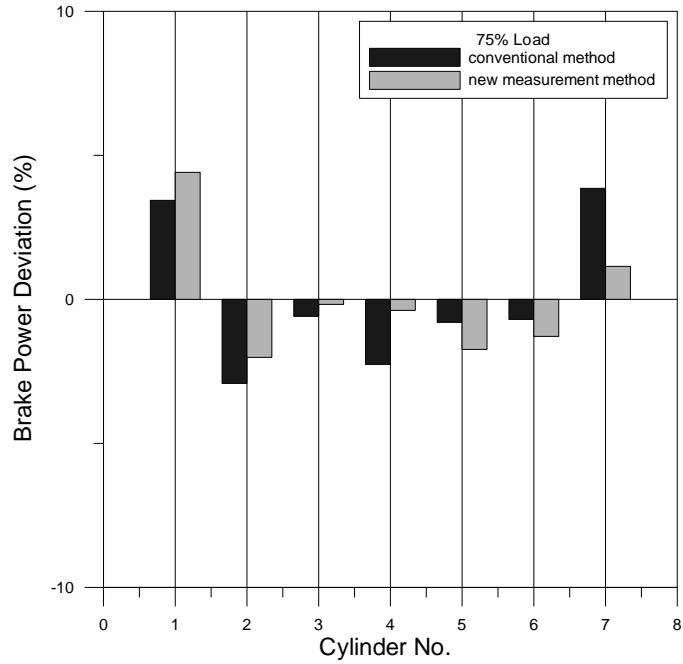
Σχήμα 7.2.2.γ Φορτίο 90%, Πραγματική Ισχύς, Ισχύς Κυλίνδρου Αναφοράς (1), Διορθωμένη Ισχύς Κυλίνδρου

Στα σχήματα 7.2.2.α, 7.2.2.β και 7.2.2.γ φαίνεται η σημαντική διαφορά της διορθωμένης ισχύος από την πραγματική ισχύ, ενώ ταυτόχρονα παρουσιάζεται και η διακύμανση του φορτίου στον κύλινδρο αναφοράς. Τα αποτελέσματα είναι εξαιρετικά σημαντικά γιατί θα χρησιμοποιηθούν αργότερα για τη ρύθμιση της παραγόμενης ισχύος.

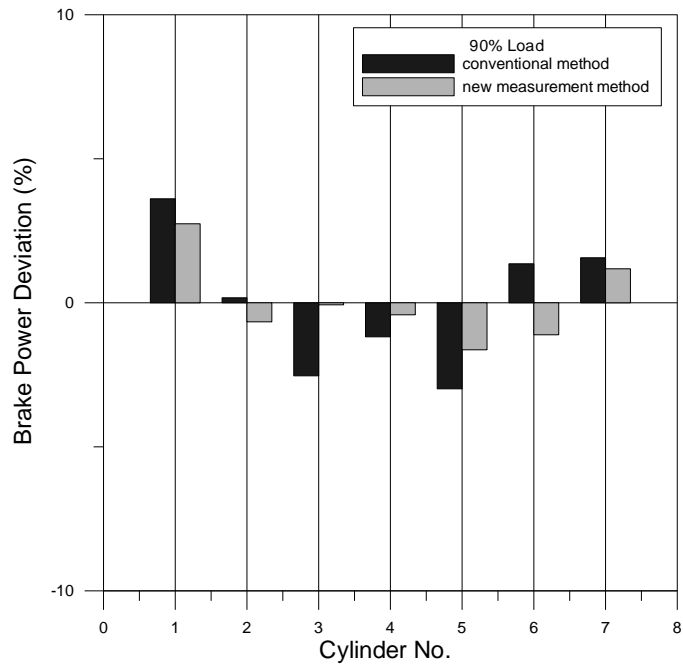
Στη συνέχεια, υπολογίζεται το μέγεθος της εκατοστιαίας διακύμανσης της ισχύος σύμφωνα με τον τύπο (7.1.2.3) και τη διαδικασία που περιγράφεται στο αντίστοιχο σημείο της παραγράφου 7.1.2. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν φαίνονται στα ιστογράμματα που ακολουθούν.



Σχήμα 7.2.2.δ. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, φορτίο 50%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)



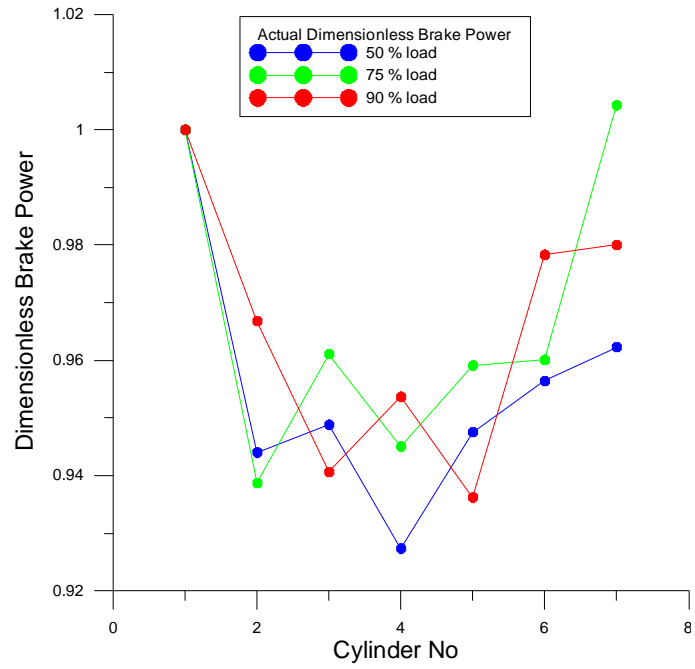
Σχήμα 7.2.2.ε. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, φορτίο 75%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)



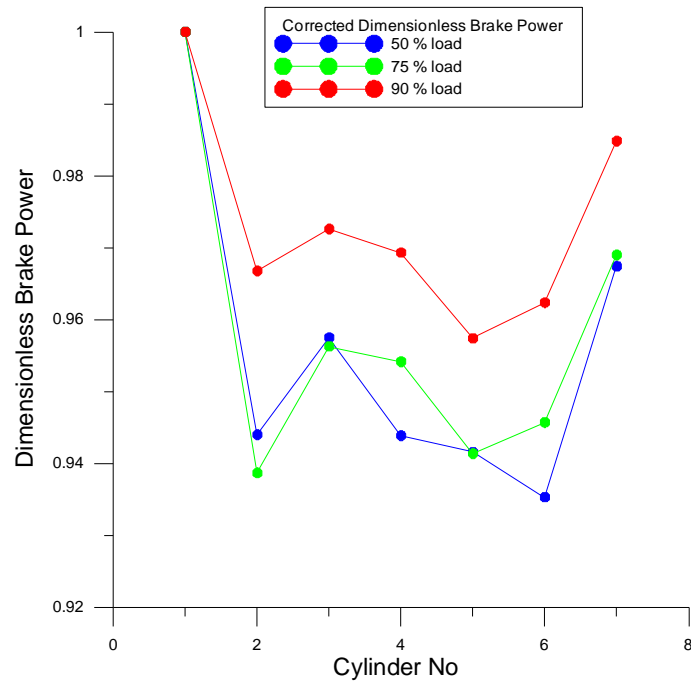
Σχήμα 7.2.2.στ. Εκατοστιαία διακύμανση ισχύος, φορτίο 90%, συμβατική μέθοδος(πραγματική ισχύς), νέα μέθοδος(διορθωμένη ισχύς)

Στα σχήματα 7.2.2.δ, 7.2.2.ε και 7.2.2.στ οι διακυμάνσεις ισχύος της συμβατικής μεθόδου αντιστοιχούν στην πραγματική ισχύ που παράγεται από τον κάθε κύλινδρο του κινητήρα, άρα περιλαμβάνουν τις διακυμάνσεις του φορτίου. Από την άλλη πλευρά, η διακύμανση ισχύος του κάθε κυλίνδρου που αναφέρεται στη νέα μέθοδο, αντιστοιχεί στη διορθωμένη ισχύ. Στην προκειμένη περίπτωση, του δίχρονου κινητήρα, οι αποκλίσεις της ισχύος που παρατηρούνται και με τις δύο μεθόδους είναι μικρότερες σε ποσοστό από αυτές του τετράχρονου που μελετήθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο. Ωστόσο, θα επιχειρηθεί η όσο το δυνατό μείωσή τους και η πλήρης εξισορρόπηση της παραγόμενης ισχύος από τους κυλίνδρους του κινητήρα.

Τέλος, γίνεται αδιαστατοποίηση της πραγματικής και της διορθωμένης ισχύος σύμφωνα με τον τύπο (7.1.2.4). Τα αποτελέσματα για τις δύο μεθόδους που εξετάζονται και τα τρία διαφορετικά φορτία παρουσιάζονται στα παρακάτω σχήματα.



Σχήμα 7.2.2.ζ. Αδιάστατη πραγματική ισχύς, Φορτίο 50%, 75%, 90%



Σχήμα 7.2.2.η. Αδιάστατη διορθωμένη ισχύς, Φορτίο 50%, 75%, 90%

Τα σχήματα 7.2.2.ζ και 7.2.2.η χωρίζονται ανάλογα με τη μέθοδο που χρησιμοποιείται. Αρχικά, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της πραγματικής ισχύος που προκύπτουν από τη συμβατική μέθοδο και έπειτα τα αποτελέσματα της νέας μεθόδου, με τη διορθωμένη ισχύ. Σε κάθε σχήμα υπάρχουν τρεις καμπύλες, μία για κάθε φορτίο που εξετάζεται. Παρατηρώντας τις καμπύλες της πραγματικής ισχύος δε φαίνεται να υπάρχει κάποια σχέση ανάμεσα στις καμπύλες των τριών διαφορετικών φορτίων, κάτι που οφείλεται στην ύπαρξη της διακύμανσης φορτίου. Ωστόσο, στα αδιαστατοποιημένα αποτελέσματα της διορθωμένης ισχύος φαίνεται χαρακτηριστικά πως οι καμπύλες των τριών φορτίων ακολουθούν όμοια πορεία. Αυτό δείχνει πως επιτυγχάνεται η αφαίρεση της διακύμανσης του φορτίου από την παραγόμενη ισχύ και στο δίχρονο κινητήρα που εξετάζεται.

7.2.3. Επίδραση της διακύμανσης φορτίου στην κατανάλωση καυσίμου.

Αντίστοιχα με την παράγραφο 7.1.3, τα αποτελέσματα για την κατανάλωση καυσίμου αναμένεται να είναι παρόμοια με αυτά της ισχύος. Μετά τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού προκύπτουν οι τιμές της πραγματικής κατανάλωσης καυσίμου όλων των κυλίνδρων, καθώς και του κυλίνδρου αναφοράς από τις επαναλαμβανόμενες μετρήσεις σε αυτόν. Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (7.1.2.1) και (7.1.2.2) προκύπτει το μέγεθος της διορθωμένης κατανάλωσης καυσίμου. Τα μεγέθη αυτά παρουσιάζονται στους πίνακες (XV), (XVI) και (XVII) που ακολουθούν.

Πίνακας XV: Φορτίο 50%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου [kg/h]	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς [kg/h]	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου [kg/h]
1	171,9	171,9	171,9
2	164,7	171,9	164,7
3	163,8	171,8	163,9
4	163,9	171,7	164,09
5	163,9	173,8	162,11
6	164,5	175	161,59
7	164,1	171,2	164,77

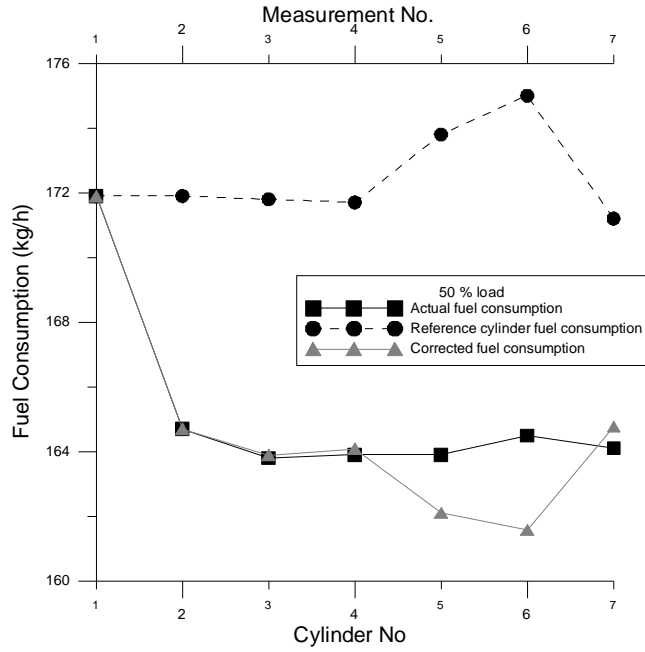
Πίνακας XVI: Φορτίο 75%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου [kg/h]	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς [kg/h]	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου [kg/h]
1	248,4	248,4	248,4
2	236	248,4	236
3	237,3	248,2	237,49
4	238,9	244,8	242,41
5	237,9	250,7	235,72
6	237,3	249,6	236,16
7	245,6	254,3	239,9

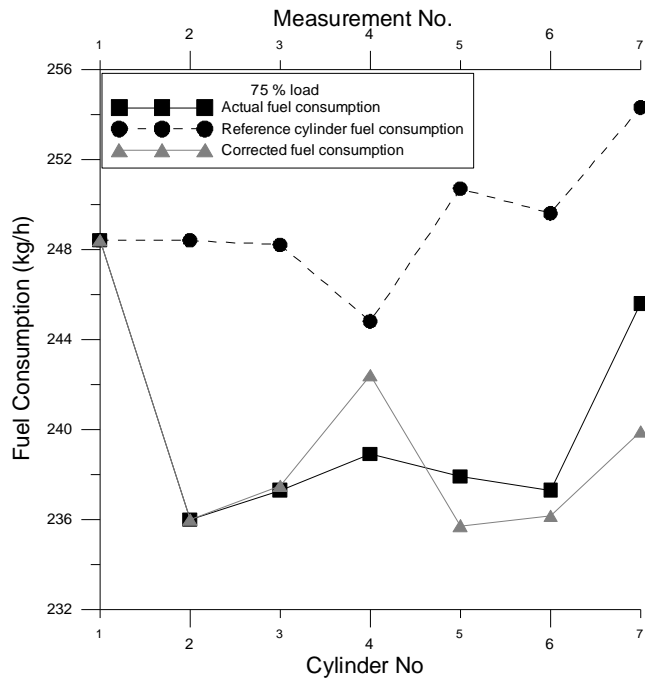
Πίνακας XVII: Φορτίο 90%

α/α κυλίνδρου	Πραγματική κατανάλωση καυσίμου [kg/h]	Κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς [kg/h]	Διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου [kg/h]
1	298,2	298,2	298,2
2	290,7	298,2	290,7
3	280,9	290,9	287,95
4	290,8	294,5	294,45
5	279,9	291,8	286,04
6	291,5	302,7	287,17
7	289,5	296,7	290,96

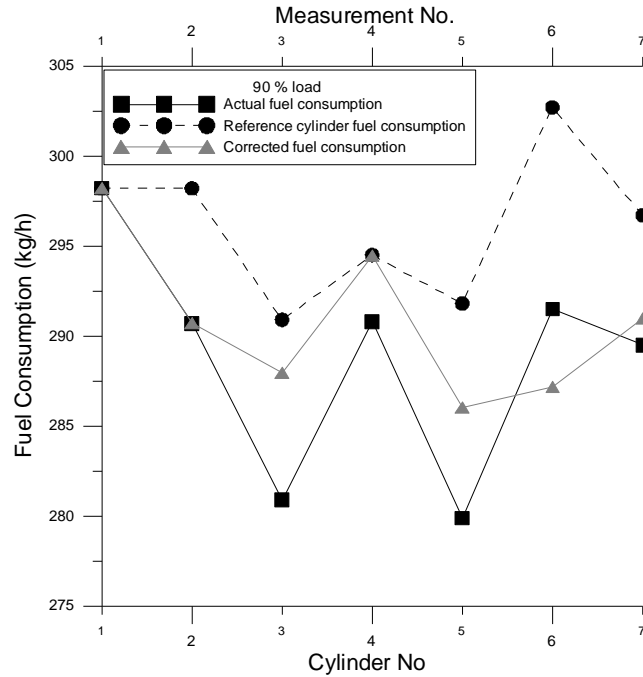
Από τα παραπάνω πινακοποιημένα αποτελέσματα κατασκευάζονται τα διαγράμματα κατανάλωσης καυσίμου – αριθμού κυλίνδρου – αριθμού μέτρησης για κάθε φορτίο.



Σχήμα 7.2.3.α. Φορτίο 50%, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου



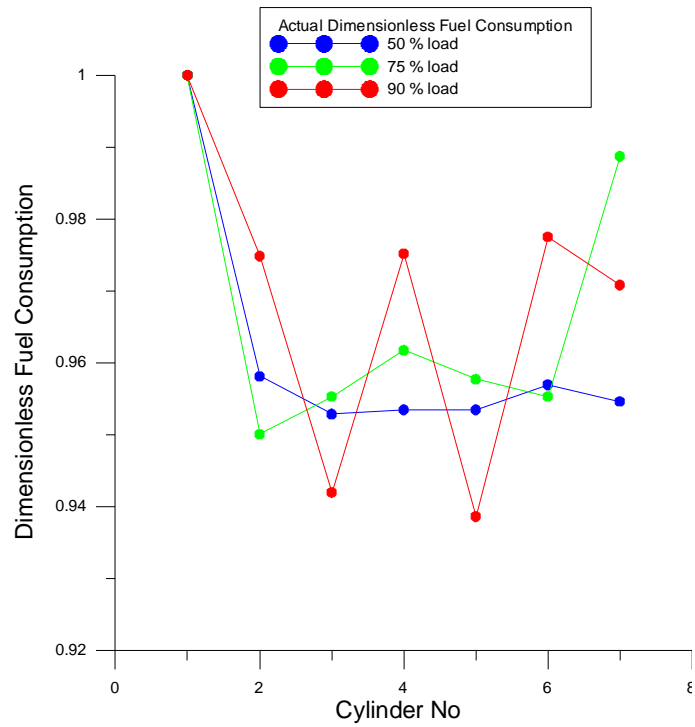
Σχήμα 7.2.3.β. Φορτίο 75%, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου



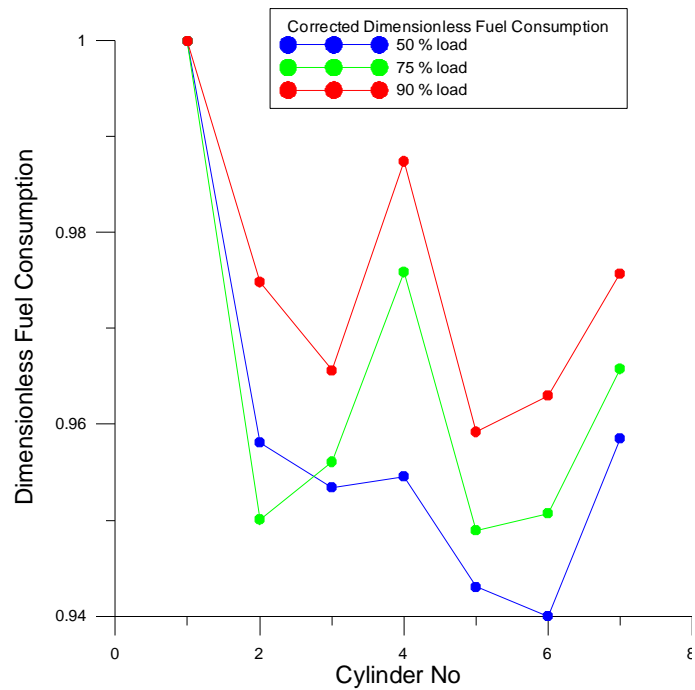
Σχήμα 7.2.3.γ. Φορτίο 90%, πραγματική κατανάλωση καυσίμου, κατανάλωση καυσίμου κυλίνδρου αναφοράς, διορθωμένη κατανάλωση καυσίμου

Στα σχήματα 7.2.3.α, 7.2.3.β και 7.2.3.γ φαίνονται τρεις καμπύλες για κάθε φορτίο. Η μία καμπύλη αντιστοιχεί στην πραγματική κατανάλωση καυσίμου του κάθε κυλίνδρου και εξάγεται άμεσα από τις μετρήσεις της συμβατικής μεθόδου. Η άλλη καμπύλη αντιστοιχεί στις επαναλαμβανόμενες μετρήσεις του κυλίνδρου αναφοράς, σύμφωνα με τη διαδικασία της νέας μεθόδου. Η τελευταία καμπύλη κατασκευάζεται μετά την επεξεργασία των αποτελεσμάτων και δείχνει την κατανάλωση καυσίμου εάν δεν υπήρχε διακύμανση φορτίου. Ο τρόπος που γίνεται η διόρθωση είναι ακριβώς ο ίδιος με την περίπτωση της ισχύος. Παρατηρείται και εδώ η διαφορά των καμπυλών της πραγματικής κατανάλωσης με τη διορθωμένη, όπου υπάρχει διακύμανση φορτίου.

Στη συνέχεια, αδιαστατοποιούνται τα προηγούμενα αποτελέσματα της κατανάλωσης καυσίμου σύμφωνα με τη διαδικασία που περιγράφεται στην παράγραφο 7.1.3 και παρουσιάζονται στα παρακάτω γραφήματα. Τα σχήματα χωρίζονται για τις πραγματικές και τις διορθωμένες τιμές της κατανάλωσης.



Σχήμα 7.2.3.δ. Πραγματική αδιάστατη κατανάλωση καυσίμου, φορτίο 50%, 75%, 90%

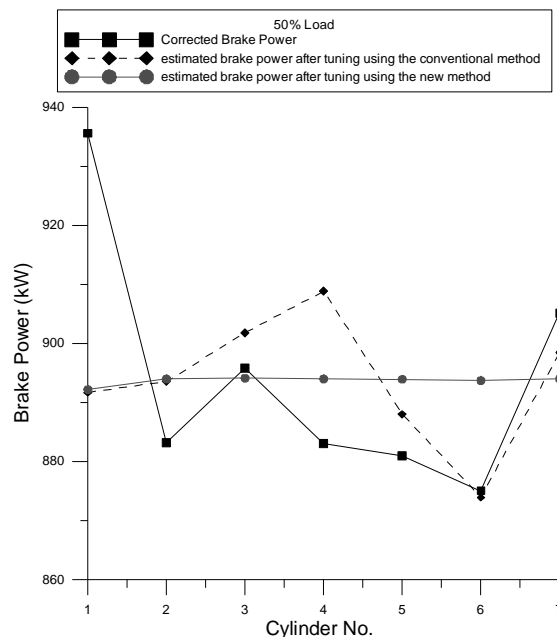


Σχήμα 7.2.3.ε. Διορθωμένη αδιάστατη κατανάλωση καυσίμου, φορτίο 50%, 75%, 90%

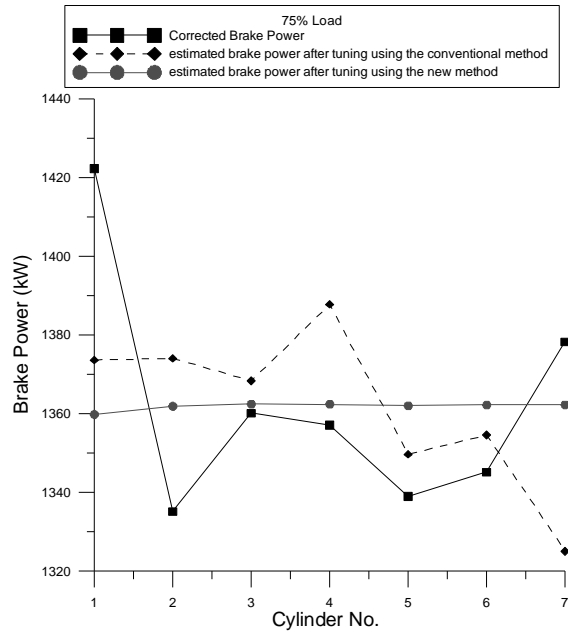
Όπως και στην περίπτωση της αδιάστατης ισχύος, στο σχήμα 7.2.3.δ της πραγματικής αδιάστατης κατανάλωσης καυσίμου οι καμπύλες των τριών φορτίων ακολουθούν ακανόνιστη μορφή και δε φαίνεται να υπάρχει κάποια σχέση μεταξύ τους. Ωστόσο, στο σχήμα 7.2.3.ε, οι καμπύλες της αδιάστατης διορθωμένης κατανάλωσης έχουν παρόμοια μορφή, αποδεικνύοντας ότι πέτυχε η διόρθωση που πραγματοποιήθηκε.

7.2.4. Ρύθμιση του κινητήρα για την ομαλοποίηση της αποδιδόμενης ισχύος.

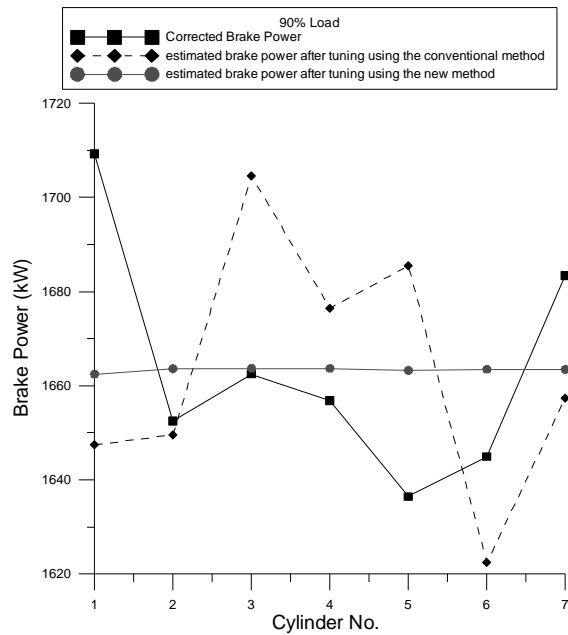
Στο δίχρονο κινητήρα που εξετάζεται παρατηρούνται διαφορές στην αποδιδόμενη ισχύ μεταξύ των κυλίνδρων του, όπως φαίνεται χαρακτηριστικά στα σχήματα 7.2.2.δ, 7.2.2.ε και 7.2.2.στ. Γι' αυτό το λόγο θα γίνει προσπάθεια εξισορρόπησης της παραγόμενης ισχύος με τη χρήση των αποτελεσμάτων που προέκυψαν από τη συμβατική και από τη νέα μεθοδολογία. Συγκεκριμένα, χρησιμοποιώντας τις τιμές της εκατοστιαίας διακύμανσης ισχύος, για τις δύο διαφορετικές μεθοδολογίες και τις τιμές της διορθωμένης ισχύος στην εξίσωση (7.1.4.1) προκύπτει η τελική ισχύς για τις δύο μεθοδολογίες. Τα αποτελέσματα παρουσιάζονται στα διαγράμματα που ακολουθούν, χωρισμένα για τα τρία διαφορετικά φορτία.



Σχήμα 7.2.4.α. Φορτίο 50%, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.



Σχήμα 7.2.4.β. Φορτίο 75%, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.



Σχήμα 7.2.4.γ. Φορτίο 90%, διορθωμένη ισχύς, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήση της συμβατικής μεθόδου, ισχύς μετά τη ρύθμιση με χρήσης της νέας μεθόδου.

Στα σχήματα 7.2.4.α, 7.2.4.β και 7.2.4.γ φαίνονται τρεις καμπύλες:

- η καμπύλη της διορθωμένης ισχύος – αριθμού κυλίνδρου, η οποία αντικατοπτρίζει την ισχύ που παράγεται χωρίς τη διακύμανση φορτίου.
- η καμπύλη της παραγόμενης ισχύος μετά τη ρύθμιση με τη χρήση της συμβατικής μεθόδου.
- η καμπύλη της παραγόμενης ισχύος μετά τη ρύθμιση με τη χρήση της νέας μεθοδολογίας.

Η διορθωμένη ισχύς σχεδιάζεται στα διαγράμματα για να υπάρχει άμεση σύγκριση με τα αποτελέσματα της ρύθμισης. Είναι φανερό πως η χρήση της νέας μεθοδολογίας δίνει πλήρως εξισορροπημένη παραγωγή ισχύος από τον κινητήρα και στα τρία διαφορετικά φορτία, σε αντίθεση με τη συμβατική μέθοδο. Η ρύθμιση της ισχύος με τη χρήση της συμβατικής μεθόδου έχει απρόβλεπτα αποτελέσματα, κάτι που φαίνεται από τη μορφή των καμπυλών στα τρία διαφορετικά φορτία που εξετάζονται. Σε κάθε φορτίο, το αποτέλεσμα της ρύθμισης είναι και μια καμπύλη διαφορετικής μορφής. Τελικά, αποδεικνύεται πως η νέα μεθοδολογία παρέχει αξιόπιστα αποτελέσματα στη ρύθμιση της αποδιδόμενης ισχύος και του δίχρονου κινητήρα Diesel.

8. Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία σκοπός ήταν η αξιολόγηση μιας νέας μεθοδολογίας για την επίδραση της διακύμανσης φορτίου στην πίεση καύσης κινητήρων Diesel. Στην τεχνική αυτή χρησιμοποιούνται δύο αισθητήρες πίεσης με σκοπό με τον πρώτο αισθητήρα να μετράται συνεχώς ένας κύλινδρος αναφοράς και ταυτόχρονα να μετρώνται διαδοχικά οι υπόλοιποι κύλινδροι του κινητήρα με χρήση του δεύτερου αισθητήρα. Προφανώς, το ιδανικό ενδεχόμενο θα ήταν η χρήση ενός αισθητήρα ανά κύλινδρο, ώστε να γίνεται ταυτόχρονη μέτρηση όλων των κυλίνδρων, ωστόσο αυτό είναι πολύπλοκο και έχει υψηλό κόστος, γι' αυτό το λόγο εξετάστηκε η παρούσα τεχνική. Διερευνήθηκε το φαινόμενο της διακύμανσης φορτίου σε δύο κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, ενός τετράχρονου δωδεκακύλινδρου V διάταξης και ενός δίχρονου επτακύλινδρου σε σειρά. Συγκεκριμένα, έγινε λήψη μετρήσεων από τους δύο κινητήρες σε διάφορες συνθήκες φορτίου. Στη συνέχεια, έγινε επεξεργασία των αποτελεσμάτων με τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού E.D.S.-IV με τη νέα μεθοδολογία αλλά και με τη συμβατική για να υπάρξει άμεση σύγκριση.

Αρχικά, εξετάστηκαν τα αποτελέσματα των μετρήσεων της πίεσης καύσης. Στα διαγράμματα πίεσης καύσης όλων των κυλίνδρων εμφανίστηκαν διαφορές στις μέγιστες πιέσεις του κύκλου μεταξύ των διαφορετικών κυλίνδρων. Οι διαφορές αυτές μεταξύ των κυλίνδρων, εκ πρώτης όψεως δεν ήταν ξεκάθαρο αν ήταν πραγματικές ή αν προέρχονταν από τη διακύμανση φορτίου. Στη συνέχεια, μελετήθηκαν τα διαγράμματα πίεσης καύσης από τις επαναλαμβανόμενες μετρήσεις στον κύλινδρο αναφοράς, που έγιναν με τη νέα μεθοδολογία. Σε όλες τις διαφορετικές περιπτώσεις φορτίου που εξετάστηκαν και στους δύο κινητήρες, υπήρχαν διαφορές στις μέγιστες πιέσεις του κύκλου στις μετρήσεις του κυλίνδρου αναφοράς. Αυτό οφείλεται ξεκάθαρα στην ύπαρξη διακύμανσης του φορτίου κατά τη διάρκεια των μετρήσεων και φαίνεται ότι με τη νέα μεθοδολογία μπορεί να γίνει εκτίμηση της διακύμανσης αυτής. Έτσι, φαίνεται τελικά πως οι διαφορές μεταξύ των κυλίνδρων που παρατηρήθηκαν στην αρχή εμπεριέχουν τον παράγοντα της διακύμανσης του φορτίου και στη συνέχεια με την περαιτέρω ανάλυση εξετάζεται αν υπάρχουν και πραγματικές διαφορές που οφείλονται σε εσωτερικούς παράγοντες λειτουργίας του κινητήρα.

Ακολούθως, με τη χρήση του διαγνωστικού λογισμικού υπολογίστηκε η παραγόμενη ισχύς από τον κάθε κύλινδρο ξεχωριστά για όλα τα φορτία που εξετάστηκαν, όπως επίσης και για τον κύλινδρο αναφοράς. Σε αυτό το σημείο, σύμφωνα με τη διαδικασία που προτείνεται στη νέα μεθοδολογία, έγινε εκτίμηση της διακύμανσης ισχύος και με τη βοήθειά της προέκυψε το μέγεθος της

διορθωμένης ισχύος, το οποίο αναφέρεται στην αποδιδόμενη ισχύ από τους κυλίνδρους του κινητήρα απαλλαγμένη από το φαινόμενο της διακύμανσης του φορτίου. Στη συνέχεια, έγινε σύγκριση της επί τοις εκατό διακύμανσης της ισχύος μεταξύ των κυλίνδρων του κινητήρα και για τις δύο μεθόδους. Παρατηρήθηκαν διαφορές μεταξύ των κυλίνδρων και με τις δύο μεθόδους, τις οποίες και θα προσπαθήσουμε να απαλείψουμε στη συνέχεια με τη ρύθμιση του κινητήρα. Τέλος, αδιαστατοποιήθηκαν τα αποτελέσματα της ισχύος και παρουσιάστηκαν σε γραφήματα. Τα γραφήματα χωρίστηκαν για τα μεγέθη της ισχύος που απορρέει από τη συμβατική μεθοδολογία και της διορθωμένης ισχύος και παρουσιάστηκαν για τα διαφορετικά φορτία που εξετάστηκαν. Οι καμπύλες της αδιάστατης πραγματικής ισχύος για τα διαφορετικά φορτία δεν παρουσίαζαν ομοιότητες μεταξύ τους. Ωστόσο, οι καμπύλες της αδιάστατης διορθωμένης ισχύος παρουσίαζαν κοινή πορεία, όπως και θα έπρεπε να συμβαίνει για την αδιάστατη ισχύ του ίδιου κινητήρα μεταξύ διαφορετικών αλλά σταθερών φορτίων. Συνεπώς, καταδεικνύεται η δυνατότητα που προσφέρει η νέα μεθοδολογία για την απαλοιφή της διακύμανσης του φορτίου από τα αποτελέσματα της ισχύος.

Στη συνέχεια, έγινε διερεύνηση της επίδρασης της διακύμανσης φορτίου στην κατανάλωση καυσίμου. Τα αποτελέσματα, όπως ήταν αναμενόμενο, έμοιαζαν με αυτά της ισχύος, αφού η ισχύς είναι ανάλογο μέγεθος με την κατανάλωση καυσίμου. Έγινε διόρθωση της κατανάλωσης καυσίμου, σύμφωνα με τη νέα μεθοδολογία και αδιαστατοποίησή της. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο μεθόδων έδειξε και πάλι την εγκυρότητα της νέας μεθοδολογίας στη μέτρηση της διακύμανσης του φορτίου και την απαλοιφή της από τα αποτελέσματα της κατανάλωσης καυσίμου.

Τέλος, έγινε προσπάθεια ρύθμισης του κινητήρα ώστε να εξισορροπηθούν οι διαφορές ισχύος που παρατηρήθηκαν μεταξύ των κυλίνδρων. Η ρύθμιση αυτή πραγματοποιήθηκε με τα αποτελέσματα που προέκυψαν από τη νέα μεθοδολογία αλλά και από τη συμβατική. Παρατηρήθηκε ότι με τη νέα μεθοδολογία προκύπτει σημαντικά πιο ομαλή παραγωγή ισχύος σε όλες τις περιπτώσεις των φορτίων που εξετάστηκαν και στους δύο κινητήρες, απ' ό,τι με τη συμβατική μέθοδο. Τονίζεται ότι με τη συμβατική μεθοδολογία τα αποτελέσματα της ρύθμισης ισχύος είναι απρόβλεπτα σε κάθε περίπτωση, αφού δεν είναι δυνατό να μετρηθεί η ακριβής διακύμανση του φορτίου, η οποία αλλοιώνει τα αποτελέσματα χωρίς να γνωρίζουμε σε ποιο βαθμό. Στη χειρότερη περίπτωση, η συμβατική μεθοδολογία μπορεί να οδηγήσει ακόμα και σε απορύθμιση του κινητήρα.

Συμπερασματικά, η νέα μεθοδολογία αποτελεί έναν απλό και αξιόπιστο τρόπο να μετρηθεί η διακύμανση του φορτίου και να καθοριστεί η επίδρασή της στην πίεση καύσης και γενικότερα σε βασικά μεγέθη του κυλίνδρου και του κινητήρα. Απώτερος σκοπός είναι η εκτίμηση της διακύμανσης ισχύος που

οφείλεται στη διακύμανση του φορτίου και τελικά η χρήση της εκτίμησης αυτής για να γίνει διόρθωση των αποτελεσμάτων διάγνωσης του κινητήρα. Η εφαρμογή αυτής της μεθοδολογίας προσφέρει σημαντικά οφέλη σε κινητήρες που χρησιμοποιούνται στην παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας αλλά και σε ναυτικούς κινητήρες.