



# Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

Τομέας Θερμότητας

Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

## **Επίδραση της Μεθόδου Δειγματοληψίας και Επεξεργασίας της Πίεσης Καύσης στην Εκτίμηση της Λειτουργικής Συμπεριφοράς Κινητήρων Diesel**

**Διπλωματική Εργασία**

**της**

**Ευαγγελίας Ε. Κολοβού**

**Επιβλέπων:** Δημήτριος Χουντάλας  
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Φεβρουάριος 2015





Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο  
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών  
Τομέας Θερμότητας  
Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

# **Επίδραση της Μεθόδου Δειγματοληψίας και Επεξεργασίας της Πίεσης Καύσης στην Εκτίμηση της Λειτουργικής Συμπεριφοράς Κινητήρων Diesel**

**Διπλωματική Εργασία**

**της**

**Ευαγγελίας Ε. Κολοβού**

**Επιβλέπων:** Δημήτριος Χουντάλας  
Καθηγητής Ε.Μ.Π.

Αθήνα, Φεβρουάριος 2015



(Υπογραφή)

.....

**Ευαγγελία Ε. Κολοβού**

Διπλωματούχος Μηχανολόγος Μηχανικός Ε.Μ.Π

Copyright © Ευαγγελία Ε. Κολοβού, 2015.

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται προς τον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου.



# Περίληψη

Η διαγνωστική διαδικασία στους κινητήρες Diesel είναι υψίστης σημασίας για την εύρυθμη λειτουργία τους. Η μέτρηση της πίεσης καύσης συμβάλλει καθοριστικά στη διαγνωστική διαδικασία καθώς η επεξεργασία της μπορεί να προσφέρει σημαντικές πληροφορίες όπως η μέγιστη πίεση, η ενδεικνύμενη ισχύς, η γωνία ανάφλεξης κ.α. Ωστόσο, μικρά σφάλματα στην εκτίμηση της πίεσης καύσης μπορούν να επιφέρουν σοβαρή αλλοίωση στα αποτελέσματα της διάγνωσης.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετάται η επίδραση του τρόπου δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης καύσης στα αποτελέσματα της διάγνωσης. Τα δεδομένα της πίεσης όπως προκύπτουν από τους πιεζοηλεκτρικούς αισθητήρες είναι απαραίτητο να αντιστοιχηθούν με την κατάλληλη γωνία στροφάλου. Για να πραγματοποιηθεί αυτό χρειάζεται να υπάρχει καθορισμένη θέση γωνίας στροφάλου, συνήθως το Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και η δειγματοληψία να γίνει με σταθερό βήμα γωνίας.

Η πιο διαδεδομένη μέθοδος δειγματοληψίας της πίεσης καύσης για πρακτικές δοκιμές είναι η δειγματοληψία σταθερού χρονικού βήματος. Σε αυτή την περίπτωση η αναφορά της μέτρησης σε γωνία στροφάλου γίνεται με γραμμική αναγωγή του χρόνου σε γωνία. Τα αποτελέσματα όμως αυτής της μεθόδου ενδέχεται να έχουν σφάλμα που οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Μία άλλη ευρέως γνωστή μέθοδος είναι αυτή της δειγματοληψίας σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου με χρήση κωδικοποιητή γωνίας, η οποία εγγυάται πιο αξιόπιστα αποτελέσματα καθώς δεν επηρεάζεται από το παραπάνω σφάλμα. Παρόλα αυτά η μέθοδος δεν ενδείκνυται για κινητήρες που λειτουργούν στο πεδίο, εφόσον προϋποθέτει παρεμβάσεις στη λειτουργία της μηχανής.

Η ανίχνευση της θέσης του ΑΝΣ μπορεί να γίνει αυτόματα στην περίπτωση που διατίθεται κωδικοποιητής γωνίας στροφάλου. Σε αντίθετη περίπτωση, εφαρμόζονται υπολογιστικές μέθοδοι προσδιορισμού του ΑΝΣ οι οποίες επεξεργάζονται τις μετρήσεις της πίεσης με τη βοήθεια κώδικα προσομοίωσης.

Στην τρέχουσα μελέτη γίνεται για πρώτη φορά εφαρμογή των δύο τεχνικών δειγματοληψίας της πίεσης καύσης καθώς και των δύο μεθόδων καθορισμού του ΑΝΣ σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα εν πλω. Συγκεκριμένα πραγματοποιήθηκαν

μετρήσεις σε κινητήρα που λειτουργεί στο πεδίο μέσω ειδικά διαμορφωμένου συστήματος, το οποίο διαθέτει οπτικό κωδικοποιητή για αναφορά των τιμών πίεσης σε γωνία στροφάλου και καθορισμό του ΑΝΣ. Ακόμα, στον ίδιο κινητήρα διεξήχθησαν μετρήσεις πίεσης από ολοκληρωμένο σύστημα λήψης και επεξεργασίας μετρήσεων που διαθέτει το εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης του ΕΜΠ, για ίδια φορτία λειτουργίας. Το σύστημα αυτό δειγματοληπεί τις πιέσεις με σταθερό χρονικό βήμα, καθώς δε διαθέτει κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου. Η θέση του ΑΝΣ στο εν λόγω σύστημα υπολογίζεται με τη χρήση κώδικα προσομοίωσης που έχει αναπτυχθεί από το εργαστήριο του ΕΜΠ.

Από την συγκριτική αξιολόγηση των δύο τεχνικών εξάγονται συμπεράσματα που φανερώνουν την επίδραση της διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής στο μετρούμενο διάγραμμα πίεσης. Σκοπός είναι να διερευνηθεί η αξιοπιστία των μετρήσεων πίεσης με σταθερό χρονικό βήμα δειγματοληψίας λόγω της ευκολίας που παρουσιάζουν για κινητήρες εν πλω. Παράλληλα εξάγονται συμπεράσματα για το σφάλμα εκτίμησης της ισχύος και τη διακύμανση της με τις συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα.

## **Λέξεις Κλειδιά**

Μηχανές Diesel, Πίεση Καύσης, Δειγματοληψία, Διάγνωση, Κωδικοποιητής γωνίας στροφάλου, Καθορισμός Άνω Νεκρού Σημείου.



# Abstract

The procedure of diagnosis for Diesel engines is of high importance for their proper functioning. Measurements regarding combustion pressure play significant role in the diagnostic procedure since their processing can lead to information such as maximum pressure, efficiency power, ignition angle etc. However, minor errors in estimating combustion pressure can result in significant distortion of the diagnosis results.

In this thesis we examine the effects caused to the diagnosis results by changing the sampling method and the method of processing the cylinder pressure. It is necessary that the pressure data captured from the piezoelectric transducers are synchronized to the crank angle. For this to happen, we need a predefined crank angle position (usually the top dead center) and sampling in fixed angle steps.

The most known method of sampling combustion pressure for practical applications is sampling in fixed temporal steps. In this case, the crank angle information results from linear reduction of the time to angle. The results of this method, however, are affected by the fluctuation of speed inside the operating cycle. Another well known method uses sampling in fixed crank angle steps by a crank angle encoder, which leads to more reliable results since it is not affected by fluctuation of the speed. Nevertheless, this is not suitable for engines functioning in the field, since it presupposes interventions inside the engine.

Detection of the top dead center can be achieved automatically if we possess a crank angle encoder. In the opposite case, computational methods are applied for detecting the top dead center. These methods process the pressure measurements with the help of simulation codes.

The novelty of this thesis regards the application of the two combustion pressure sampling methods and the two methods for defining the top dead center to a two-stroke marine engine operating in the field, for the first time. Specifically, we acquired measurements from an engine operating in the field by a specially arranged system, that employs an optical encoder for referring the pressure values in crank angle and detecting the top dead center. Furthermore, we made pressure measurements in the same engine, using the complete

measurement capturing and processing system of the Internal Combustion Engines Laboratory, for the same operating points. This system samples the pressure in fixed temporal steps, without using any crank angle encoder. The position of the top dead center in this particular system is computed by simulation codes.

Comparing the techniques mentioned above leads to conclusions that clarify the effects of the rotation speed fluctuations to the pressure diagrams. Our aim is to research the reliability of the pressure measurements using sampling in fixed temporal steps, because it is easy to employ for engines operating in the field. In addition, conclusions are also drawn about the power estimation error and its fluctuation depending on the operating conditions of the engine.

## **Keywords**

Diesel Engines, Combustion Pressure, Sampling, Diagnosis, Crank Angle Encoder, Top Dead Center Detection.

# Ευχαριστίες

Η ενασχόληση μου με τον τομέα των Μηχανών Εσωτερικής Καύσης ξεκίνησε στο τρίτο έτος των σπουδών μου, στα πλαίσια του αντίστοιχου μαθήματος που διδάσκει ο καθηγητής Δημήτριος Χουντάλας. Η παρακολούθηση του μαθήματος του κ. Χουντάλα ήταν καθοριστική για τη διαμόρφωση των ακαδημαϊκών μου ενδιαφερόντων καθώς και την έναρξη της συνεργασίας μας στα πλαίσια μιας διπλωματικής εργασίας. Ο εμπνευσμένος τρόπος διδασκαλίας του που δεν περιορίζεται σε ανάλυση εξισώσεων και προχωράει στη σύνδεση των μαθηματικών με τις ανάγκες και τις εφαρμογές της βιομηχανίας τον καθιστούν στα μάτια μου υπόδειγμα μηχανικού. Θα ήθελα να τον ευχαριστήσω ιδιαίτερα για την εμπιστοσύνη που μου έδειξε, το χρόνο που μου αφιέρωσε και το ενδιαφέρον του για την επίβλεψη της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω τον κ. Αντώνη Αντωνόπουλο για την άψογη συνεργασία που είχαμε και την άμεση ανταπόκριση του όσες φορές χρειάστηκε περαιτέρω καθοδήγηση. Επιπλέον θα ήθελα να ευχαριστήσω τον κ. Σπυρίδωνα Ραμποτάσιο για τις καίριες συμβουλές του στη τελική διαμόρφωση της εργασίας μου.

Από τα βάθη της καρδιάς μου ευχαριστώ την οικογένεια μου για την αγάπη και τη στήριξη τους. Ευχαριστώ επίσης τους συμφοιτητές και φίλους μου για τις όμορφες φοιτητικές στιγμές, τα όνειρα και τα σχέδια που κάναμε μαζί. Κλείνοντας θα ήθελα να αφιερώσω την παρούσα εργασία στον Κέβη και να τον ευχαριστήσω που είναι δίπλα μου.



# Περιεχόμενα

<b>Περίληψη</b>	<b>7</b>
<b>Abstract</b>	<b>9</b>
<b>Ευχαριστίες</b>	<b>11</b>
<b>Περιεχόμενα</b>	<b>13</b>
<b>Κατάλογος Σχημάτων</b>	<b>15</b>
<b>Κατάλογος Πινάκων</b>	<b>20</b>
<b>1 Ναυτικοί κινητήρες Diesel</b>	<b>23</b>
1.1 Σύντομη περιγραφή των κινητήρων Diesel . . . . .	23
1.1.1 Ο κύκλος λειτουργίας των κινητήρων Diesel . . . . .	25
1.1.2 Διάκριση κινητήρων Diesel ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου . . . . .	29
1.1.3 Σύγκριση τετράχρονου και δίχρονου κινητήρα . . . . .	32
1.1.4 Σύστημα παροχής καυσίμου Diesel . . . . .	33
1.1.5 Το σύστημα έγχυσης καυσίμου Common Rail . . . . .	35
1.1.6 Διάκριση κινητήρων Diesel ως προς τον τρόπο ψεκασμού του καυσίμου . . . . .	35
1.1.7 Υπερπλήρωση στους κινητήρες Diesel . . . . .	38
1.2 Η θέση του μεγάλου κινητήρα Diesel σήμερα . . . . .	41
1.2.1 Κατηγορίες και κριτήρια επιλογής ναυτικών κινητήρων Diesel	42
1.2.2 Σύντομη θεωρία βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel . .	43
1.2.3 Λόγοι επικράτησης του δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα Diesel στο χώρο της ναυτιλίας . . . . .	44
1.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης του ναυτικού κινητήρα Diesel .	46
1.3.1 Καμπύλες έλικας και ισχύος κινητήρα . . . . .	46
1.3.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής . . . . .	47

1.3.3	Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής . . . . .	50
1.3.4	Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής . . . . .	50
1.3.5	Χαμηλότερη ρύθμιση κινητήρα . . . . .	51
<b>2</b>	<b>Η διαγνωστική διαδικασία στους</b>	
	<b>κινητήρες Diesel</b>	<b>53</b>
2.1	Η σημασία της διαγνωστικής διαδικασίας για τους κινητήρες Diesel . . . . .	53
2.2	Η επιτήρηση λειτουργίας - 1 <sup>ο</sup> στάδιο διαγνωστικής διαδικασίας . . . . .	54
2.3	Ο προσδιορισμός της λειτουργικής κατάστασης και η διάγνωση βλαβών - 2 <sup>ο</sup> στάδιο διαγνωστικής διαδικασίας) . . . . .	56
2.4	Σύντομη περιγραφή των υφιστάμενων διαγνωστικών τεχνικών . . . . .	56
2.4.1	Διαγνωστικές Τεχνικές Επεξεργασίας Λειτουργικών Δεδομένων με Μεθόδους Στατιστικής, Νευρωνικών Δικτύων ή Γενετικών Αλγορίθμων . . . . .	56
2.4.2	Διαγνωστικές Τεχνικές με Βάση την Ανάλυση Κραδασμών και Στρεπτικών Ταλαντώσεων . . . . .	57
2.4.3	Διαγνωστικές Τεχνικές Ανάλυσης Ακουστικών Σημάτων . . . . .	57
2.4.4	Διαγνωστικές Τεχνικές με Προσομοίωση της Λειτουργίας του Κινητήρα . . . . .	57
2.5	Η υπό μελέτη Διαγνωστική Τεχνική . . . . .	58
2.5.1	Σύντομη περιγραφή της υπό μελέτης Διαγνωστικής Τεχνικής . . . . .	58
2.5.2	Περιγραφή του γραφικού περιβάλλοντος του Διαγνωστικού Λογισμικού . . . . .	59
2.5.3	Η χρήση του Διαγνωστικού Λογισμικού στην παρούσα διπλωματική εργασία . . . . .	61
2.6	Τα πλεονεκτήματα της υπό μελέτη διαγνωστικής τεχνικής . . . . .	70
<b>3</b>	<b>Μέτρηση και επεξεργασία της</b>	
	<b>πίεσης κυλίνδρου</b>	<b>73</b>
3.1	Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας . . . . .	73
3.2	Μέτρηση Πίεσης Θαλάμου Καύσης . . . . .	74
3.2.1	Το Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα . . . . .	75
3.2.2	Ο πιεζοηλεκτρικός μεταλλάκτης . . . . .	76
3.3	Στάδια επεξεργασίας της πίεσης καύσης . . . . .	78
3.3.1	Η αναφορά της πίεσης σε απόλυτη τιμή . . . . .	78
3.3.2	Η αναφορά της πίεσης σε γωνία στροφάλου . . . . .	79
3.3.3	Καθορισμός Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ) . . . . .	79
3.4	Εξεταζόμενες μέθοδοι μέτρησης της πίεσης . . . . .	80
3.4.1	Μέθοδος μέτρησης με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου . . . . .	80
3.4.2	Το υπό μελέτη σύστημα μετρήσεων με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου “Ρ-φ” . . . . .	81

3.4.3 Μέθοδος μέτρησης με χρονική δειγματοληψία - Το υπό μελέτη σύστημα “P-t” . . . . .	85
3.5 Εξεταζόμενες μέθοδοι Καθορισμού του Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ) .	87
3.5.1 Υπολογιστική μέθοδος καθορισμού του ΑΝΣ . . . . .	87
3.5.2 Καθορισμός ΑΝΣ με χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου .	90
<b>4 Εφαρμογή σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα</b>	<b>93</b>
4.1 Σύντομη περιγραφή της διαδικασίας αξιολόγησης των μετρήσεων . .	93
4.2 Ο υπό μελέτη κινητήρας MAN B&W 6S70MC-C8 . . . . .	95
4.3 Οι διαθέσιμες μετρήσεις . . . . .	100
4.4 Αξιολόγηση των μεθόδων δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου. . . . .	103
4.5 Αξιολόγηση μεθόδου επεξεργασίας της μετρημένης πίεσης κυλίνδρου.	114
<b>5 Συμπεράσματα</b>	<b>125</b>
5.1 Συμβολή της Διπλωματικής Εργασίας . . . . .	125
<b>Βιβλιογραφία</b>	<b>127</b>





# Κατάλογος Σχημάτων

1.1	Η δομή ενός Ναυτικού Κινητήρα Diesel. . . . .	25
1.2	Ο κύκλος Diesel. Τα διαγράμματα P-V και T-S. . . . .	27
1.3	Διάγραμμα P-V και Κυκλικό Διάγραμμα Τετράχρονου Κινητήρα. . .	30
1.4	Οι χρόνοι λειτουργίας ενός τετράχρονου κινητήρα . . . . .	30
1.5	Οι χρόνοι λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα . . . . .	31
1.6	Διάγραμμα P-V και Κυκλικό Διάγραμμα Δίχρονου Κινητήρα. . . . .	32
1.7	Τυπική διάταξη Συστήματος Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη . . . . .	36
1.8	Τυπική διάταξη Συστήματος Κοινού Συλλέκτη σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα . . . . .	37
1.9	Οι τυπικές διατάξεις Μηχανικής Υπερπλήρωσης και Στρόβιλο-Υπερπλήρωσης μιας μηχανής Diesel. . . . .	40
1.10	Το διάγραμμα ρυθμίσεως μηχανής και σημεία λειτουργίας . . . . .	48
1.11	Το διάγραμμα φόρτισης της μηχανής . . . . .	51
2.1	Σύστημα Μέτρησης της υπό μελέτης μηχανής . . . . .	55
2.2	Αρχική επιφάνεια εργασίας του διαγνωστικού λογισμικού. . . . .	60
2.3	Η καρτέλα “Engines” . . . . .	62
2.4	Επιλογή μηχανής προς διάγνωση. . . . .	63
2.5	Η καρτέλα “Measurements”. . . . .	63
2.6	Η επιλογή μέτρησης προς διάγνωση. . . . .	64
2.7	Η καρτέλα “Diagnose”. . . . .	65
2.8	Ολοκλήρωση επεξεργασίας δεδομένων μέτρησης . . . . .	66
2.9	Αρχικά αποτελέσματα επεξεργασίας των μετρήσεων . . . . .	66
2.10	Ολοκλήρωση “Simple Diagnosis”. . . . .	67
2.11	Αποτελέσματα από τη διαδικασία “Simple Diagnosis”. . . . .	67
2.12	Αποτελέσματα από τη διαδικασία “Detailed Diagnosis”. . . . .	68
2.13	Ενεργοποίηση επιλογής για υπολογισμό με εκτίμηση διακυμάνσεων του φορτίου. . . . .	69
2.14	Εξαίρεση κυλίνδρων από τη διάγνωση. . . . .	70
2.15	Προσομοίωση κατάστασης υποσυστημάτων κινητήρα. . . . .	71

3.1	Δυναμοδεικτικό διάγραμμα δίχρονου ναυτικού κινητήρα. . . . .	77
3.2	Τυπική διάταξη συστήματος μέτρησης. . . . .	78
3.3	Διάγραμμα πίεσης-γωνίας στο λογισμικό του συστήματος “P-φ”. . . . .	82
3.4	Πίνακας υπολογισμένων μεγεθών του κινητήρα στο λογισμικό του συστήματος “P-φ”. . . . .	82
3.5	Κωδικοποιητής γωνίας προσαρμοσμένος στο ελεύθερο άκρο του στροφαλοφόρου άξονα. . . . .	84
3.6	Η διάταξη του συστήματος δειγματοληψίας “P-φ”. . . . .	85
3.7	Απεικόνιση διαγραμμάτων εύρεσης του ANΣ με την υπολογιστική μέθοδο . . . . .	89
3.8	Διάγραμμα πίεσης και προσομοιωμένη καμπύλη συμπίεσης στηβέλτιστη σχετική θέση. . . . .	90
3.9	Παράδειγμα διακύμανσης εντός του βήματος δειγματοληψίας που οφείλεται στην διακριτή ψηφιοποίηση του σήματος του ενδείκτη ANΣ κατά τους διαδοχικούς κύκλους με αναφορά γωνία στροφάλου. . . . .	92
4.1	Η διαδικασία αξιολόγησης των μεθόδων δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου - πρώτο στάδιο διερεύνησης. . . . .	94
4.2	Η διαδικασία αξιολόγησης της μεθόδου επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου - δεύτερο στάδιο διερεύνησης. . . . .	95
4.3	Επεξήγηση της κωδικής ονομασίας των μηχανών MAN Diesel. . . . .	96
4.4	Καμπύλες λειτουργίας της μηχανής MAN B&W S70MC-C8. . . . .	99
4.5	Τομή της μηχανής MAN B&W S70MC-C8. . . . .	100
4.6	Συγκριτικό διάγραμμα με τις καμπύλες της πίεσης όπως προέκυψαν από τα δύο συστήματα “P-t” και “P-φ” για το 25% του φορτίου λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα. . . . .	105
4.7	Συγκριτικό διάγραμμα με τις καμπύλες της πίεσης όπως προέκυψαν από τα δύο συστήματα “P-t” και “P-φ” για το 75% του φορτίου λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα. . . . .	106
4.8	Συγκριτικό διάγραμμα της μέσης ισχύος όπως αυτή υπολογίστηκε από τα δύο συστήματα στα διάφορα φορτία λειτουργίας της υπό μελέτη μηχανής. . . . .	108
4.9	Διάγραμμα ποσοστιαίας διαφοράς ισχύος για τα 4 υπό μελέτη φορτία. Οι μετρήσεις αφορούν τα συστήματα “P-φ” και “P-t”. . . . .	109
4.10	Συγκριτικό διάγραμμα της μέσης πίεσης συμπίεσης των 6 κυλίνδρων όπως αυτή υπολογίστηκε από τα δύο συστήματα στα διάφορα φορτία λειτουργίας της υπό μελέτη μηχανής. . . . .	110
4.11	Διάγραμμα ποσοστιαίας διαφοράς πίεσης συμπίεσης για τα 4 υπό μελέτη φορτία. Οι μετρήσεις αφορούν τα συστήματα “P-φ” και “P-t”. . . . .	111

- 4.12 Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου όπως έχουν προκύψει από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”, καθώς και οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν φορτία 25% και 50% αντίστοιχα. . . . . 112
- 4.13 Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου όπως έχουν προκύψει από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”, καθώς και οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν φορτία 75% και 100% αντίστοιχα. . . . . 113
- 4.14 Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 25% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Sea Trials. . . . . 115
- 4.15 Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 100% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Sea Trials. . . . . 116
- 4.16 **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 25% (πάνω) και 50% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του συστήματος “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Sea Trials. . . . . 118
- 4.17 **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 75% (πάνω) και 100% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Sea Trials. . . . . 119
- 4.18 Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 25% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Shop Tests. . . . . 120
- 4.19 Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 100% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Shop Tests. . . . . 121
- 4.20 **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 25% (πάνω) και 50% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από τις μετρήσεις του “P-φ” επεξεργασμένες από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Shop Tests. . . . . 122

- 4.21 **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 85% (πάνω) και 100% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του συστήματος “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Shop Tests. . . . . 123

## Κατάλογος Πινάκων

4.1	Πίνακας ισχύος και ταχύτητας της μηχανής MAN B&W 6S70MC-C. . .	97
4.2	Πίνακας χαρακτηριστικών της μηχανής MAN B&W 6S70MC-C8. . .	97
4.3	Σύγκριση μεγεθών τα οποία μετρήθηκαν και υπολογίστηκαν από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”. Συγκρίνονται: α) η πίεση κυλίνδρου συναρτήσει των γωνιών στις οποίες έγινε δειγματοληψία, για τα δύο συστήματα, β) Η μέση ισχύς των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου, για 4 φορτία, για τα δύο συστήματα και γ) η μέση πίεση συμπίεσης των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου, για 4 φορτία, για τα δύο συστήματα. . . . .	104
4.4	Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Sea Trials και είναι σε bar. . . . .	114
4.5	Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Sea Trials και είναι σε bar. . . . .	117
4.6	Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Shop Tests και είναι σε bar. . . . .	122



# Κεφάλαιο 1

## Ναυτικοί κινητήρες Diesel

### 1.1 Σύντομη περιγραφή των κινητήρων Diesel

Στο σημερινό κόσμο που υπάρχει αύξηση των τιμών των καυσίμων λόγω της αυξανόμενης ζήτησης και της μειωμένης ποσότητας διαθέσιμων πόρων, καθίσταται αναγκαία η επιλογή μηχανών με μεγαλύτερη ενεργειακή απόδοση και οικονομικότερα καύσιμα. Χάρη στην εφεύρεση του Rudolf Diesel, ο κινητήρας Diesel έχει αποδειχθεί εξαιρετικά αποτελεσματικός σήμερα.

Ο κινητήρας Diesel, γνωστός και ως κινητήρας ανάφλεξης με συμπίεση, είναι μία μηχανή εσωτερικής καύσης η οποία χρησιμοποιεί τη θερμότητα της συμπίεσης για να ξεκινήσει η ανάφλεξη του καυσίμου που εγχέεται στο θάλαμο καύσης, σε αντίθεση με τους βενζινοκινητήρες ή τους κινητήρες αερίου όπου χρησιμοποιείται σπινθηριστής (μπουζί) για την ανάφλεξη μίγμα αέρα καυσίμου.

Ο κινητήρας Diesel έχει τον υψηλότερο βαθμό απόδοσης από οποιαδήποτε άλλη μηχανή εσωτερικής ή εξωτερικής καύσης εξαιτίας του υψηλού λόγου συμπίεσης και της καύσης ετερογενούς μίγματος η οποία επιτρέπει την απαγωγή θερμότητας από την περίσσεια αέρα. Επίσης μία μικρή απώλεια απόδοσης αποφεύγεται συγκριτικά με τους δίχρονους βενζινοκινητήρες μη άμεσου ψεκασμού καθώς δεν μένει άκαυστο καύσιμο κατά την επικάλυψη των βαλβίδων, και ως εκ τούτου δεν διαφεύγει καύσιμο απευθείας από την πρόσληψη/έγχυση στην εξάτμιση.

Τα καύσιμα που χρησιμοποιούνται στους κινητήρες Diesel είναι εν γένει βαρύτερα της βενζίνης, ενώ σε μεγάλους βραδύστροφους κινητήρες υπάρχει η δυνατότητα καύσης πολύ βαρέως καυσίμου (κατάλοιπο διύλισης, μαζούτ κτλ).

Η ρύθμιση της ισχύος στους πετρελαιοκινητήρες γίνεται μεταβάλλοντας τη στοιχειομετρία του καυσίμου μίγματος, με αυξομείωση της ποσότητας του εγχεόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας. Η δυναμική ρύθμιση της εγχεόμενης ποσότητας του καυσίμου πραγματοποιείται χάρη στην ειδική διαμόρφωση του συστήματος έγχυσης. Σε αντίθεση με τους κινητήρες Diesel

στους βενζινοκινητήρες η ισχύς καθορίζεται από την ποσότητα του μίγματος αέρα καυσίμου που θα εισέλθει στον κύλινδρο και όχι από το λόγο αέρα-καυσίμου, ο οποίος είναι πάντα σταθερός (η ύπαρξη ρυθμιστικής βαλβίδας στην εισαγωγή για καθορισμό της ποσότητας του μίγματος αέρα-καυσίμου προκαλεί πτώση της πίεσης και απώλειες, οι οποίες μειώνουν το βαθμό απόδοσης). Αυτός είναι και ένας βασικός λόγος για τον οποίο οι κινητήρες Diesel έχουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από τους βενζινοκινητήρες.

Στους πετρελαιοκινητήρες, κατά την διάρκεια της συμπίεσης συμπιέζεται μόνο αέρας και αποκλείεται η πιθανότητα εμφάνισης της αυτανάφλεξης καυσίμου. Γι' αυτό και οι μηχανές Diesel όπως αναφέρθηκε μπορούν να σχεδιαστούν για να λειτουργούν με αρκετά υψηλούς λόγους συμπίεσης. Η εξάλειψη του προβλήματος της αυτανάφλεξης παρέχει ένα επιπλέον όφελος: οι αυστηρές απαιτήσεις και προδιαγραφές που έχουν τεθεί για τη χρησιμοποίηση της βενζίνης μπορούν να αγνοηθούν με τη χρησιμοποίηση στις μηχανές Diesel, καυσίμων που έχουν υποστεί λιγότερη κατεργασία (και που συνεπώς είναι φθηνότερα).

Επιπλέον, εξαιτίας των υψηλών λόγων συμπίεσης που αναπτύσσονται οι πετρελαιοκινητήρες εμφανίζουν αρκετά υψηλές τιμές ροπής, αλλά και κατασκευαστικά είναι αρκετά στιβαροί (βαρείς και ογκώδεις). Το μεγάλο πλεονέκτημα της υψηλής ροπής που παρουσιάζουν, τους καθιστά κυρίαρχους σε ότι αφορά την κάλυψη μεγάλων φορτίων, γεγονός που δικαιολογεί και την ευρεία εφαρμογή τους στις μεταφορές (φορτηγά, πρόωση πλοίων) και στην ηλεκτροπαραγωγή.

Οι χαμηλών στροφών κινητήρες Diesel (ναυτικοί κινητήρες και άλλες εφαρμογές στις οποίες στις οποίες το συνολικό βάρος της μηχανής είναι σχετικά αμελητέο) έχουν θερμική απόδοση που μπορεί να ξεπεράσει και το 50%.

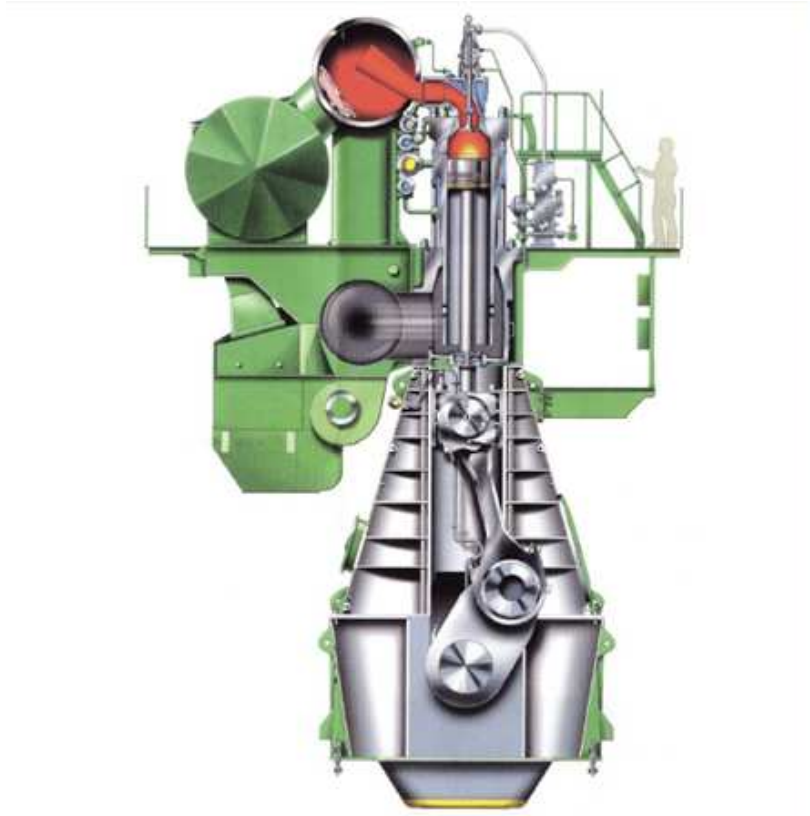
Ο υψηλός βαθμός απόδοσης και η διαρκής εξέλιξη τους καθιστά σήμερα τους κινητήρες Diesel ιδιαίτερα ανταγωνιστικούς. Στην Ευρώπη, το 50% όλων των καινούργιων οχημάτων είναι πλέον πετρελαιοκίνητα. Στη ναυτιλία δε η αξιοποίηση τους σε διεθνές επίπεδο είναι τεράστια, με διείσδυση μεγαλύτερη του 95% [1].

Συνοπτικά τα κύρια πλεονεκτήματά τους που οδήγησαν στην ευρεία χρήση τους είναι:

- Μεγάλη ενεργειακή απόδοση
- Αξιοπιστία λειτουργίας
- Χαμηλό κόστος καυσίμου (σε ειδικές εφαρμογές)
- Χαμηλή κατανάλωση καυσίμου
- Χαμηλός κίνδυνος κρουστικής καύσης
- Υψηλή ροπή



- Ανθεκτικότητα



Σχήμα 1.1: Η δομή ενός Ναυτικού Κινητήρα Diesel.

### 1.1.1 Ο κύκλος λειτουργίας των κινητήρων Diesel

Πριν την περιγραφή του κύκλου μιας μηχανής Diesel είναι απαραίτητο να γίνει αναφορά στις παραδοχές για το εργαζόμενο μέσο που ισχύουν γενικότερα για όλες τις μηχανές εσωτερικής καύσης.

Οι πραγματικοί κύκλοι ισχύος αερίου είναι ιδιαίτερα πολύπλοκοι. Προκειμένου να γίνει εφικτή η ανάλυση τους θεωρούνται οι ακόλουθες παραδοχές που είναι γνωστές και ως παραδοχές πρότυπου αέρα ή αέρα σε πρότυπη κατάσταση:

1. Το ρευστό λειτουργίας είναι αέρας ο οποίος κυκλοφορεί μέσα σε ένα κλειστό βρόχο και συμπεριφέρεται σαν ιδανικό αέριο.
2. Όλες οι διεργασίες που συνθέτουν τον κύκλο είναι εξωτερικά αντιστρεπτές.
3. Η διεργασία της καύσης αντικαθίσταται από μια διεργασία προσθήκης θερμότητας με τη βοήθεια μιας εξωτερικής πηγής.
4. Η διεργασία εξαγωγής του ρευστού λειτουργίας αντικαθίσταται από μια διεργασία απόρριψης θερμότητας, η οποία επαναφέρει το ρευστό λειτουργίας στην αρχική του κατάσταση.

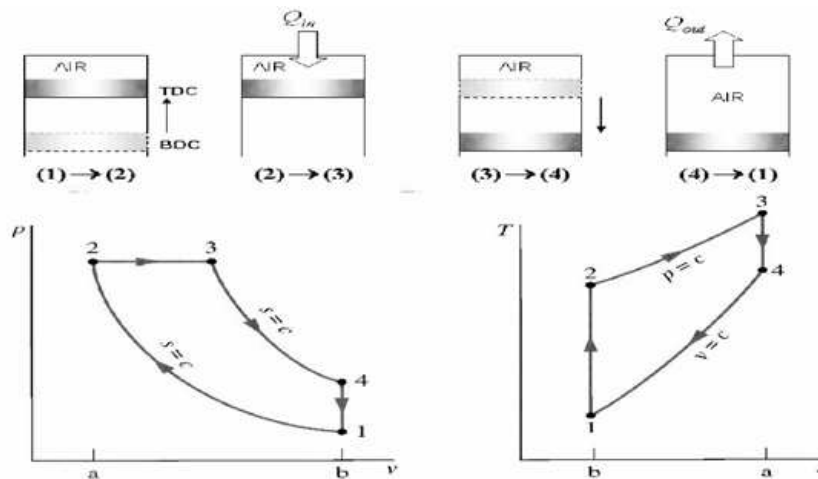
Χρησιμοποιώντας τις παραδοχές του πρότυπου αέρα προκύπτει ο ιδανικός κύκλος λειτουργίας των κινητήρων Diesel ο οποίος προσεγγίζει σημαντικά τις πραγματικές συνθήκες λειτουργίας.

Στους κινητήρες Diesel ο αέρας συμπιέζεται σε θερμοκρασία υψηλότερη από τη θερμοκρασία αυτανάφλεξης του καυσίμου και η καύση αρχίζει να πραγματοποιείται καθώς το καύσιμο ψεκάζεται μέσα στο θερμό αέρα. Η διεργασία του ψεκασμού του καυσίμου αρχίζει όταν το έμβολο πλησιάζει προς το ΑΝΣ και συνεχίζεται κατά τη διάρκεια του πρώτου τμήματος της διαδρομής ισχύος. Επομένως στις μηχανές αυτές η διεργασία της καύσης διαρκεί για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα. Εξαιτίας της μεγαλύτερης αυτής διάρκειας, η διεργασία της καύσης στον ιδανικό κύκλο Diesel μπορεί να προσεγγιστεί με μία ισόβαρη διεργασία προσθήκης θερμότητας.

Πρέπει να γίνει σαφές ότι ο ιδανικός κύκλος Diesel δεν αναπαριστά τί πραγματικά συμβαίνει μέσα στον κύλινδρο κατά τη λειτουργία της μηχανής αλλά αναπτύχθηκε ώστε να μπορεί να μοντελοποιήσει τη συμπεριφορά του κινητήρα και να αναλύσει τις επιπτώσεις ορισμένων αλλαγών στον κύκλο χωρίς τις επιπλοκές της μοντελοποίησης ενός πραγματικού κύκλου λειτουργίας. Συνοπτικά οι μεταβολές από τις οποίες αποτελείται ένας ιδανικός κύκλος λειτουργίας μηχανής Diesel είναι:

- **1-2: Ισεντροπική συμπίεση** Η μεταβολή αυτή προσεγγίζει τη διεργασία της συμπίεσης κατά την οποία το έμβολο κινείται προς το ΑΝΣ (TDC) και συμπιέζει τον αέρα μέσα στο θάλαμο καύσης.
- **2-3: Ισοβαρής προσθήκη θερμότητας** Η μεταβολή αυτή προσεγγίζει τη διεργασία της καύσης η οποία ξεκινά λίγο πριν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ (TDC).
- **3-4: Ισεντροπική εκτόνωση** Η μεταβολή αυτή προσεγγίζει τη διαδικασία της αποτόνωσης κατά την οποία τα προϊόντα της καύσης, υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, σπρώχνουν το έμβολο προς το ΚΝΣ (BDC) και αναγκάζουν τη στροφαλοφόρο άτρακτο να περιστραφεί.

- 4-1: **Ισόχωρη απόρριψη θερμότητας** Η μεταβολή αυτή προσεγγίζει την εξαγωγή των καυσαερίων από το θάλαμο καύσης.



Σχήμα 1.2: Ο κύκλος Diesel. Τα διαγράμματα P-V και T-S.

Οι ποσότητες θερμότητας, που προστίθενται στο ρευστό λειτουργίας με σταθερή πίεση και αφαιρούνται από αυτό με σταθερό όγκο, εκφράζονται ως εξής:

$$\begin{aligned}
 q_{in} - w_{b,out} &= u_3 - u_2 \Rightarrow \\
 q_{in} &= P_2 (v_3 - v_2) + (v_3 - v_2) \\
 &= h_3 = C_p (T_3 - T_2)
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

και

$$\begin{aligned}
 -q_{out} &= u_1 - u_4 \Rightarrow \\
 q_{out} &= u_4 - u_1 = C_v (T_4 - T_1)
 \end{aligned} \tag{1.2}$$

όπου  $C_p$  η Ειδική Θερμότητα υπό σταθερή πίεση,  $h$  η Ειδική Ενθαλπία,  $q$  η Μεταφορά Θερμότητας ανά μονάδα μάζας,  $T$  η θερμοκρασία,  $u$  η Ειδική Εσωτερική Ενέργεια,  $v$  ο Ειδικός Όγκος και  $C_v$  η Ειδική Θερμότητα υπό σταθερή πίεση.

Τότε σύμφωνα με τις παραδοχές του πρότυπου αέρα, η θερμική απόδοση του ιδανικού κύκλου Diesel θα δίνεται από την ακόλουθη σχέση:

$$\begin{aligned} n_{th,Diesel} &= \frac{w_{net}}{q_{in}} = 1 - \frac{q_{out}}{q_{in}} \\ &= 1 - \frac{T_4 - T_1}{k \cdot (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_1 \left( \frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{k \cdot T_2 \left( \frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \end{aligned} \quad (1.3)$$

όπου  $n_{th,Diesel}$  ο θερμικός βαθμός απόδοσης,  $w_{net}$  το Έργο ανά μονάδα, και  $k$  ο λόγος των ειδικών θερμοτήτων  $C_p/C_v$ .

Ο λόγος του μέγιστου όγκου που δημιουργείται μέσα στον κύλινδρο προς τον ελάχιστο (νεκρό) όγκο ονομάζεται **λόγος συμπίεσης  $r$**  της μηχανής:

$$r = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{V_1}{V_2} \quad (1.4)$$

όπου  $V_1$  και  $V_2$  ο μέγιστος και ο ελάχιστος ολικός όγκος αντίστοιχα.

Ο λόγος των όγκων του κυλίνδρου πριν και μετά τη διεργασία της καύσης ονομάζεται **λόγος αποκοπής  $r_c$** :

$$r_c = \frac{V_3}{V_2} \quad (1.5)$$

όπου  $V_3$  και  $V_2$  ο ολικός όγκος πριν και μετά τη διεργασία της καύσης αντίστοιχα.

Με τη χρήση των ορισμών αυτών και των ισεντροπικών σχέσεων που ισχύουν για ιδανικό αέριο για τις διεργασίες 1-2 και 3-4, η σχέση της θερμικής απόδοσης απλοποιείται ως εξής:

$$n_{th,Diesel} = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \left[ \frac{r_c^k - 1}{k \cdot (r_c - 1)} \right] \quad (1.6)$$

Όπου με  $r$  παριστάνεται ο λόγος συμπίεσης που ορίζεται στην εξίσωση 1.4.

Παρατηρώντας προσεκτικά την εξίσωση 1.6, σύμφωνα με τις παραδοχές του πρότυπου αέρα, η απόδοση ενός κύκλου Diesel διαφέρει από την απόδοση ενός κύκλου Otto ως προς τον όρο που βρίσκεται μέσα στις αγγίλες. Ο όρος αυτός είναι πάντα μεγαλύτερος από τη μονάδα. Άρα:  $n_{th,Otto} > n_{th,Diesel}$  όταν οι δύο κύκλοι λειτουργούν με τον ίδιο λόγο συμπίεσης.

Επιπλέον, καθώς μειώνεται ο λόγος αποκοπής, η απόδοση του κύκλου Diesel αυξάνεται. Στην οριακή περίπτωση όπου  $r_c = 1$  η ποσότητα μέσα στις αγκύλες γίνεται ίση με τη μονάδα και οι αποδόσεις των κύκλων Otto και Diesel

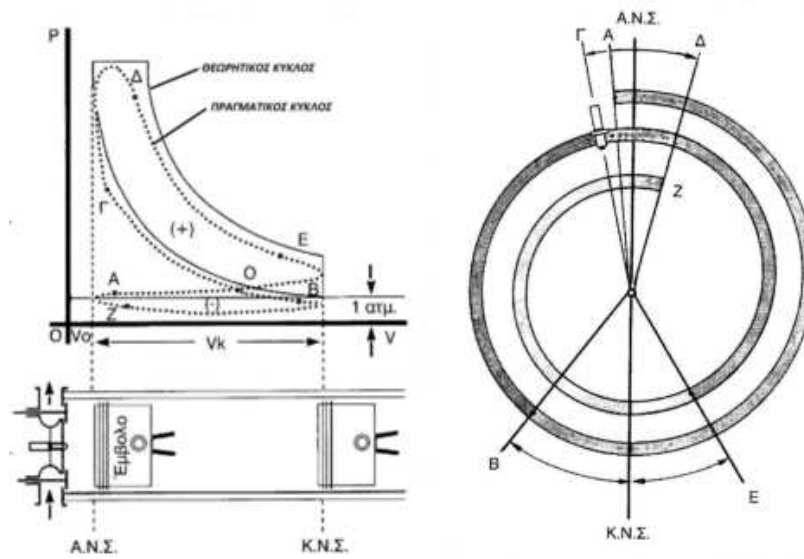
εξισώνονται. Παρόλα αυτά, όπως έχει αναφερθεί, οι μηχανές Diesel λειτουργούν με αρκετά μεγαλύτερους λόγους συμπίεσης και συνεπώς έχουν συνήθως μεγαλύτερες αποδόσεις από τις μηχανές ανάφλεξης με σπινθήρα. Επιπλέον οι μηχανές Diesel καίνε πληρέστερα το καύσιμο εφόσον λειτουργούν συνήθως με λιγότερες στροφές στο λεπτό από τους βενζινοκινητήρες [2].

### **1.1.2 Διάκριση κινητήρων Diesel ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου**

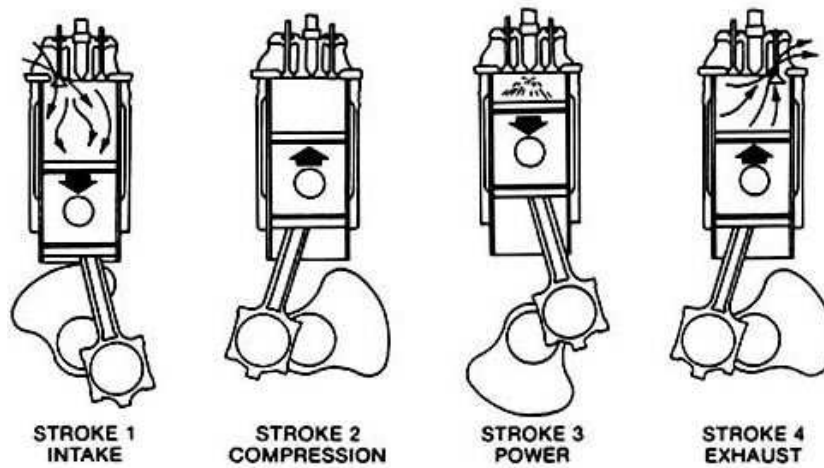
Ως προς τον αριθμό διαδρομών του εμβόλου (χρόνοι) διακρίνουμε τους εμβολοφόρους κινητήρες σε τετράχρονους (4-X) και δίχρονους (2-X). Στους 4-X κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί 2 πλήρεις περιστροφές ή  $720^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές (χρόνους) εκ των οποίων οι δύο είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων. Στους 2-X κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μια περιστροφή ή  $360^\circ$  της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 2 πλήρεις διαδρομές (χρόνους) εκ των οποίων μόνο ένα μικρό ποσοστό πλησίον του ΚΝΣ είναι αφιερωμένο στην εναλλαγή των αερίων.

#### **Ο κύκλος λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα Diesel**

Ο τετράχρονος έχει δύο τουλάχιστον βαλβίδες, μία βαλβίδα εισαγωγής και μία εξαγωγής. Αυτές συνήθως βρίσκονται στην κεφαλή του κυλίνδρου. Οι βαλβίδες είτε είναι χρονισμένες μηχανικά με τον σρόφαλο, απ' όπου παίρνουν εντολή να ανοίξουν και να κλείσουν την κατάλληλη στιγμή, είτε είναι ηλεκτρονικά ελεγχόμενες.



Σχήμα 1.3: Διάγραμμα P-V και Κυκλικό Διάγραμμα Τετράχρονου Κινητήρα.

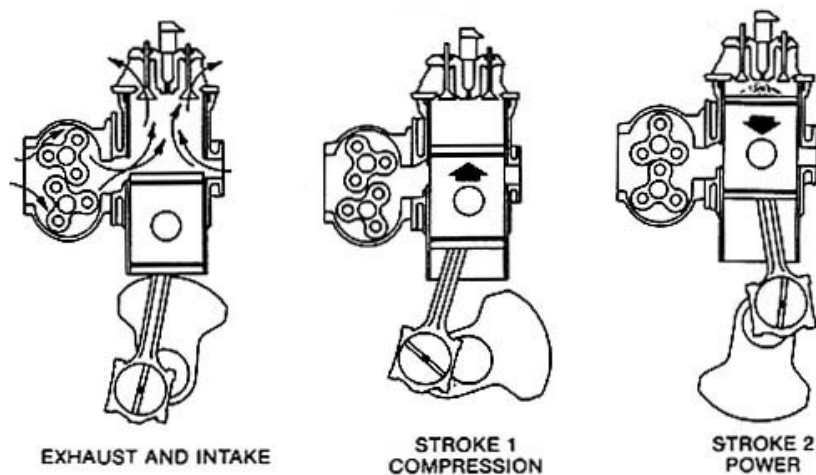


Σχήμα 1.4: Οι χρόνοι λειτουργίας ενός τετράχρονου κινητήρα

- 1ος χρόνος: (ΑΒ) εισαγωγή αέρα (ΑΝΣ→ΚΝΣ)
- 2ος χρόνος: (ΒΓ) συμπίεση (ΚΝΣ→ΑΝΣ)
- 3ος χρόνος: (ΓΔΕ) ψεκασμός καυσίμου, έναρξη καύσης, εκτόνωση (ΑΝΣ→ΚΝΣ)
- 4ος χρόνος: (ΕΑ) εξαγωγή καυσαερίων (ΚΝΣ→ΑΝΣ)

### Ο κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα Diesel

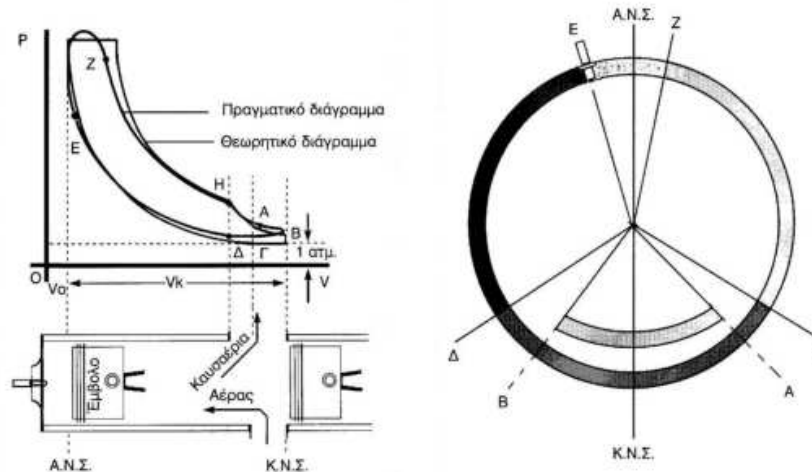
Η πιο κοινή διάταξη δίχρονου κινητήρα δεν έχει βαλβίδες εισαγωγής, αλλά αντίστοιχα ανοίγματα στα τοιχώματα του κυλίνδρου, τις γνωστές θυρίδες εισαγωγής, που ανοιγοκλείνουν με το πέρασμα του εμβόλου. Επιπλέον η εν λόγω διάταξη διαθέτει βαλβίδες στην κεφαλή του κυλίνδρου με σκοπό να πραγματοποιείται διαμήκης απόπλυση. Στο Σχήμα 1.5 φαίνονται οι χρόνοι λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα.



Σχήμα 1.5: Οι χρόνοι λειτουργίας ενός δίχρονου κινητήρα

Τα τέσσερα στάδια δεν έχουν πλέον τους ίδιους χρονικούς περιορισμούς σαν την τετράχρονη. Άνοιγμα και κλείσιμο μπορούν να οριστούν από τον σχεδιαστή (σε λογικά όρια) και έτσι να πάψουν να είναι ισοδύναμα ή ανεξάρτητα μεταξύ τους.

- 1ος χρόνος:  $AN\Sigma \rightarrow$  έναρξη ψεκασμού - καύση (ZH) - αδιαβατική εκτόνωση (HΘ)-εξαγωγή καυσαερίων (ΘAB) - εισαγωγή αέρα (AB) $\rightarrow$ ΚΝΣ
- 2ος χρόνος: ΚΝΣ $\rightarrow$ εξαγωγή καυσαερίων (BE) - εισαγωγή αέρα (BΔ) - αδιαβατική συμπίεση (EZ) $\rightarrow$ ANΣ



Σχήμα 1.6: Διάγραμμα P-V και Κυκλικό Διάγραμμα Δίχρονου Κινητήρα.

### 1.1.3 Σύγκριση τετράχρονου και δίχρονου κινητήρα

Το είδος του κινητήρα που χρησιμοποιείται ποικίλει ανάλογα με τις ανάγκες για τις οποίες προορίζεται. Έτσι, ανάλογα με την εφαρμογή γίνεται επιλογή ενός από τους τύπους κινητήρα που προαναφέρθηκαν. Τα πλεονεκτήματα ενός τετράχρονου κινητήρα είναι τα παρακάτω:

- Ευκολότερη απομάκρυνση των καυσαερίων: Σε μια τετράχρονη μηχανή ο καθαρισμός του κυλίνδρου από τα καυσαέρια είναι πιο εύκολος και απλός από ότι σε μια δίχρονη. Συγκεκριμένα, η εξαγωγή των καυσαερίων σε μια τετράχρονη μηχανή γίνεται σε μια πλήρη διαδρομή του εμβόλου, ενώ σε μία δίχρονη η εξαγωγή πραγματοποιείται μόνο για λίγες μοίρες στροφάλου.
- Μεγαλύτερη αντοχή: Οι καταπονήσεις των διαφόρων εξαρτημάτων της τετράχρονης μηχανής είναι μικρότερες από τις αντίστοιχες της δίχρονης.



Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα την ευκολότερη απαγωγή της θερμότητας από τις τετράχρονες και είναι ο βασικός λόγος που οι 4-Χ μηχανές θεωρούνται καταλληλότερες για λειτουργία σε μεγάλο αριθμό στροφών. Οι τετράχρονοι κινητήρες διαθέτουν πολύ καλό σύστημα λίπανσης και αυτό συνεπάγεται λιγότερες φθορές.

- Λιγότεροι ρύποι: Οι τετράχρονοι πετρελαιοκινητήρες παράγουν λιγότερους ρύπους από τους δίχρονους. Αυτό συμβαίνει επειδή στους δίχρονους κινητήρες τα λάδια λίπανσης αναμιγνύονται με τα καύσιμα και καίγονται μαζί στο θάλαμο καύσης. Αντίθετα οι τετράχρονοι κινητήρες διαθέτουν ειδικό σύστημα λίπανσης ανεξάρτητο από το θάλαμο καύσης

Αντίθετα, τα πλεονεκτήματα μιας δίχρονης μηχανής Diesel συνοψίζονται στα παρακάτω:

- Περισσότερη ισχύς: Το ωφέλιμο έργο σε μια δίχρονη μηχανή είναι θεωρητικά το διπλάσιο από αυτό που αποδίδει μια τετράχρονη μηχανή με τις ίδιες διαστάσεις. Αυτό οφείλεται στο ότι κάθε κύλινδρος μιας 4-Χ μηχανής παράγει ωφέλιμο έργο κάθε 4 διαδρομές του εμβόλου (2 στροφές του στροφάλου) ενώ κάθε κύλινδρος μιας 2-Χ μηχανής παράγει έργο κάθε 2 διαδρομές του εμβόλου (1 στροφή του στροφάλου). Βέβαια, το έργο που παράγει μια δίχρονη μηχανή σε σχέση με μια, ιδίων διαστάσεων και βάρους, τετράχρονη, δεν είναι ακριβώς διπλάσιο αλλά κυμαίνεται από 1,7 ως 1,8 φορές περισσότερο εξαιτίας της ισχύος που απορροφάται από την αντλία σαρώσεως και της σύγχρονης (σε ορισμένες στιγμές) εξαγωγής και σάρωσης.
- Απλούστερη κατασκευή: Στην τετράχρονη μηχανή έχουμε απαραίτητα βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής, πράγμα που κάνει τη μηχανή πολύπλοκη όσον αφορά τους μηχανισμούς λειτουργίας των βαλβίδων. Την πολυπλοκότητα αυτή δεν τη συναντάμε στη δίχρονη όπου ο αριθμός των βαλβίδων είναι μικρότερος ή και δεν υπάρχουν καθόλου βαλβίδες.
- Ομοιόμορφη ροπή στρέψης: Η ροπή στρέψεως μιας τετράχρονης μηχανής είναι πιο ανομοιόμορφη από τη ροπή στρέψεως μιας δίχρονης ιδίων διαστάσεων. Αυτό οφείλεται στο ότι οι τετράχρονες μηχανές αφιερώνουν δύο χρόνους (1 κύκλο στροφάλου) στην εναλλαγή των αερίων, στους οποίους δεν παράγει ισχύ η μηχανή, αντίθετα με τη δίχρονη, όπου σε κάθε κύκλο έχουμε παραγωγή ισχύος.

#### **1.1.4 Σύστημα παροχής καυσίμου Diesel**

Το σύστημα έγχυσης αναλαμβάνει την διοχέτευση του καυσίμου στους κινητήρες Diesel και καθορίζει την σύσταση του μείγματος (αέρα/καυσίμου). Ένα τυπικό

σύστημα παροχής καυσίμου αποτελείται από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα και το σωλήνα καταθλίψεως του καυσίμου. Υπόλοιπα βοηθητικά στοιχεία για τη μεταφορά είναι η μεταφορική αντλία για την εξασφάλιση της παροχής από τη δεξαμενή προς την κύρια αντλία, τα διάφορα φίλτρα που υπάρχουν για τον καθορισμό του καυσίμου πριν από την αντλία και τις ρυθμιστικές βαλβίδες πίεσεως και αποχωρισμού του αέρα για την εύρυθμη λειτουργία του συστήματος.

Η αντλία τροφοδοσίας καυσίμου, αναρροφά το πετρέλαιο από τη δεξαμενή καυσίμου και το καταθλίβει σε αγωγό της αντλίας εγχύσεως υψηλής πίεσης, όπου αυτή στη συνέχεια μέσω χαλύβδινων σωληνώσεων υψηλής πίεσεως και εγχυτήρων το διοχετεύει (εγχύει) στους θαλάμους καύσεως της μηχανής με τη μορφή λεπτότατων σταγονιδίων. Σκοπός είναι να πραγματοποιηθεί η διάσπαση-διείσδυση των σταγονιδίων μέχρι των ακρότατων σημείων του στους θαλάμους καύσεως του κυλίνδρου της μηχανής ώστε να αναμιχθεί με τον αέρα για την τέλεια καύση και την ανάπτυξη της μέγιστης ισχύος της μηχανής.

Οι επικρατέστερες κατηγορίες αντλιών που χρησιμοποιούν οι πετρελαιοκινητήρες είναι:

1. Ατομικές αντλίες τύπου Bosch (individual pump Bosch type). Σε αυτή την κατηγορία υπάρχει μία ξεχωριστή αντλία για κάθε κύλινδρο, η οποία καταθλίβει το καύσιμο. Οι αντλίες χωρίζονται σε ανεξάρτητες (μονοκύλινδρες) και σε κεντρικές (πολυκύλινδρες).
2. Ενιαία συγκροτήματα αντλίας-εγχυτήρα (unit injector). Στην περίπτωση αυτή μία ατομική (ξεχωριστή) αντλία για τον κάθε κύλινδρο που συνδυάζεται ενιαία με τον αντίστοιχο εγχυτήρα, χωρίς την παρεμβολή σωλήνα καταθλίψεως, τοποθετούμενη στην κεφαλή του κυλίνδρου (στη θέση του εγχυτήρα), που καταθλίβει και δοσομετρά το καύσιμο.
3. Αντλίες διανομής τύπου Bosch (distributing pump Bosch type). Κατά τη χρήση τους στον κινητήρα, τοποθετείται μία κοινή αντλία για όλους τους κυλίνδρους που καταθλίβει το καύσιμο, ενώ ένας διανομέας καυσίμου μεριμνά για την εκάστοτε προσαγωγή αυτού προς τον εγχυτήρα του ερχόμενου στη σχετική φάση κυλίνδρου.
4. Αντλίες διανομής περιστροφικού τύπου Roosa (distributing rotary pump Roosa type). Σε αυτές υπάρχει ένα μετρητικό διάφραγμα που διαμετρά το καύσιμο, ενώ ένα περιστρεφόμενο τύμπανο αφενός μεν καταθλίβει το καύσιμο (με διάταξη αντιθέτως παλινδρομούντων εμβόλων μέσα σε δακτύλιο έκκεντρων), αφετέρου δε το διανέμει προς τους διάφορους κυλίνδρους την κατάλληλη εκάστοτε χρονική στιγμή.

5. Αντλίες κοινού οχετού (common rail). Σε αυτές χρησιμοποιείται μία κοινή αντλία για όλους τους κυλίνδρους η οποία καταθλίβει το καύσιμο σε κοινό οχετό με σταθερή πίεση, ο οποίος επικοινωνεί με τους εγχυτήρες.

### **1.1.5 Το σύστημα έγχυσης καυσίμου Common Rail**

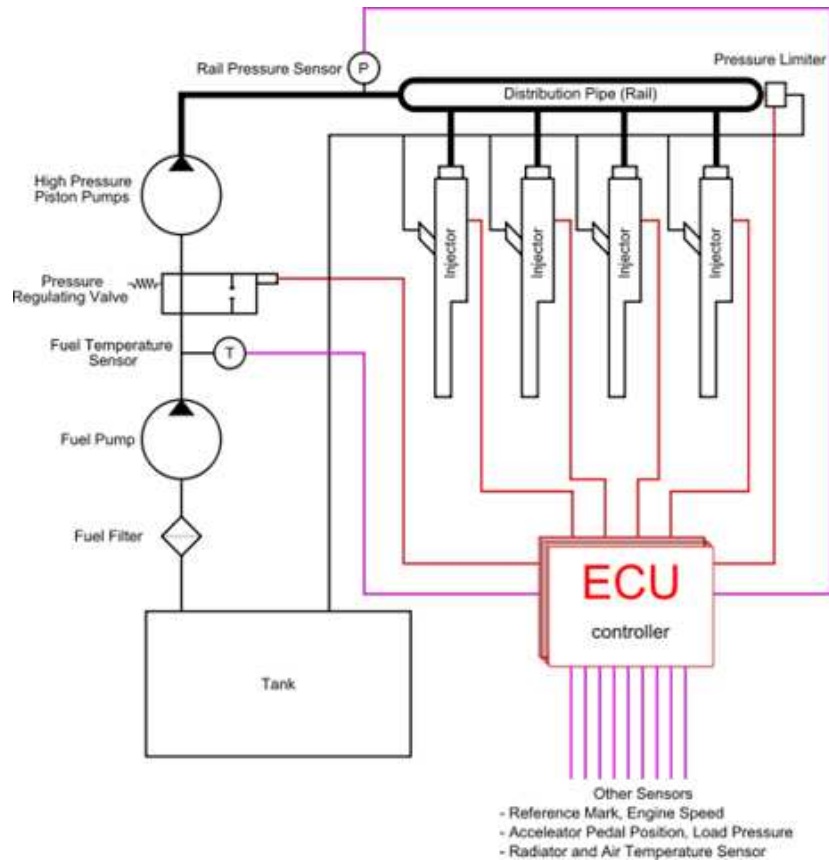
Στο σύστημα έγχυσης κοινού οχετού, η αντλία υψηλής πίεσης αποθηκεύει μία ποσότητα καυσίμου σε υψηλή πίεση (έως και πάνω από 2.000 bar). Ο κοινός οχετός που χρησιμοποιείται δεν είναι τίποτε περισσότερο από ένα συσσωρευτή υψηλής πίεσης καυσίμου. Με αυτό τον τρόπο απλοποιείται η λειτουργία της αντλίας, αφού ο μόνος σκοπός της είναι να διατηρήσει σταθερή την πίεση μέσα σε αυτόν τον αγωγό. Οι εγχυτήρες του καυσίμου ελέγχονται μέσω ηλεκτρονικής μονάδας (ECU). Όταν οι εγχυτήρες καυσίμου ενεργοποιούνται από τη μονάδα, μία υδραυλική βαλβίδα (που αποτελείται από ένα ακροφύσιο και έμβολο) ανοίγει μηχανικά ή ηλεκτρικά, και το καύσιμο ψεκάζεται μέσα στους κυλίνδρους στην επιθυμητή πίεση. Με αυτόν τον τρόπο το διάγραμμα του ρυθμού έγχυσης του καυσίμου έχει όρθογωνική μορφή, αφού η πίεση έγχυσης παίρνει άμεσα την τιμή της πίεσης που επικρατεί στον αγωγό [3].

Η πίεση μέσα στον αγωγό μπορεί να ελέγχεται με ακρίβεια, ενώ μέσω της ηλεκτρονικής μονάδας μπορεί να γίνει ακριβής έλεγχος του χρονισμού και της ποσότητας της έγχυσης. Προκειμένου να μειωθεί ο θόρυβος του κινητήρα, η μονάδα ECU του κινητήρα μπορεί να προσφέρει μικρή ποσότητα πετρελαίου λίγο πριν από το κύριο γεγονός της έγχυσης (πιλοτική έγχυση) μειώνοντας έτσι την καθυστέρηση ανάφλεξης και τον ρυθμό ανόδου της πίεσης. Παράλληλα υπάρχει μεγάλη ευχέρεια μεταβολής της έγχυσης, ανάλογα με τη λειτουργία του κινητήρα.

Αν και το σύστημα του κοινού συλλέκτη (CRS) δεν είναι μία καινούργια ιδέα, πρόσφατα κατέστη εφικτή η εφαρμογή του σε ναυτικές προωσθήριες εγκαταστάσεις. Η αξιόπιστη εφαρμογή του οφείλεται στο γεγονός ότι τα τελευταία χρόνια λύθηκαν τα προβλήματα που σχετίζονται με τον ηλεκτρονικό αυτόματο έλεγχο. Σήμερα οι κατασκευάστριες εταιρίες είναι σε θέση να απολαμβάνουν τις αποδοτικές και ευέλικτες λύσεις που προσφέρει το CRS, μέσω ενός πλήρους ολοκληρωμένου ηλεκτρονικού ελέγχου της λειτουργίας του κινητήρα ο οποίος βασίζεται σε υψηλής απόδοσης ηλεκτρονικούς υπολογιστές.

### **1.1.6 Διάκριση κινητήρων Diesel ως προς τον τρόπο ψεκασμού του καυσίμου**

Με βάση τον τρόπο που πραγματοποιείται ο ψεκασμός του καυσίμου και η καύση οι κινητήρες Diesel χωρίζονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες, τους κινητήρες άμεσου ψεκασμού και τους κινητήρες έμμεσου ψεκασμού. Ο τρόπος ψεκασμού επηρεάζει

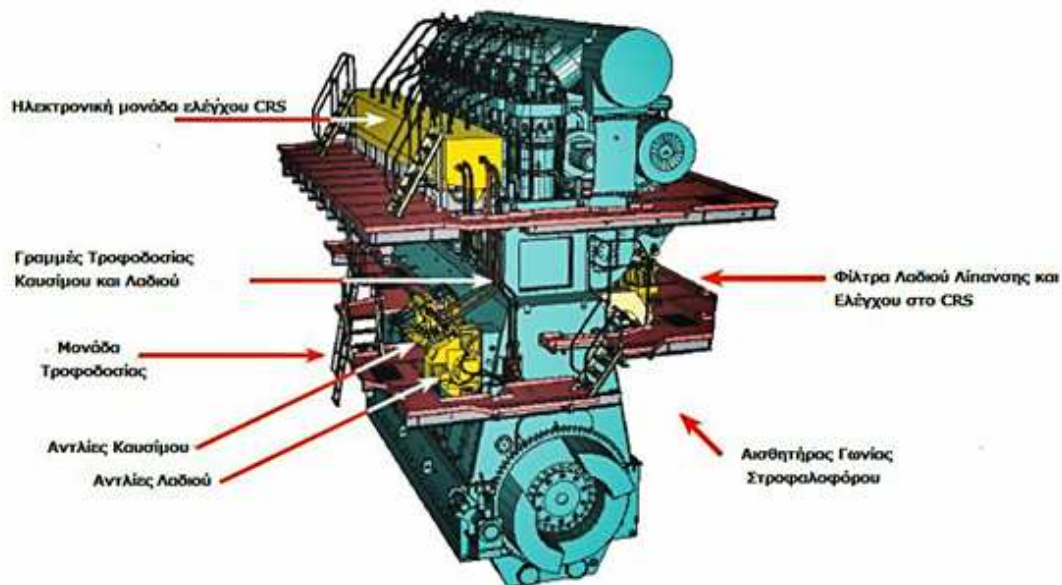


Σχήμα 1.7: Τυπική διάταξη Συστήματος Έγχυσης Κοινού Συλλέκτη

σε μεγάλο βαθμό το σχεδιασμό του θαλάμου καύσεως, δηλαδή το άνω μέρος του εμβόλου, την κυλινδροκεφαλή, τη θέση του μπεκ ψεκασμού και την χρήση ή όχι προθερμαντήρα.

### Κινητήρες άμεσου ψεκασμού

Στους κινητήρες άμεσου ψεκασμού (DI) το καύσιμο ψεκάζεται κατ' ευθείαν στον θάλαμο καύσης, που πάντα είναι το άνω μέρος του εμβόλου. Σε αυτή την περίπτωση η κυλινδροκεφαλή έχει απλή σχεδίαση. Το μπεκ τοποθετείται σχεδόν στο κέντρο του θαλάμου σε συγκεκριμένη θέση. Ο θάλαμος καύσης σχηματίζεται στο άνω μέρος του εμβόλου. Ο στροβιλισμός του αέρα επιτυγχάνεται με λεπτομερή σχεδιασμό των αυλών εισαγωγής, τη θέση των βαλβίδων και φυσικά το σχήμα του



Σχήμα 1.8: Τυπική διάταξη Συστήματος Κοινού Συλλέκτη σε Δίχρονο Ναυτικό Κινητήρα

θαλάμου καύσεως. Στους κινητήρες άμεσου ψεκασμού η χρήση προθερμαντήρα βελτιώνει την κρύα εκκίνηση.

### Κινητήρες έμμεσου ψεκασμού

Στους κινητήρες έμμεσου ψεκασμού (IDI) το πετρέλαιο ψεκάζεται στο προθάλαμο καύσης αναμειγμένο με συμπιεσμένο αέρα. Από εκεί, ξεκινά η ανάφλεξη η οποία μετέπειτα μεταβιβάζεται στο κυρίως θάλαμο καύσης. Αυτοί οι κινητήρες με τη σειρά τους χωρίζονται σε :

- Κινητήρες με προθάλαμο καύσης. Ο προθάλαμος κατασκευάζεται στην κυλινδροκεφαλή. Ο αέρας καθώς συμπιέζεται από το έμβολο μπαίνει με μεγάλη ταχύτητα και ανάδευση στον προθάλαμο. Στη συνέχεια το καύσιμο ψεκάζεται στον προθάλαμο και η καύση αρχίζει εκεί. Από τον προθάλαμο εξέρχονται με μεγάλη ταχύτητα καυσαέρια και καύσιμο το οποίο συνεχίζει να καίγεται στον κυρίως θάλαμο πάνω από το έμβολο.
- Κινητήρες με θάλαμο στροβιλισμού. Ο θάλαμος στροβιλισμού κατασκευάζεται ως ένθετος στην κυλινδροκεφαλή. Ο αέρας καθώς συμπιέζεται από το έμβολο μπαίνει με μεγάλη ταχύτητα και στροβιλισμό στον προθάλαμο. Εκεί το καύσιμο ψεκάζεται στον θάλαμο στροβιλισμού

και αρχίζει η καύση. Από τον προθάλαμο εξέρχονται με μεγάλη ταχύτητα καυσαέρια και καύσιμο το οποίο συνεχίζει να καίγεται στον κυρίως θάλαμο πάνω από το έμβολο.

### **Σύγκριση κινητήρων άμεσου και έμμεσου ψεκασμού**

Τα πλεονεκτήματα των κινητήρων άμεσου ψεκασμού είναι:

- Υψηλός βαθμός απόδοσης
- Μικρή ειδική κατανάλωση καυσίμου
- Καλή ικανότητα ψυχρής εκκίνησης
- Κυλινδροκεφαλή με απλή σχεδίαση

Ωστόσο, οι εν λόγω κινητήρες παρουσιάζουν σημαντικά μειονεκτήματα όπως:

- Σκληρός θόρυβος λειτουργίας
- Υψηλή θερμική και μηχανική φόρτιση

Από την άλλη οι κινητήρες έμμεσου ψεκασμού παρουσιάζουν τα εξής πλεονεκτήματα:

- Πιο ήρεμη καύση σε δύο βαθμίδες
- Πιο μαλακός θόρυβος λειτουργίας

Τα κύρια μειονεκτήματα αυτής της κατηγορίας κινητήρων είναι:

- Υψηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου, ελαφρά μικρότερος θερμικός βαθμός απόδοσης
- Κυλινδροκεφαλή με πολύπλοκη σχεδίαση
- Ανάγκη για υποβοήθηση ψυχρής εκκίνησης με προθερμαντήρα

### **1.1.7 Υπερπλήρωση στους κινητήρες Diesel**

Σε έναν κινητήρα Diesel η διαδικασία της καύσης συμβαίνει σε πολύ περιορισμένο χρόνο αφού τα φυσικά φαινόμενα της εξάτμισης του καυσίμου και της ανάμιξης 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 οδηγεί στο συμπέρασμα ότι οι μέγιστες στροφές στους κινητήρες Diesel έχουν ένα άνω όριο, το οποίο μάλιστα είναι

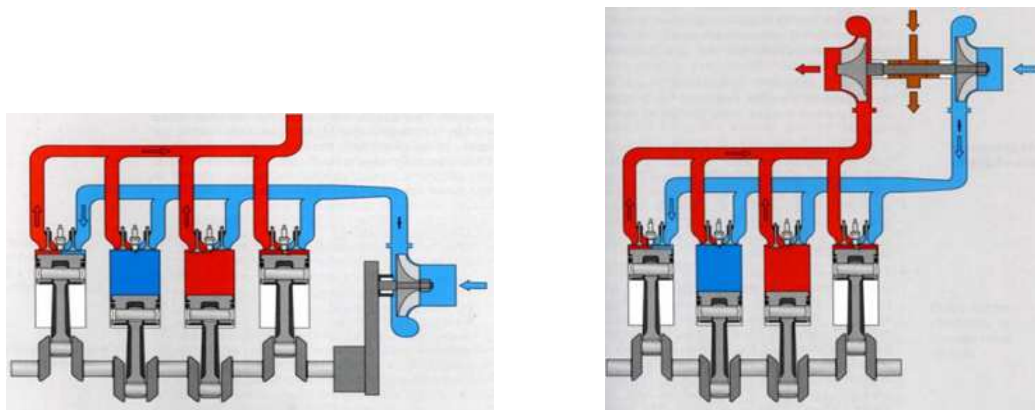
αρκετά μικρότερο από αυτό των κινητήρων Otto. Έτσι, αφού δεν είναι δυνατόν να αυξηθεί αρκετά η ταχύτητα περιστροφής τους, για να αυξηθεί η αποδιδόμενη ισχύς αποτελεσματικά είναι αναγκαία η λύση της υπερπλήρωσης.

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 είναι εφικτή η χρήση περισσότερου καυσίμου, ώστε να παράγεται περισσότερη ισχύς.

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 μειώνεται σημαντικά το μέγεθος ενός κινητήρα Diesel για συγκεκριμένη ισχύ, καθώς και αυξάνεται σημαντικά η αποδιδόμενη ισχύς του, ανάλογα με τις απαιτήσεις της εκάστοτε εφαρμογής. Έτσι με τη χρήση υπερπλήρωσης είναι δυνατό να γίνει ανταγωνιστικότερος ένας κινητήρας Diesel έναντι ενός κινητήρα Otto σε εφαρμογές όπως η κίνηση επιβατικών οχημάτων. Επιπλέον με τη χρήση υπερπλήρωσης μπορεί να αυξηθεί σε μεγάλο βαθμό η ισχύς ενός κινητήρα 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 αξιοποιηθεί η εναπομείνασα ενέργεια που βρίσκεται στα καυσαέρια μέσω της χρήσης στροβίλου συνδεδεμένου σε κοινό άξονα με το συμπιεστή. Έτσι δημιουργείται 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 που ακολουθεί φαίνεται ένας τυπικός στροβιλο-υπερπληρωτής [1].

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 δοθεί ιδιαίτερη μέριμνα κατά την κατασκευή του. Επίσης, θα πρέπει να δοθεί έμφαση στην αεροθερμοδυναμική σύζευξη του στροβιλοϋπερπληρωτή και του κινητήρα. Τα χαρακτηριστικά των στροβιλοϋπερπληρωτών είναι θεμελιωδώς διαφορετικά από αυτά των εμβολοφόρων κινητήρων, κάτι που οδηγεί σε προβλήματα όταν συνδυάζονται. Επίσης λόγω της αδράνειας του άξονα του στροβιλοϋπερπληρωτή υπάρχει καθυστέρηση στην



(α) Τυπική διάταξη Μηχανικής Υπερπλήρωσης

(β) Τυπική διάταξη Στρόβιλο-Υπερπλήρωσης

Σχήμα 1.9: Οι τυπικές διατάξεις Μηχανικής Υπερπλήρωσης και Στρόβιλο-Υπερπλήρωσης μιας μηχανής Diesel.

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 γίνεται 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 γίνεται πιο έντονο όσο ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσής 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, παρατηρείται μία γενικότερη αύξηση των θερμοκρασιών σε όλον τον κύκλο λειτουργίας του κινητήρα, με αποτέλεσμα να αυξάνεται η θερμική καταπόνησή του. Για να λυθεί το πρόβλημα αυτό, είναι απαραίτητο να ψυχθεί ο αέρας στην έξοδο του συμπιεστή και πριν την είσοδο του κινητήρα (intercooling), με τη χρήση ψυγείου του αέρα υπερπληρώσεως. Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται ανύψωση της πυκνότητάς του και τελικά ένας καλύτερος βαθμός υπερπλήρωσης του κινητήρα. Φυσικά, τα παραπάνω αυξάνουν την πολυπλοκότητα του κινητήρα και γενικότερα μιας εγκατάστασης και ανάλογα με την ανάλυση των οικονομοτεχνικών κριτηρίων αποφασίζεται αν θα γίνει χρήση της διάταξης ή όχι.



## 1.2 Η θέση του μεγάλου κινητήρα Diesel σήμερα

Οι κινητήρες Diesel μετά από μακροχρόνια έρευνα κατέληξαν να αποτελούν σήμερα το σημαντικότερο μέσο πρόωσης των 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 [5, 7].

Συνοπτικά τα χαρακτηριστικά που οδήγησαν στη μεγάλη διάδοση του κινητήρα Diesel στον τομέα της ναυτιλίας είναι:

- Υψηλός βαθμός απόδοσης
- Δυνατότητα λειτουργίας με μεγάλο φάσμα καυσίμων
- Μικρές ταχύτητες περιστροφής για απευθείας κίνησης της έλικας
- Υψηλή συγκέντρωση ισχύος
- Αξιόπιστη και ασφαλής λειτουργία
- Περιορισμένες εκπομπές ρύπων

Η σημαντική βελτίωση του βαθμού απόδοσης, σε τιμές που ξεπερνούν και το 50% οφείλεται στους παρακάτω παράγοντες:

- Αύξηση του λόγου διαδρομής/διάμετρος εμβόλου
- Αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης
- Βελτίωση της σχεδίασης του θαλάμου καύσης
- Βελτίωση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή
- Κατασκευή και χρήση συστημάτων έγχυσης καυσίμου υψηλής πίεσης έγχυσης
- Αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος
- Βελτίωση του μηχανισμού της καύσης

### 1.2.1 Κατηγορίες και κριτήρια επιλογής ναυτικών κινητήρων Diesel

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 300 rpm.
  2. Μεσόστροφους, οι οποίοι στρέφονται με ταχύτητα μεταξύ 300 και 900 rpm.
  3. Ταχύστροφους, στους οποίους περιλαμβάνεται κάθε κινητήρας με μέγιστη ταχύτητα περιστροφής που ξεπερνά τις 900 rpm.
- Φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένοι.

Για την επιλογή της κύριας μηχανής πρόωσης ενός πλοίου λαμβάνονται υπόψη παράγοντες που επηρεάζουν τις ακόλουθες κατηγορίες:

- Απαιτήσεις φορτίου
  1. Είδος πλοίου
  2. Κάλυψη απαιτήσεων ισχύος
  3. Σχεδιασμός έλικας
  4. Σχεδιασμός υποσυστημάτων (παροχής αέρα, ψύξεως, εκκίνησης, κλπ)
- Απαιτήσεις περιβάλλοντος
  1. Είδος πλοίου-γεωμετρικοί περιορισμοί
  2. Ανάλυση δυναμικών φαινομένων
- Απαιτήσεις χρήσης
  1. Βάρος εγκατάστασης, Κόστος εγκατάστασης, λειτουργίας, συντήρησης, Αξιοπιστία
  2. Σχεδιασμός/επιλογή στοιχείων μετάδοσης ισχύος (αξονικού συστήματος, μειωτήρα, εδράνων)

### 1.2.2 Σύνοψη θεωρία βραδύστροφου ναυτικού κινητήρα Diesel

Στα μεγάλα πλοία (bulk carriers, μεγάλα tankers) όπου χρησιμοποιούνται κινητήρες Diesel μεγάλου μεγέθους ως κύριες μηχανές πρόωσης, πλέον έχει επικρατήσει η χρήση του δίχρονου βραδύστροφου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με βάκτρο και σταυρό (crosshead). Οι κινητήρες αυτοί έχουν μεγάλο λόγο διαδρομής-διαμέτρου εμβόλου. 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. Συνδέονται άμεσα με την έλικα, χωρίς μειωτήρα. Επιπλέον στο βραδύστροφους κινητήρες 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. Επίσης, το επίπεδο θορύβου διατηρείται σε αρκετά χαμηλό επίπεδο. Ένα άλλο χαρακτηριστικό τους είναι το γεγονός ότι 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.

Το μέγεθος ενός δίχρονου ναυτικού κινητήρα εξαρτάται από αρκετούς παράγοντες και ένα σημαντικό χαρακτηριστικό είναι η αναπτυσσόμενη ισχύς. Ο αριθμός των κυλίνδρων καθορίζει την ισχύ της μηχανής όμως η ισχύς του κάθε κυλίνδρου καθορίζεται σε μεγάλο βαθμό από τη διάμετρο του εμβόλου (bore) και τη διαδρομή του εμβόλου (stroke). Η βασική εξίσωση που προσδιορίζει την ισχύ ενός κυλίνδρου μιας δίχρονης μηχανής είναι:

$$P = \bar{p}_i \cdot A \cdot s \cdot \frac{n}{60} \quad (1.7)$$

όπου  $P$  η μέγιστη ισχύς σε Watt,  $\bar{p}_i$  η μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου,  $A$  η επιφάνεια του εμβόλου σε  $m^2$ ,  $s$  η διαδρομή του εμβόλου σε  $m$  και  $n$  οι στροφές της μηχανής σε rpm

Η διάμετρος ( $D$ ) του εμβόλου καθορίζει τη διατομή του ( $A$ ) και ποικίλει από 260mm στις μικρές μηχανές ως 980mm για τις μεγαλύτερες. Τα μεγάλα πλοία, με τις μεγάλες έλικες, απαιτούν για υψηλό βαθμό απόδοσης της έλικας, χαμηλές ταχύτητες. Γι' αυτό το λόγο η ταχύτητα περιστροφής της έλικας του πλοίου παίζει σημαντικό ρόλο στην επιλογή του κινητήρα ενός πλοίου. Γενικά, για δεδομένη ταχύτητα πλοίου, οι πιο χαμηλές στροφές και άρα η πιο μεγάλη διάμετρος της έλικας μέσα στους περιορισμούς λόγω βυθίσματος του πλοίου, οδηγούν σε μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως πρόωσης και ως εκ τούτου στη μείωση της κατανάλωσης της εγκατάστασης πρόωσης. Όμως επειδή η μέση ταχύτητα

εμβόλου δεν μπορεί να πέσει κάτω από μια ορισμένη τιμή, η μείωση των στροφών επιτυγχάνεται με αύξηση της διαδρομής του εμβόλου ( $s$ ) που οδηγεί σε μεγάλους λόγους διαδρομής/διαμέτρου εμβόλου ( $s/D$ ), κυρίως στους μεγάλους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες.

Οι δίχρονες μηχανές σήμερα έχουν λόγο διαδρομής/διατομής εμβόλου (stroke to bore ratio) μεταξύ 2.5 και 4.5 ανάλογα την εφαρμογή. Η ταχύτητα του εμβόλου σε κανονική λειτουργία εξαρτάται από το ρυθμό της καύσης (combustion rate) και την διόγκωση των καυσαερίων. Επίσης με τη μεγαλύτερη διαδρομή εμβόλου επιτρέπεται στο καυσαέριο να διογκωθεί περαιτέρω, επιτυγχάνοντας μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου, διότι απορροφάται περισσότερη ενέργεια από το διογκούμενο καυσαέριο. Αυτό έχει σαν συνέπεια τη χρήση ευθύγραμμης (uniflow) απόπλυσης κυλίνδρου απ' όλους τους κατασκευαστές μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων με απευθείας μετάδοση ισχύος στην έλικα. Με το σύστημα ευθύγραμμης σάρωσης επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου με αποτέλεσμα τη μείωση της ειδικής καταναλώσεως καυσίμου και συγχρόνως μείωση της θερμικής καταπόνησης των τμημάτων του κινητήρα. Υπάρχει επίσης περισσότερη απορριπτόμενη θερμική ενέργεια καυσαερίων που μπορεί να ανακτηθεί, επειδή λόγω της ευθύγραμμης προς τα άνω κίνησης αέρα και καυσαερίων, μειώνεται η απώλεια θερμότητας προς το ψυκτικό μέσο, μέσω των τοιχωμάτων των κυλίνδρων. Μια τέτοια μηχανή είναι ωστόσο ψηλότερη και φαρδύτερη από την κανονική έκδοση της μηχανής και απαιτεί περισσότερο χώρο, άρα μεγαλύτερο μηχανοστάσιο.

Όλες οι μεγάλες δίχρονες ναυτικές μηχανές είναι υπερπληρωμένες και φέρουν ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης, αφενός για να αυξηθεί περαιτέρω η συγκέντρωση ισχύος για συγκεκριμένο μέγεθος μηχανής και για να επιτυγχάνεται καλύτερη σάρωση του κυλίνδρου, αφετέρου διότι έτσι επιτυγχάνεται εκμετάλλευση της θερμικής ενέργειας των καυσαερίων και αυξάνεται ο βαθμός απόδοσης του κινητήρα.

### 1.2.3 Λόγοι επικράτησης του δίχρονου βραδύστροφου κινητήρα Diesel στο χώρο της ναυτιλίας

Όπως προκύπτει και από τα παραπάνω η επικράτηση των δίχρονων κινητήρων έναντι των τετράχρονων στο χώρο της ναυτιλίας οφείλεται στα εξής χαρακτηριστικά:

- **Επιλογή καυσίμου:** Οι τιμές των καυσίμων έχουν πάει στα ύψη και για καλύτερη ποιότητα των καυσίμων προστίθεται μεγάλο κόστος στη λειτουργία του πλοίου. Οι δίχρονες μηχανές μπορούν να κάψουν χαμηλής ποιότητας καύσιμα και επομένως να μειώσουν το λειτουργικό κόστος του πλοίου.
- **Ισχύς:** Οι δίχρονες μηχανές πραγματοποιούν διπλάσιο αριθμό διεργασιών καύσης από τις τετράχρονες για την ίδια ταχύτητα περιστροφής. Θεωρητικά

μία δίχρονη μηχανή αναπτύσσει τη διπλάσια ισχύ από μία τετράχρονη. Στην πράξη αναπτύσσει 1.7 με 1.8 φορές μεγαλύτερη ισχύ από μία τετράχρονη των ίδιων διαστάσεων και της ίδιας ταχύτητα. Ο λόγος αυξάνεται ακόμα περισσότερο στις αργόστροφες μηχανές.

- **Αποδοτικότητα:** Η θερμική και η μηχανική απόδοση του δίχρονου κινητήρα είναι καλύτερη από του τετράχρονου. Η μεταφορά θερμότητας από τον κινητήρα προς το σύστημα ψύξης είναι μικρότερη σε μία δίχρονη μηχανή από ότι σε μία τετράχρονη. Κάτι τέτοιο ενισχύει σημαντικά την απόδοση του κινητήρα.
- **Περισσότερο φορτίο:** Το πλοίο μπορεί να μεταφέρει περισσότερο βάρος και ως εκ τούτου περισσότερο φορτίο με δίχρονους κινητήρες, λόγω του υψηλού λόγου ισχύος προς βάρος.
- **Αξιοπιστία:** Οι δίχρονοι κινητήρες θεωρείται ότι έχουν πιο αξιόπιστη λειτουργία από τους τετράχρονους κυρίως λόγω της απλούστερης κατασκευής τους.
- **Λιγότερη συντήρηση:** Χρειάζονται λιγότερο χρόνο συντήρησης από τους τετράχρονους κινητήρες.
- **Έλεγχος κατεύθυνσης:** Η άμεση εκκίνηση και η αναστροφή πραγματοποιούνται ευκολότερα με δίχρονες μηχανές.

Συμπληρωματικά με τα πλεονεκτήματα της δίχρονης λειτουργίας τα πλεονεκτήματα ενός βραδύστροφου τύπου κινητήρα που κάνουν τον συγκεκριμένο τύπο κινητήρα τον καταλληλότερο για την πρόωση μεγάλων πλοίων είναι:

- Μικρή κατανάλωση βαρέως καυσίμου χαμηλής ποιότητας.
- Απλότητα στη σχεδίαση και κατασκευή με μικρό αριθμό κυλίνδρων.
- Υψηλή λειτουργική αξιοπιστία. Λιγότερους κυλίνδρους και συνεπώς λιγότερα κινούμενα μέρη ως εκ τούτου μικρότερη πιθανότητα να δημιουργηθεί κάποιο πρόβλημα.
- Το επίπεδο θορύβου του είναι αρκετά χαμηλότερο από αυτό του μεσόστροφου τύπου.

## 1.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης του ναυτικού κινητήρα Diesel

### 1.3.1 Καμπύλες έλικας και ισχύος κινητήρα

Η συνολική αντίσταση  $R$  που ασκείται στην έλικα είναι ανάλογη προς το τετράγωνο της ταχύτητας του πλοίου  $V$ , δηλαδή,  $R = c \cdot V^2$ , όπου  $c$  είναι μία σταθερά. Η σχέση αυτή ισχύει με μεγάλη ακρίβεια, ειδικά όταν αναφερόμαστε σε πλοία χαμηλής ταχύτητας των οποίων η αντίσταση τριβής λόγω κίνησης μέσα στο νερό αποτελεί έως και το 90% της συνολικής αντίστασης. Η απαιτούμενη ισχύς  $P$  είναι ανάλογη προς την τρίτη δύναμη της ταχύτητας  $V$  και συνεπώς:

$$P = r \cdot V = c \cdot V^3 \quad (1.8)$$

Για ένα πλοίο με μία έλικα σταθερού βήματος, δηλαδή, μία έλικα της οποίας το βήμα δεν είναι δυνατό να μεταβληθεί, η ταχύτητα  $V$  θα είναι ανάλογη προς τον ρυθμό περιστροφής  $n$ , δηλαδή:

$$P = c \cdot n^3 \quad (1.9)$$

Η παραπάνω εξίσωση εκφράζει ακριβώς τον νόμο της έλικας, που διατυπώνεται ως εξής: “η αναγκαία ισχύς που απορροφάται από την έλικα είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη του ρυθμού περιστροφής της”.

Πραγματικές μετρήσεις έδειξαν ότι η σχέση μεταξύ ισχύος και στροφών μηχανής για μια δεδομένη κατάσταση καιρού είναι αρκετά λογική, αν και η σχέση ισχύος και ταχύτητας πλοίου συχνά εμφανίζεται με μια δύναμη μεγαλύτερη του τρία. Μια λογική σχέση, που θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για κάποιες εκτιμήσεις στο πεδίο κανονικών ταχυτήτων πλοίων, θα ήταν:

- Για πλοία υψηλών ταχυτήτων όπως πλοία εμπορευματοκιβωτίων:  $P = c \cdot V^{4.5}$
- Για πλοία μεσαίου μεγέθους και ταχύτητας όπως ψυγεία, RoRo κλπ:  $P = c \cdot V^4$
- Για πλοία χαμηλής ταχύτητας, όπως δεξαμενόπλοια, πλοία φορτίου χύδην, μικρά πλοία εμπορευματοκιβωτίων κλπ:  $P = c \cdot V^{3.5}$

Ο νόμος της έλικας για πλοία με έλικα σταθερού βήματος χρησιμοποιείται εκτενώς σε λειτουργία με μερική φόρτιση. Έτσι χρησιμοποιείται επίσης και στο διάγραμμα φόρτισης και στο πεδίο λειτουργίας των κινητήρων Diesel, για να προσδιορίσει τις καμπύλες λειτουργίας της μηχανής για καθαρή και ρυπασμένη γάστρα.

Όπως είναι γνωστό, η ισχύς πέδης  $P_e$  ενός κινητήρα Diesel είναι ανάλογη της μέσης πίεσης  $\bar{p}_e$  (mean effective pressure-mer) και τον αριθμό στροφών της μηχανής  $n$ . Χρησιμοποιώντας μια σταθερά  $c$ , η  $P$  μπορεί να εκφραστεί όπως παρακάτω, όπου για σταθερή mer, η ισχύς είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής:

$$P_e = c \cdot \bar{p}_e \cdot n \quad (1.10)$$

Όταν χρησιμοποιείται έλικα σταθερού βήματος, η απαιτούμενη ισχύς μπορεί να εκφραστεί σύμφωνα με το νόμο της έλικας ως:

$$P_e = c \cdot n^3 \quad (1.11)$$

Οπότε για ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος, η ισχύς πέδης  $P_e$  μπορεί να εκφραστεί ως μια εκθετική συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής  $n$  με εκθέτη  $i$ , δηλαδή:

$$P_e = c \cdot n^i \quad (1.12)$$

Οι εκθετικές συναρτήσεις μπορούν να παρασταθούν ως γραμμικές σε λογαριθμική κλίμακα, μετασχηματίζοντας την παραπάνω σχέση στη μορφή  $y = ax + b$  ως εξής:

$$\log P = i \cdot \log n + \log c \quad (1.13)$$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 3$  και οι γραμμές της σταθερής mer θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 1$ . Έτσι, χρησιμοποιείται λογαριθμική κλίμακα μετατρέποντας τις διάφορες καμπύλες σε απλές ευθείες γραμμές.

### 1.3.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής

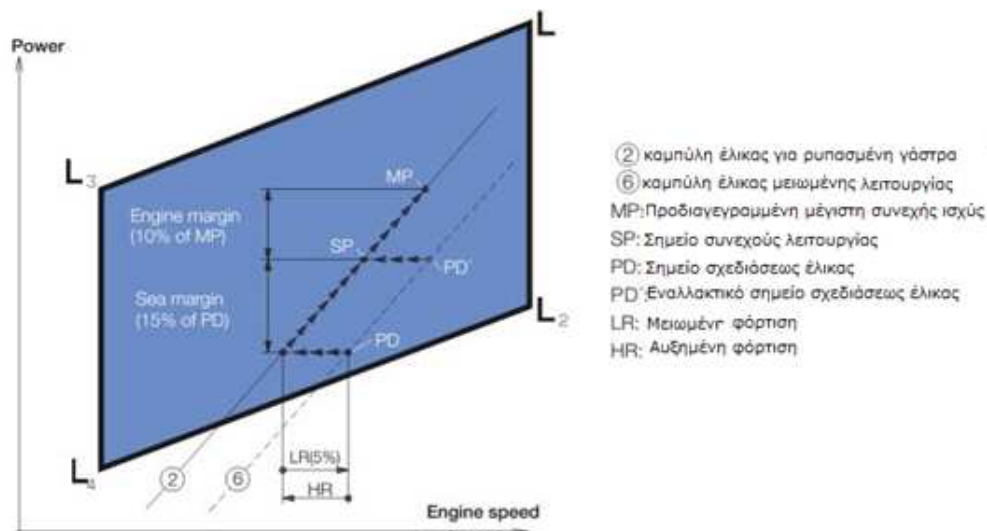
#### Σημείο σχεδιάσεως έλικας

Κανονικά, οι εκτιμήσεις για την απαιτούμενη ισχύ της έλικας και την ταχύτητα περιστροφής της βασίζονται σε θεωρητικούς υπολογισμούς και συχνά σε μετρήσεις σε πειραματικές δεξαμενές, και τα δύο όμως υποθέτουν βέλτιστες συνθήκες λειτουργίας, δηλαδή, καθαρή γάστρα και καλό καιρό. Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει μπορεί να ονομαστεί σημείο σχεδιάσεως της έλικας (propeller design point-PD, Σχήμα 1.10). Από την άλλη μεριά, μερικά ναυπηγεία ή/και κατασκευαστές ελίκων χρησιμοποιούν μερικές φορές ένα σημείο σχεδιάσεως της έλικας λαμβάνοντας υπ' όψη τους παράγοντες [4]:

- ρυπασμένης γάστρας και έλικας - λειτουργία με αυξημένη φόρτιση λόγω αύξησης της τραχύτητας της γάστρας και της έλικας (**Heavy Running-HR**).
- περιθώριο θαλάσσης - λειτουργία με αυξημένη φόρτιση λόγω κακού καιρού (**sea margine**).

### Σημείο συνεχούς λειτουργίας

Ο συνδυασμός ταχύτητας και ισχύος που προκύπτει όταν συμπεριλαμβάνεται η βαριά λειτουργία έλικας (Heavy Running) και το περιθώριο θαλάσσης (sea margin) ονομάζεται ισχύς πρόωσης συνεχούς λειτουργίας (**Service Point-SP**) με ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό. Η ισχυρώς φορτισμένη καμπύλη έλικας (2) για ρυπασμένη γάστρα και άσχημο καιρό θα χρησιμοποιείται κανονικά ως η βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής, και η καμπύλη έλικας για καθαρή γάστρα και καλό καιρό (6) θα αντιπροσωπεύει τη λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση (**Light Running-LR**) [8, 4].



Σχήμα 1.10: Το διάγραμμα ρυθμίσεως μηχανής και σημεία λειτουργίας

### Ισχύς συνεχούς λειτουργίας

Η ισχύς συνεχούς λειτουργίας (continuous service rating-S) είναι η ισχύς, συμπεριλαμβανομένου και του περιθωρίου θαλάσσης, στην οποία ο κινητήρας θεωρείται ότι λειτουργεί, και το σημείο S είναι το ίδιο με το σημείο πρόωσης σε λειτουργία SP, εκτός και αν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια στον άξονα κύριας μηχανής, οπότε θα έχουμε μια απώλεια ισχύος από τον κινητήρα προς τη γεννήτρια και δε θα χρησιμοποιείται όλη η ισχύς της μηχανής για πρόωση [8, 4].



### Συντελεστής λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση

Η καμπύλη της έλικας για ρυπασμένη γάστρα (και κακοκαιρία) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής (καμπύλη 2), ενώ η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα (και καλό καιρό) (καμπύλη 6), μπορεί να ισχύει για συνθήκες λειτουργίας σε καινούρια πλοία. Έτσι η καμπύλη της έλικας για καθαρή γάστρα αντιπροσωπεύει τη λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση (Light Running-LR) και μπορεί να συσχετισθεί με συνθήκες ρυπασμένης γάστρας μέσω ενός συντελεστή λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση  $f$ , ο οποίος, για ίδια ισχύ στην έλικα, ορίζεται ως η επί τοις εκατό αύξηση του ρυθμού περιστροφής  $n$ , σε σύγκριση με τον αριθμό περιστροφής με ρυπασμένη γάστρα δηλαδή [8, 4]:

$$f_{LR} = \frac{(n_{LR} - n_{HR})}{n_{LR}} \cdot 100\% \quad (1.14)$$

### Περιθώριο μηχανής

Εκτός από το περιθώριο θαλάσσης, ένα “περιθώριο μηχανής” της τάξης του 10% – 15% συχνά προστίθεται, ως ένα περιθώριο λειτουργίας της μηχανής. Το αντίστοιχο σημείο ονομάζεται “καθορισμένη μέγιστη συνεχής φόρτιση για πρόωση” (MP), και αναφέρεται στο γεγονός ότι ισχύς για το σημείο SP είναι 10% – 15% χαμηλότερη από αυτή του σημείου MP, δηλαδή ίση με το 80% – 90% του MP [8, 4].

### Καθορισμένη μέγιστη συνεχής φόρτιση (specified maximum continuous rating-M)

Η καθορισμένη μέγιστη συνεχής φόρτιση του κινητήρα (σημείο M) είναι η μέγιστη ισχύς που απαιτείται από το ναυπηγείο ή τον ιδιοκτήτη για συνεχή λειτουργία του κινητήρα. Το σημείο MP είναι το ίδιο με το συγκεκριμένο σημείο MCR (μέγιστης συνεχούς λειτουργίας) της μηχανής (M) εκτός αν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια που κινείται από τον άξονα της κύριας μηχανής. Σε τέτοια περίπτωση, η επιπλέον απαιτούμενη ισχύς της γεννήτριας πρέπει επίσης να ληφθεί υπ’ όψη [8, 4].

Αξίζει να σημειωθεί ότι η λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση, ρυπασμένη γάστρα και περιθώριο θάλασσας είναι επικαλυπτόμενοι όροι. Η λειτουργία με μειωμένη ή αυξημένη φόρτιση της έλικας αφορά τη χειροτέρευση της γάστρας και της έλικας, τον άσχημο καιρό και το περιθώριο της θάλασσας (δηλαδή πρόσθετη ισχύς στην έλικα αφορά την επίδραση του ανέμου και της θάλασσας). Βασιζόμενοι σε εμπειρία και στοιχεία από την πράξη, φαίνεται λογικό να σχεδιαστεί η έλικα για λειτουργία με μειωμένη φόρτιση κατά 2.5% – 5%. Όμως, ο βαθμός της μειωμένης φόρτισης πρέπει να αποφασιστεί με βάση την εμπειρία από πραγματικές καταστάσεις λειτουργίας και τη σχεδίαση της γάστρας.

### 1.3.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής

Για τις 2-Χ μηχανές, που ο κατασκευαστής προσφέρει τη δυνατότητα ρυθμίσεως σύμφωνα με τις επιθυμίες του πελάτη, το προσφερόμενο διάγραμμα ρυθμίσεως (ή πεδίο λειτουργίας) τους περιορίζεται από δύο ευθείες μέσης ενδεικνύμενης πίεσης (μερ) L1-L3 και L2-L4 και από δύο ευθείες σταθερής ταχύτητας της μηχανής, L1-L2 και L3-L4. Το σημείο L1 αντιστοιχεί στην ονομαστική μέγιστη συνεχή ισχύ του συγκεκριμένου τύπου μηχανής. Μέσα στο πεδίο λειτουργίας υπάρχει απόλυτη ελευθερία να επιλέξει κανείς και να ορίσει ως MCR (maximum continuous rating, μέγιστη συνεχής λειτουργία) οποιοδήποτε σημείο  $M$  και το αντίστοιχο σημείο βέλτιστης λειτουργίας  $O$  (όπως θα δούμε παρακάτω), που είναι το βέλτιστο για το πλοίο και τις προδιαγραφές χρήσεως και λειτουργίας.

#### Καθορισμένο MCR (M)

Με βάση τα σημεία λειτουργίας της μηχανής και της προώσεως, όπως βρέθηκαν προηγουμένα, μπορεί κανείς να σχεδιάσει (στο ίδιο διάγραμμα) το πεδίο λειτουργίας μίας σχετικής μηχανής. Το συγκεκριμένο σημείο MCR ( $M$ ) πρέπει να βρίσκεται μέσα στα περιθώρια του διαγράμματος ρυθμίσεως, εάν δεν είναι, η ταχύτητα της έλικας θα πρέπει να αλλάξει ή κάποιος άλλος τύπος κύριας μηχανής πρέπει να εκλεγεί. Ωστόσο σε ειδικές περιπτώσεις, το σημείο  $M$  μπορεί να βρίσκεται δεξιά της γραμμής L1-L2.

#### Σημείο βέλτιστης λειτουργίας (O)

Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας  $O$  είναι το σημείο ισχύος και ταχύτητας περιστροφής όπου ρυθμίζονται ο χρονισμός της μηχανής και ο λόγος συμπίεσης σε σχέση με την πίεση αέρα σάρωσης. Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας τοποθετείται στη γραμμή 1 του διαγράμματος φόρτισης, και η βέλτιστη ισχύς μπορεί να είναι από 85% έως 100% της ισχύος του σημείου  $M$ . Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας  $O$  πρέπει να τοποθετείται μέσα στο πεδίο λειτουργίας της μηχανής. Σε μερικές περιπτώσεις, το καθορισμένο σημείο (MCR, M), μπορεί να τοποθετείται έξω από το πεδίο λειτουργίας, αλλά μόνον δεξιά της γραμμής L1-L2 και, φυσικά μόνο όταν το σημείο βέλτιστης λειτουργίας  $O$  βρίσκεται μέσα στο διάγραμμα ρυθμίσεως.

### 1.3.4 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής

Το διάγραμμα φόρτισης καθορίζει τα όρια ισχύος και στροφών λειτουργίας για συνεχή καθώς και για υπερφορτισμένη λειτουργία, ενός εγκατεστημένου κινητήρα που έχει σημείο βέλτιστης λειτουργίας  $O$  και καθορισμένο σημείο (MCR, M), που ανταποκρίνεται στις προδιαγραφές του πλοίου.

Το σημείο A είναι ένα σημείο αναφοράς 100% ισχύος και στροφών του διαγράμματος φορτίσεως και ορίζεται ως το σημείο της καμπύλης της έλικας που περνά από το σημείο βέλτιστης λειτουργίας O και έχει την καθορισμένη ισχύ MCR.

Κανονικά το σημείο M είναι το ίδιο με το σημείο A, αλλά σε ειδικές περιπτώσεις, όπως για παράδειγμα όταν υπάρχει γεννήτρια στον άξονα, το σημείο M μπορεί να τοποθετηθεί στα δεξιά του σημείου A επί της γραμμής 7. Τα σημεία λειτουργίας του εγκατεστημένου κινητήρα συμπεριλαμβάνουν την απαιτούμενη ισχύ του κινητήρα για την πρόωση του πλοίου και για τη γεννήτρια του άξονα, αν υπάρχει.



Σχήμα 1.11: Το διάγραμμα φόρτισης της μηχανής

### 1.3.5 Χαμηλότερη ρύθμιση κινητήρα

Μια διαθέσιμη επιλογή για τη μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου των ναυτικών μηχανών Diesel είναι η χαμηλότερη ρύθμιση του κινητήρα, το λεγόμενο derating. Αυτό σημαίνει λειτουργία του κινητήρα στην κανονική μέγιστη πίεση κυλίνδρου του σημείου συνεχούς λειτουργίας της αλλά σε χαμηλότερη μέση πίεση και ταχύτητα. Αλλάζοντας το χρονισμό της έγχυσης καυσίμου, αλλάζει η σχέση μέσης-μέγιστης πίεσης, οδηγώντας σε αξιοσημείωτη οικονομία στην κατανάλωση καυσίμου. Το derating είναι ουσιαστικά η ρύθμιση της απόδοσης της μηχανής στο να αποδίδει τη μέγιστη πίεση σε χαμηλότερες ταχύτητες της μηχανής, σε σημείο δηλαδή που βρίσκεται πιο χαμηλά στην καμπύλης της έλικας [10]. Πρακτικά συνίσταται στην τοποθέτηση μια μηχανής μεγαλύτερης ισχύος από αυτή που χρειάζεται για την πρόωση του πλοίου, ρυθμισμένη σε χαμηλότερες στροφές,

σε σημείο δηλαδή αρκετά μέσα και αριστερά (κοντά στη γραμμή L3-L4) στο διάγραμμα ρυθμίσεως. Για συγκεκριμένο πλοίο, χωρίς αλλαγή της έλικας, αυτό θα οδηγήσει σε χαμηλότερη ταχύτητα πλοίου, όμως στην πράξη η πρακτική αυτή εφαρμόζεται μόνο σε νεότευκτα πλοία, στα οποία μια μηχανή με χαμηλότερη ρύθμιση (derating) έχει ταιριαστεί εξ αρχής με τη βέλτιστη έλικα που θα μπορεί να απορροφήσει την παραγόμενη ισχύ σε χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής. Η μελέτη για μια derated μηχανή δηλαδή πρέπει να γίνει κατά τη φάση της αρχικής κατασκευής του πλοίου ώστε να ταιριαστεί με την κατάλληλη έλικα και δεν μπορεί να γίνει εκ των υστέρων. Επίσης αυτή η επιλογή, αν και επιφέρει υψηλό κόστος αρχικά, διότι απαιτεί μεγαλύτερη μηχανή απ'ότι χρειάζεται το πλοίο, αποδεικνύεται συμφέρουσα στη διάρκεια ζωής του πλοίου, λόγω της εξοικονόμησης καυσίμου, ενώ αν απαιτηθεί σε μεταγενέστερο στάδιο αύξηση της ισχύος της μηχανής του πλοίου, αυτή θα είναι ήδη διαθέσιμη και απλώς θα χρειαστεί μια καινούρια έλικα που να μπορεί να απορροφήσει αυτή την αυξημένη ισχύ και θα πρέπει να ξανά ρυθμιστεί ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου.

## Κεφάλαιο 2

# Η διαγνωστική διαδικασία στους κινητήρες Diesel

### 2.1 Η σημασία της διαγνωστικής διαδικασίας για τους κινητήρες Diesel

Η παρακολούθηση της λειτουργίας όπου γίνεται καταγραφή των μεγεθών σε πρώτο στάδιο και ο προσδιορισμός της λειτουργικής κατάστασης και της διάγνωσης βλαβών σε δεύτερο συνθέτουν την διαγνωστική διαδικασία στους κινητήρες Diesel. Η διαγνωστική διαδικασία είναι απαραίτητη για την εύρυθμη λειτουργία του κινητήρα καθώς παρέχει στον κινητήρα [6]:

- **Αξιόπιστη-Αδιάλειπτη λειτουργία:** Με την έγκαιρη διάγνωση ή πρόβλεψη βλαβών έχουμε άμεση επιδιόρθωση ή κατάλληλο προγραμματισμό συντήρησης αντίστοιχα.
- **Αποδοτική λειτουργία:** Μέσω της συνεχής παρατήρησης και ανάλυσης της λειτουργίας του κινητήρα επιτυγχάνεται η ελάχιστη δυνατή κατανάλωση καυσίμου και η μέγιστη δυνατή παραγωγή ισχύος, σε όλο το εύρος λειτουργίας,
- **Περιορισμός εκπομπών ρύπων:** Έλεγχος για τη συμμόρφωση του κινητήρα ως προς τους διεθνείς κανονισμούς σχετικά με την επιτρεπόμενη ποσότητα παραγόμενων αέριων ρύπων. Η σχετική νομοθεσία γίνεται ολοένα αυστηρότερη και απαιτείται η προσαρμογή των ναυτικών κινητήρων προκειμένου να ικανοποιηθούν οι απαιτήσεις.

Η αύξηση της τιμής του καυσίμου, που δεν προβλέπεται να μεταβληθεί σημαντικά το άμεσο μέλλον, έχει καταστήσει ακόμη πιο επιτακτική την ανάγκη

ανάπτυξης διαγνωστικών τεχνικών. Επιπλέον, η μείωση των ναύλων και η μείωση της ζήτησης διακίνησης εμπορευμάτων καθιστά επιβεβλημένη την πλεύση σε χαμηλή ταχύτητα (slow steaming), πρακτική που προσπαθούν να υιοθετήσουν κατά κόρον οι ναυτιλιακές εταιρείες. Όμως, οι μεγάλοι ναυτικοί κινητήρες, όπως προκύπτει από τον σχεδιασμό τους, δεν ενδείκνυνται για λειτουργία σε χαμηλό φορτίο. Στη περίπτωση αυτή οι διαγνωστικές τεχνικές μπορούν να χρησιμεύσουν σαν εργαλεία διερεύνησης και για την παρακολούθηση του κινητήρα. Η χρήση των διαγνωστικών συστημάτων μπορεί να συμβάλει στον προσδιορισμό των ρυθμίσεων ή των τεχνικών εκείνων που θα επιτρέψουν την λειτουργία του κινητήρα σε αυτές τις συνθήκες (πχ χρήση ενός εκ των δύο υπερπληρωτών, μετατροπή της έλικας με σκοπό την αλλαγή της φόρτισης, κ.α.). Παράλληλα θα συμβάλουν στην ανίχνευση κάποιου προβλήματος ή δυσλειτουργίας πριν αυτό έχει αρνητικές συνέπειες για τον κινητήρα.

## **2.2 Η επιτήρηση λειτουργίας - 1<sup>ο</sup> στάδιο διαγνωστικής διαδικασίας**

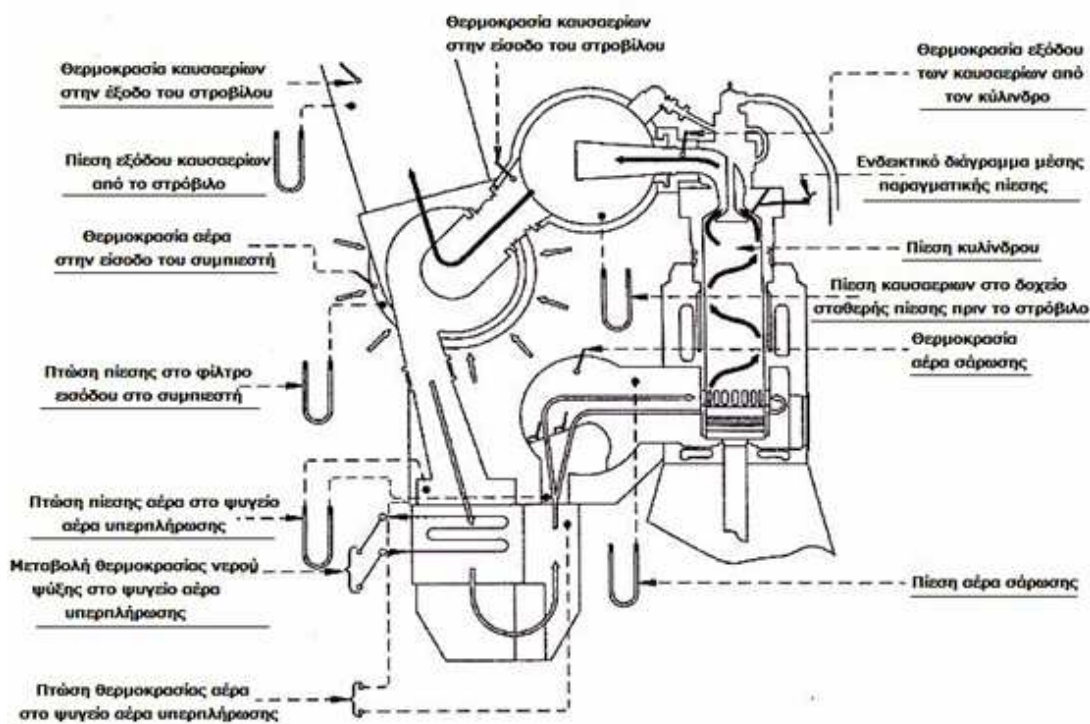
Η επιτήρηση λειτουργίας, όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω, είναι το πρώτο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας όπου γίνεται η μέτρηση μεγεθών απαραίτητων για μία πρώτη εικόνα της λειτουργικής συμπεριφοράς του κινητήρα. Κατά την επιτήρηση λειτουργίας είναι δυνατό να εντοπιστεί μια δυσλειτουργία ή βλάβη, όμως κατά πάσα πιθανότητα δεν είναι εφικτό να προσδιορισθεί το ακριβές αίτιο το οποίο την προκαλεί. Στα μετρούμενα μεγέθη συμπεριλαμβάνονται [6]:

- Η παραγόμενη ισχύς
- Η κατανάλωση καυσίμου
- Η πίεση του αέρα εισαγωγής
- Η θερμοκρασία του αέρα εισαγωγής
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων
- Η θερμοκρασία των καυσαερίων
- Η πίεση και η θερμοκρασία του καυσαερίου πριν το στροβίλο
- Η θερμοκρασία του αέρα πριν και μετά το ψυγείο αέρα
- Η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής
- Η στρεπτική ροπή

Οι μετρήσεις των θερμοκρασιών και των πιέσεων λαμβάνονται από αισθητήρες, κυρίως θερμοστοιχεία, και μετρητές σχετικής (μανομετρικής) πίεσης (pressure gauges) αντίστοιχα. Όλες οι θέσεις που λαμβάνονται οι μετρήσεις φαίνονται στο Σχήμα 2.1. Στις θέσεις αυτές λαμβάνονται οι μετρήσεις κατά τη διάρκεια των δοκιμών της μηχανής (εργοστασιακές και θαλάσσης) αλλά και κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της πάνω στο πλοίο, όπου υπάρχει σύστημα παρακολούθησης όλων αυτών των δεδομένων, για να έχουμε άμεση εικόνα ανά πάσα στιγμή του τι συμβαίνει σε κάθε θέση της μηχανής.

Εξόχως σημαντικό θεωρείται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα, το οποίο λαμβάνεται με ειδικό αισθητήρα στην κεφαλή του κάθε κυλίνδρου και από το οποίο εξάγονται πολύ χρήσιμες πληροφορίες για την κατάσταση του κινητήρα.

Εκτός από την πρωτογενή πληροφορία, μετά από επεξεργασία προκύπτουν πρόσθετες πληροφορίες για τη λειτουργική κατάσταση του κινητήρα όπως π.χ. η παραγόμενη ισχύς ανά κύλινδρο, η μέση πραγματική πίεση και η πίεση συμπίεσης. Ακόμα είναι δυνατόν να ανιχνεύονται συμβάντα όπως η έλλειψη έναυσης (misfire detection) ή η αύξηση των κραδασμών.



Σχήμα 2.1: Σύστημα Μέτρησης της υπό μελέτης μηχανής

## **2.3 Ο προσδιορισμός της λειτουργικής κατάστασης και η διάγνωση βλαβών - 2<sup>ο</sup> στάδιο διαγνωστικής διαδικασίας)**

Ο προσδιορισμός της λειτουργικής κατάστασης και η διάγνωση βλαβών αποτελούν το δεύτερο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας. Η «διαγνωστική πληροφορία» προκύπτει μετά από επεξεργασία και αξιολόγηση μεγεθών που παρέχουν πληροφορίες για τη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα και είτε να προέρχονται από το 1ο στάδιο είτε να συλλέγονται ξεχωριστά.

Οι διαγνωστικές μέθοδοι διαφοροποιούνται ανάλογα με το μέγεθος που χρησιμοποιείται σαν είσοδος και τον τρόπο επεξεργασίας της πληροφορίας. Ωστόσο πολλές φορές δεν είναι σαφής η διάκριση στο πρώτο και το δεύτερο στάδιο της διαγνωστικής διαδικασίας. Όμως το κοινό βασικό ζητούμενο είναι η ανίχνευση της δυσλειτουργίας και η πρόταση των απαραίτητων ρυθμίσεων, επεμβάσεων ή τροποποιήσεων για την αποκατάσταση της βλάβης και την επαναφορά του κινητήρα στην επιθυμητή κατάσταση. Στην επόμενη υποπαράγραφο γίνεται σύντομη περιγραφή των υφιστάμενων διαγνωστικών τεχνικών.

## **2.4 Σύντομη περιγραφή των υφιστάμενων διαγνωστικών τεχνικών**

### **2.4.1 Διαγνωστικές Τεχνικές Επεξεργασίας Λειτουργικών Δεδομένων με Μεθόδους Στατιστικής, Νευρωνικών Δικτύων ή Γενετικών Αλγορίθμων**

Αυτές οι τεχνικές βασίζονται στην σύγκριση της εκάστοτε λειτουργικής κατάστασης με μία κατάσταση αναφοράς. Πρακτικά γίνεται σύγκριση διάφορων λειτουργικών μεγεθών του κινητήρα. Ως εκ τούτου προσδιορίζεται η απόκλιση της κατάστασης του κινητήρα από την κατάσταση αναφοράς και γίνεται ο εντοπισμός, εφόσον υφίσταται, κάποιας βλάβης ή δυσλειτουργίας. Βασικό ελάττωμα των μεθόδων αυτών είναι ότι η κατάσταση αναφοράς δεν αποκλίνει από την τρέχουσα μόνο ως προς τη λειτουργική κατάσταση. Άλλοι παράγοντες απόκλισης είναι το σημείο λειτουργίας, η μεταβολή των ρυθμίσεων, το διαφορετικό καύσιμο, κ.α. Επιπρόσθετα αν ανιχνευτεί μια δυσλειτουργία η μέθοδος εμφανίζει αδυναμία στην διάγνωση της αιτίας, καθώς είναι πιθανό διαφορετικές αιτίες να παρουσιάζουν παρόμοια αποτελέσματα. Ένας τρόπος να αντιμετωπιστούν οι παραπάνω αδυναμίες είναι ο συνδυασμός της μεθόδου με μεθόδους στατιστικής. Δημιουργείται δηλαδή μία βάση με δεδομένα από τη λειτουργία του κινητήρα.



Το σημαντικότερο όμως μειονέκτημα της μεθόδου είναι ότι δεν έχει γενικότητα εφαρμογής. Δηλαδή δεν μπορεί να εφαρμοστεί σε κινητήρα για τον οποίο δεν υπάρχουν στοιχεία στη βάση δεδομένων και παράλληλα δεν μπορεί να ανιχνευθεί μια δυσλειτουργία, η οποία δεν έχει εμφανισθεί στο παρελθόν (καθώς δεν υπάρχουν τα σχετικά λειτουργικά δεδομένα και συμπτώματα στη βάση δεδομένων [9, 10, 11]).

### **2.4.2 Διαγνωστικές Τεχνικές με Βάση την Ανάλυση Κραδασμών και Στρεπτικών Ταλαντώσεων**

Η αρχή λειτουργίας των τεχνικών αυτών είναι η διάκριση αρμονικών στις ταλαντώσεις του κινητήρα και η διάγνωση με βάση την ανάλυση κραδασμών. Οι τεχνικές αυτές χρησιμοποιούν μετρήσεις κραδασμών που λαμβάνονται από διάφορα σημεία του κινητήρα και συνήθως από το στροφαλοφόρο άξονα. Από τη φασματική ανάλυση (μετασχηματισμός Fourier) των μετρούμενων κραδασμών, είναι υποθετικά εφικτή η ανίχνευση και ταυτοποίηση δυσλειτουργίας ή βλάβης. Αυτό μπορεί να γίνει είτε μέσω σύγκρισης με την υγιή κατάσταση, είτε με την χρήση ορίου της έντασης κάποιων αρμονικών. Παρόλο που η μέθοδος είναι πρακτικά γενικής εφαρμογής, δηλαδή δεν απαιτεί μεγάλο αριθμό ιστορικών δεδομένων και εφαρμόζεται ανεξάρτητα του σημείου λειτουργίας στο οποίο λαμβάνεται η μέτρηση, εμφανίζει περιορισμούς στην δυνατότητα εντοπισμού της βλάβης, διότι το φάσμα συχνοτήτων επηρεάζεται από το σύνολο των υποσυστημάτων του κινητήρα με πολύ δύσκολη την διάκριση της συνεισφορά κάθε εξαρτήματος ή υποσυστήματος. Επιπλέον υπάρχουν και εξωτερικής προέλευσης ταλαντώσεις από βοηθητικά συστήματα που επηρεάζουν τόσο τη μέτρηση όσο και την ανάλυση [9, 10].

### **2.4.3 Διαγνωστικές Τεχνικές Ανάλυσης Ακουστικών Σημάτων**

Η διάγνωση σε αυτή την περίπτωση βασίζεται στην ανάλυση του φάσματος του ήχου στο περιβάλλον του μηχανοστασίου για την διάκριση γεγονότων εντός του κύκλου. Χρησιμοποιούνται μικρόφωνα περιβάλλοντος ή επαφής, τα οποία καταγράφουν ήχους, κυρίως υψίσυχνους έως και υπέρηχους. Από την ανάλυση του ήχου στο πεδίο των συχνοτήτων είναι θεωρητικά δυνατό να διαγνωστεί η κατάσταση των εξαρτημάτων και υποσυστημάτων ή η συνολική κατάσταση του κινητήρα. Η μέθοδος είναι γενικής εφαρμογής και διακρίνεται για το χαμηλό της κόστος.

### **2.4.4 Διαγνωστικές Τεχνικές με Προσομοίωση της Λειτουργίας του Κινητήρα**

Η διάγνωση σε αυτή την ομάδα διαγνωστικών τεχνικών γίνεται μέσω της σύγκρισης τιμών βασικών λειτουργικών μεγεθών μοντέλου προσομοίωσης με τις

αντίστοιχες τιμές μεγεθών του κινητήρα που εξετάζεται. Χαρακτηριστικό των τεχνικών αυτών είναι ότι βασίζονται στους φυσικούς νόμους της θερμοδυναμικής και της ρευστομηχανικής σε αντίθεση με τις προηγούμενες μεθόδους που παρουσιάστηκαν. Με την εφαρμογή του μοντέλου προσομοίωσης είναι δυνατός ο προσδιορισμός λειτουργικών παραμέτρων (ρυθμός καύσης, παροχές μάζας, λόγος αέρα καύσης, κλπ) του κινητήρα, μερικές εκ των οποίων δεν είναι δυνατό να μετρηθούν με τα συμβατικά αισθητήρια που είναι εγκατεστημένα στον κινητήρα. Επιπλέον, στην περίπτωση που είναι γνωστή η λειτουργική κατάσταση του κινητήρα σε μια κατάσταση αναφοράς (πχ στις δοκιμές παραλαβής), είναι δυνατό να εντοπιστεί και το ακριβές αίτιο που προκαλεί μια δυσλειτουργία. Κάτι τέτοιο επιτυγχάνεται μέσω της σύγκρισης της λειτουργικής κατάστασης του κινητήρα στην παρούσα κατάσταση με την αναφορά, από που προκύπτει η παράμετρος εκείνη, η οποία αποκλίνει από την φυσιολογική της τιμή και το αίτιο το οποίο προκαλεί την απόκλιση αυτή. Το σημαντικό πλεονέκτημα αυτών των τεχνικών είναι ότι παρέχουν λεπτομερή και ολοκληρωμένη εικόνα για την κατάσταση του κινητήρα, των ρυθμίσεων και των υποσυστημάτων του. Έτσι καθίσταται εφικτός ο εντοπισμός μιας υποκείμενης δυσλειτουργίας, που θα ήταν αδύνατο να εντοπιστεί με την άμεση ανάγνωση των λειτουργικών μεγεθών. Συμπληρωματικά είναι δυνατός ο προσδιορισμός του ακριβούς αιτίου που προκαλεί την υποκείμενη δυσλειτουργία. Στα μειονεκτήματα της μεθόδου συγκαταλέγεται η πολυπλοκότητα του μοντέλου προσομοίωσης και η χρήση μετρήσεων πίεσης καύσης που παρουσιάζουν κάποιες τεχνικές δυσκολίες στην λήψη τους στο πεδίο λειτουργίας [10, 12].

## **2.5 Η υπό μελέτη Διαγνωστική Τεχνική**

### **2.5.1 Σύντομη περιγραφή της υπό μελέτης Διαγνωστικής Τεχνικής**

Η παρούσα διπλωματική εργασία πραγματοποιείται την εφαρμογή διαγνωστικής τεχνικής που βασίζεται στην προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα και έχει αναπτυχθεί τα τελευταία 20 χρόνια από τον καθηγητή της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, Χουντάλα Δημήτριο. Ο σκοπός της ανάπτυξης της δεν περιορίζεται στην απλή παρακολούθηση της λειτουργίας ενός κινητήρα αλλά πρόκειται για ένα διαγνωστικό εργαλείο που παρέχει:

- Επεξεργασία μετρήσεων που λαμβάνονται με χρήση μη παρεμβατικών μεθόδων, κυρίως της πίεσης καύσης.
- Εκτίμηση λειτουργικών δεδομένων και παραμέτρων για τη λειτουργία του κινητήρα.

- Εκτίμηση ρυθμίσεων λειτουργίας (προπορεία κλπ).
- Τη σύγκριση των εξαγόμενων λειτουργικών παραμέτρων και μεγεθών με τις προβλέψεις μοντέλου προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα στις ίδιες συνθήκες λειτουργίας.

Το μοντέλο προσομοίωσης βασίζεται σε διζωνικό μοντέλο καύσης πλαισιωμένο από υπομοντέλα για την περιγραφή των περιφερειακών διεργασιών όπως η έγχυση, η εναλλαγή των αερίων, η υπερπλήρωση κλπ. Ο τρόπος ανάπτυξης του μοντέλου είναι κατάλληλος για γενική χρήση, βρίσκοντας εφαρμογή σε διάφορα είδη κινητήρων. Έχει εφαρμοστεί σε πλήθος περιπτώσεων (τύπους κινητήρων, συνθήκες λειτουργίας κλπ.) και έχει επιβεβαιωθεί εργαστηριακά η δυνατότητά του να προβλέπει με πολύ καλή ακρίβεια τα λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα.

Η προσαρμογή του μοντέλου στον κινητήρα γίνεται με χρήση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του κινητήρα και δεδομένα αναφοράς, τα οποία προέρχονται από τις δοκιμές παραλαβής και τις αντίστοιχες θαλάσσιες δοκιμές, αν πρόκειται για ναυτικό κινητήρα. Τελικά, η βαθμονόμηση συνίσταται σε ένα σύνολο σταθερών, οι οποίες έχουν φυσικό νόημα (είτε εξαρτώνται από γεωμετρικά χαρακτηριστικά, είτε περιγράφουν μια διεργασία). Το βασικό μετρούμενο μέγεθος για την διάγνωση είναι η πίεση των κυλίνδρων. Με μια επαναληπτική διαδικασία προσδιορίζεται ένα νέο σύνολο σταθερών, τέτοιο ώστε το προσομοιωμένο διάγραμμα πίεσης για κάθε κύλινδρο να ταυτίζεται με το μετρημένο. Από την σύγκριση των σταθερών αυτών (παρούσα κατάσταση) με τις σταθερές αναφοράς προσδιορίζεται η λειτουργική κατάσταση του κινητήρα εκφραζόμενη μέσα από δείκτες λειτουργικής κατάστασης καθώς και η πηγή δυσλειτουργίας εφόσον υπάρχει. Επειδή οι σταθερές έχουν φυσικό νόημα μπορούν να αξιοποιηθούν ακόμα και αυτόνομα.

### **2.5.2 Περιγραφή του γραφικού περιβάλλοντος του Διαγνωστικού Λογισμικού**

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

Στο Σχήμα 2.2 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 :

- **Η επιλογή “Engines”**: Μέσω αυτής της εντολής επιλέγεται η μηχανή για την οποία θα πραγματοποιηθεί η διάγνωση ή πρόκειται να γίνει η



Σχήμα 2.2: Αρχική επιφάνεια εργασίας του διαγνωστικού λογισμικού.

λήψη μετρήσεων. Επιπλέον, μπορεί να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να αποκατασταθεί ένα αρχείο μετρήσεων μιας μηχανής το οποίο μπορεί να έχει υποστεί ζημιά ή ακόμα και να δημιουργηθεί εκ νέου ένα αρχείο.

- **Η επιλογή “Measurements”:** Με αυτή την εντολή, μπορεί να γίνει επιλογή μίας μέτρησης από τη βάση δεδομένων και στη συνέχεια να ακολουθήσει η διάγνωση, να αποθηκευθεί η τελευταία μέτρηση στην περίπτωση που ήδη δεν έχει γίνει, ακόμα και να διαγραφεί μία μέτρηση. Επιπρόσθετα, δίνεται η δυνατότητα να αποθηκευθεί μία μέτρηση σε κάποιο εξωτερικό αποθηκευτικό μέσο ή το αντίστροφο δηλαδή να εισαχθεί μία μέτρηση στο λογισμικό από μία εξωτερική μονάδα. Τέλος μπορεί να γίνει έλεγχος στη βάση δεδομένων ακόμα και να αποκατασταθούν τυχόν προβλήματα που έχουν εντοπιστεί.
- **Η επιλογή “Measurement Data”:** Αυτή η εντολή χρησιμοποιείται για να γίνει εισαγωγή ή αλλαγή των περιφερειακών δεδομένων, πέραν των μετρούμενων και για να εμφανιστούν τα αποτελέσματα της μετρούμενης πίεσης.
- **Η επιλογή “Setup”:** Μέσω της επιλογής αυτής καθορίζονται οι παράμετροι της διαγνωστικής διαδικασίας, τα όρια λειτουργίας του κινητήρα και γίνεται δημιουργία και χρήση αντιγράφων ασφαλείας.
- **Η επιλογή “Diagnose”:** Με την επιλογή αυτή μπορεί να γίνει η επεξεργασία των δεδομένων πριν ξεκινήσει η διάγνωση και στη συνέχεια να εκτελεστεί

απλή ή λεπτομερής πρόγνωση της λειτουργίας του κινητήρα. Προκειμένου στη συνέχεια να εμφανιστούν τα αποτελέσματα της διάγνωσης επιλέγεται την εντολή 'Results'.

- **Η επιλογή “Diagrams”:** Μέσω αυτής 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.
- **Η επιλογή “Trials”:** Η εντολή αυτή δίνει τη δυνατότητα πρόσβασης σε μετρήσεις που έχουν γίνει στο ναυπηγείο κατασκευής του πλοίου ή σε δοκιμές στη θάλασσα.
- **Η επιλογή “Simulator”:** Πρόκειται για μία διαδικασία η οποία χρησιμοποιείται για να διενεργηθεί μια προσομοίωση της μηχανής σε συνθήκες που ο χρήστης του προγράμματος έχει προηγουμένως ορίσει όπως η ταχύτητα, η προπορεία έγχυσης καυσίμου κ.α. Αυτή η επιλογή μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί προκειμένου να υπολογιστεί η κατανάλωση του καυσίμου και η αποδιδόμενη ισχύς αφού έχει προηγηθεί σχετική διόρθωση σφαλμάτων που μπορεί να εμφανίζει το σύστημα.
- **Η επιλογή “Print”:** Μέσω αυτής μπορεί να γίνει εκτύπωση του περιεχομένου της οθόνης ως αρχείο .pdf ή να το αποθηκεύει ως εικόνα Bitmap.
- **Η επιλογή “Help”:** Η επιλογή αυτή παρέχει βοήθεια σχετικά με τις κύριες διαδικασίες διάγνωσης που πραγματοποιούνται ,όπως για παράδειγμα της πρόβλεψης και της μέτρησης.
- **Η επιλογή “Clear Screen”:** Επιστρέφει την επιφάνεια εργασίας του προγράμματος στην αρχική της μορφή, διαγράφοντας ότι εμφανίζεται.
- **Η επιλογή “Abort”:** Τερματίζει τη διαδικασία της διάγνωσης ενώ αυτή εκτελείται.
- **Η επιλογή “Exit”:** Μέσω αυτής γίνεται η έξοδος από το πρόγραμμα.

### 2.5.3 Η χρήση του Διαγνωστικού Λογισμικού στην παρούσα διπλωματική εργασία

Εφόσον έγινε αναφορά στις κύριες επιλογές του προγράμματος θα γίνει περιγραφή της διαδικασίας που ακολουθήθηκε ώστε να γίνει η διάγνωση της λειτουργίας του κινητήρα που εξετάζεται.

### 1. Επιλογή “Engines”

Πατώντας την επιλογή “Engines”, εμφανίζονται τρεις διαθέσιμες



Σχήμα 2.3: Η καρτέλα “Engines”

υποκατηγορίες.

- **Select Engine**

Επιλέγοντας την πρώτη υποκατηγορία, ο χρήστης μπορεί να διαλέξει τη μονάδα που τον ενδιαφέρει προκειμένου να γίνει διάγνωση, μέτρηση κλπ.

Στο στάδιο αυτό παρουσιάζεται ένας κατάλογος, στον οποίο έχουν αποθηκευθεί όλα τα δεδομένα και από τον οποίο μπορεί να γίνει η επιλογή την μονάδα που ενδιαφέρει το χρήστη. Παρατηρείται ότι όπως και στην αρχική επιφάνεια εργασίας του προγράμματος, εμφανίζεται το όνομα της εταιρίας, το όνομα του πλοίου ή της μονάδας παραγωγής ενέργειας. Τέλος ζητείται να γίνει η επιλογή αν πρόκειται για κύρια μηχανή ή γεννήτρια.

- **Create Engine Backup Files**

Με την επιλογή αυτή, δημιουργούνται αντίγραφα ασφαλείας για αρχεία της μηχανής στην περίπτωση που αυτά σθηστούν ή υποστούν ζημιά.

- **Restore Engine Files from Backup**

Γίνεται αποκατάσταση των αρχείων της μηχανής στην περίπτωση που αυτά σθηστούν ή υποστούν ζημιά. Πατώντας σε αυτή την επιλογή εμφανίζονται από κάτω και άλλα υπομενού.



Σχήμα 2.4: Επιλογή μηχανής προς διάγνωση.

## 2. Επιλογή “Measurements”



Σχήμα 2.5: Η καρτέλα “Measurements”.

• **Select Measurement**

Με την επιλογή αυτή δίνεται η δυνατότητα στο χρήστη να διαλέξει τη μέτρηση που τον ενδιαφέρει να επεξεργαστεί και να κάνει διάγνωση, ανάμεσα από μια σειρά και άλλων διαθέσιμων μετρήσεων. Όπως παρατηρείται για τη μηχανή αυτή υπάρχουν διαθέσιμες είκοσι



Σχήμα 2.6: Η επιλογή μέτρησης προς διάγνωση.

μετρήσεις. Οι μετρήσεις από 507001 μέχρι και 507011 είναι μετρήσεις seatrials σε διάφορα φορτία που πραγματοποιήθηκαν με τη μέθοδο δειγματοληψίας σταθερού χρονικού βήματος. Οι μετρήσεις από 507012 μέχρι και την 507015 αποτελούν μετρήσεις επίσης seatrials για τα φορτία 25%, 50%, 75%, 100% που πραγματοποιήθηκαν με τη μέθοδο δειγματοληψίας με κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου. Τέλος οι μετρήσεις από την 507016 έως και την 507020 είναι μετρήσεις shortests για τα φορτία 25%, 50%, 85%, 100% και 110% που έγιναν με τη μέθοδο με κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου.

Με τις υπόλοιπες υποκατηγορίες αυτής της επιλογής, μπορεί να διαγραφεί μία μέτρηση, να αποθηκευθεί ή να εισαχθεί μία μέτρηση από μία εξωτερική αποθηκευτική συσκευή και τέλος να γίνει έλεγχος στη βάση των δεδομένων μας.

3. **Επιλογή “Diagnose”**

Έχοντας προηγουμένως επιλέξει την μέτρηση που ενδιαφέρει το χρήστη και που αντιστοιχεί σε συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα,



γίνεται η μετάβαση σε μία πολύ σημαντική επιλογή του προγράμματος, την επιλογή Diagnose. Έτσι με αυτόν τον τρόπο η διαδικασία συνεχίζεται και πραγματοποιείται η διάγνωση της επιλεγμένης μέτρησης.



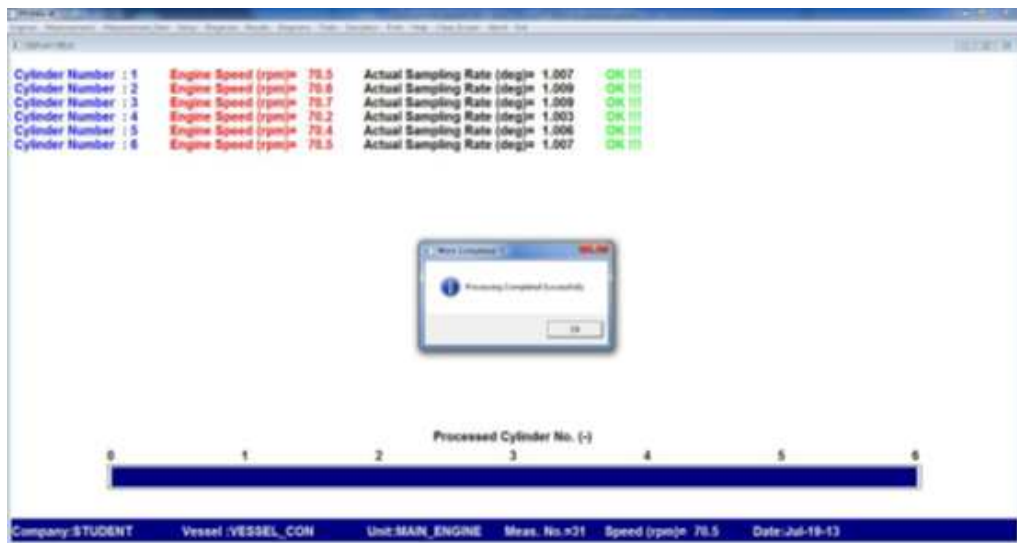
Σχήμα 2.7: Η καρτέλα “Diagnose”.

- **Process Measured Data**

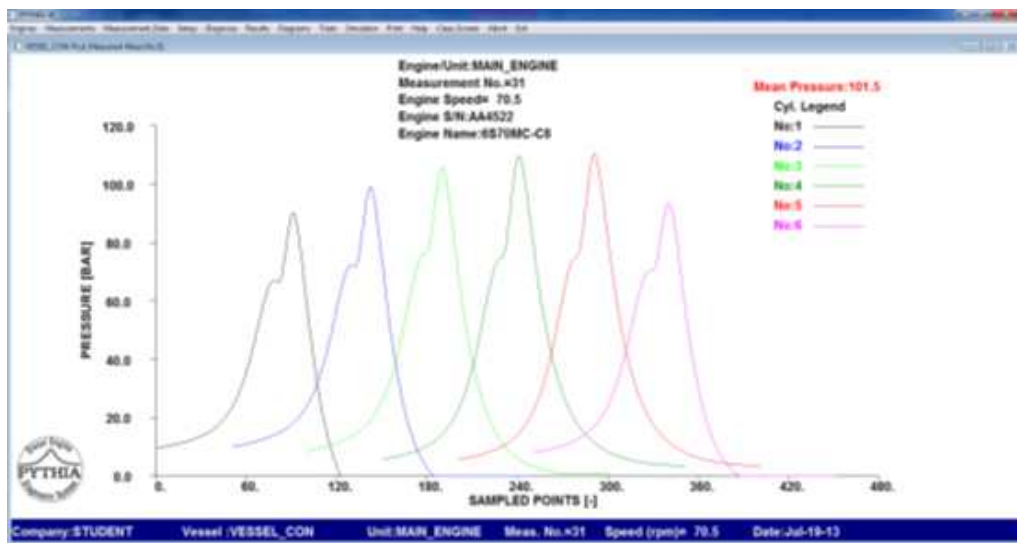
Με την επιλογή αυτή οι πιέσεις οι οποίες έχουν μετρηθεί, επεξεργάζονται ώστε να παραχθούν δεδομένα για μέσες πιέσεις και στιγμιαίες ταχύτητες της μηχανής κατά τη διάρκεια της μέτρησης. Κατά την επεξεργασία εμφανίζεται η παρακάτω οθόνη στην οποία παρουσιάζεται μεταξύ άλλων και η ακριβής ταχύτητα της μηχανής. Αφού ολοκληρωθεί η επεξεργασία, τα αποτελέσματα μπορούν να παρουσιαστούν με τη μορφή που απεικονίζεται στο Σχήμα 2.9.

- **Simple Diagnosis**

Η επιλογή αυτή χρησιμοποιείται για να παρέχει βασικές διαγνωστικές πληροφορίες που αφορούν τη μηχανή κάνοντας χρήση όσο το δυνατόν λιγότερων λειτουργικών δεδομένων όπως για παράδειγμα της πίεσης και της θερμοκρασίας του αναρροφούμενου αέρα. Τα αποτελέσματα αυτής της απλοποιημένης διαδικασίας είναι ακριβή και από τις τιμές τους φανερώνεται η γενικότερη κατάσταση της μηχανής. Η χρήση αυτής της επιλογής προτείνεται σε περιπτώσεις που απαιτούνται γρήγορα αποτελέσματα ή δεν διατίθενται περιφερειακά δεδομένα όπως για παράδειγμα της κατάστασης του συμπιεστή και του ψυγείου του



Σχήμα 2.8: Ολοκλήρωση επεξεργασίας δεδομένων μέτρησης



Σχήμα 2.9: Αρχικά αποτελέσματα επεξεργασίας των μετρήσεων

αέρα που χρησιμοποιούνται στην εγκατάσταση. Η σωστή σειρά της διαδικασίας, η οποία ακολουθήθηκε, είναι η αρχική επιλογή της μέτρησης η οποία πρόκειται να επεξεργαστεί και τελικώς η εκτέλεση της διάγνωσης. Στο στάδιο αυτό, το οποίο απεικονίζεται στο Σχήμα 2.10,



Σχήμα 2.10: Ολοκλήρωση “Simple Diagnosis”.

η διάγνωση έχει ολοκληρωθεί και ζητείται η επιβεβαίωση για να αποτυπωθούν τα αποτελέσματα στην οθόνη του υπολογιστή, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.11. Μετά από το στάδιο αυτό μπορούν



Σχήμα 2.11: Αποτελέσματα από τη διαδικασία “Simple Diagnosis”.

να αντληθούν πολύ χρήσιμες πληροφορίες για τον κάθε κύλινδρο ξεχωριστά αλλά και συνολικά για την μηχανή. Για παράδειγμα παρατηρούνται η ισχύς και η κατανάλωση του καυσίμου, καθώς και η θέση έναυσης και η ειδική κατανάλωση καυσίμου. Επιπρόσθετα η πίεση καύσης καθώς και η πίεση συμπίεσης.

• **Detailed Diagnosis**

Η επιλογή χρησιμοποιείται για να μας παρέχει λεπτομερείς πληροφορίες για την μηχανή συμπεριλαμβανομένων της κατάστασης του συστήματος έγχυσης καυσίμου και άλλων υποσυστημάτων της μηχανής με την προϋπόθεση ότι παρέχονται τα απαραίτητα δεδομένα. Σε αυτή την περίπτωση, πρέπει να ακολουθηθεί η ίδια διαδικασία δηλαδή αρχικά να γίνει επιλογή της μέτρησης που μας ενδιαφέρει, να γίνει επεξεργασία αυτής και τελικά η διάγνωση. Αν δεν έχει γίνει η επιλογή κάποιας μέτρησης ή αυτή δεν έχει επεξεργαστεί, το σύστημα περνάει στο κατάλληλο μενού και συνεχίζει αυτόματα. Ο τρόπος με τον οποίο εμφανίζονται τα αποτελέσματα της διάγνωσης είναι ίδιος με αυτόν της απλής διάγνωσης, όπως φαίνεται στο Σχήμα 2.12.



Σχήμα 2.12: Αποτελέσματα από τη διαδικασία “Detailed Diagnosis”.

• **Estimate Scavenging Pressure-Accounts for Load Variation**

Με αυτή την επιλογή, τσεκάρεται στο μενού και ενεργοποιείται ο αυτόματος υπολογισμός της πίεσης του αναρροφούμενου αέρα όταν υπάρχει υποψία για μεταβολές του φορτίου κατά τη διάρκεια της

μέτρησης. Η επιλογή αυτή, ενδείκνυται να χρησιμοποιείται όταν δεν υπάρχει αρχική τιμή για την πίεση του αναρροφούμενου αέρα ή όταν πιστεύεται ότι μπορεί να είναι λανθασμένη. Πάντως τα πιο σωστά αποτελέσματα λαμβάνονται όταν η τιμή της πίεσης του αέρα εισόδου είναι ακριβής, πράγμα που γενικότερα είναι καθοριστικής σημασίας για την ανάλυση της απόδοσης οποιασδήποτε μηχανής. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο ειδών διάγνωσης (Simple Diagnosis και Detailed Diagnosis) με ή χωρίς τη χρήση της επιλογής του αυτόματου υπολογισμού της πίεσης του αναρροφούμενου αέρα, μπορεί να δώσει στον χρήστη πολύ σημαντικές πληροφορίες. Στο Σχήμα 2.13 φαίνεται ότι η επιλογή αυτή είναι ενεργοποιημένη.



Σχήμα 2.13: Ενεργοποίηση επιλογής για υπολογισμό με εκτίμηση διακυμάνσεων του φορτίου.

- **Exclude Cylinders from Diagnosis**

Με την επιλογή αυτή, μπορεί να εξαιρεθεί ένας ή περισσότεροι κύλινδροι από τη διαδικασία της διάγνωσης. Αυτό είναι πολλές φορές χρήσιμο, καθώς με αυτό τον τρόπο αποφεύγονται οι περιπτώσεις στις οποίες έγιναν λάθη κατά τη διάρκεια της μέτρησης και μπορεί να εμποδίσουν την ομαλή διεξαγωγή της διαδικασίας. Η οπτικοποίηση της παραπάνω διαδικασίας φαίνεται στο Σχήμα 2.14.

#### 4. Επιλογή “**Simulator**”

Με την επιλογή αυτή δίνεται η δυνατότητα να εκτελεστεί προσομοίωση



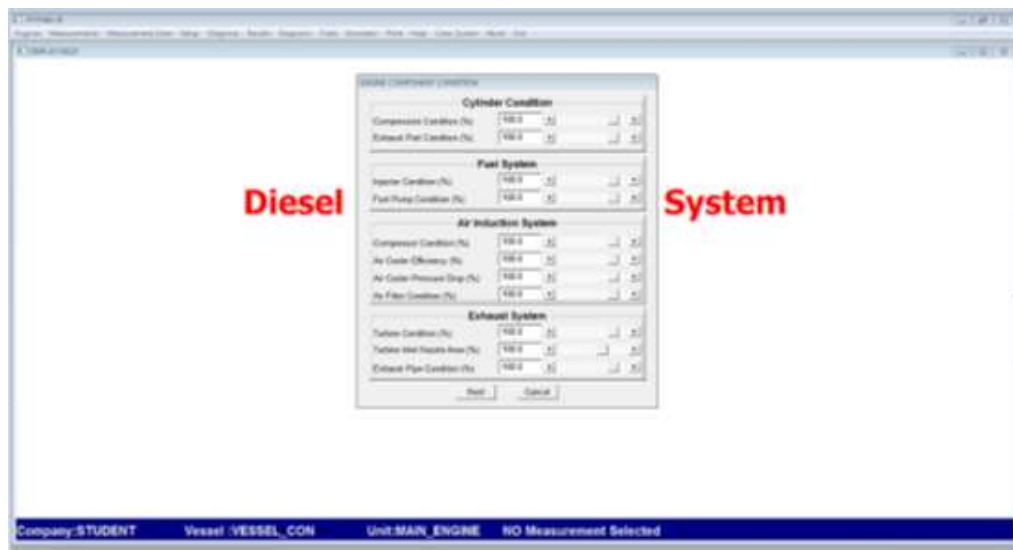
Σχήμα 2.14: Εξαίρεση κυλίνδρων από τη διάγνωση.

των υποσυστημάτων της μηχανής σε διάφορες καταστάσεις. Είναι μια πολύ σημαντική δυνατότητα καθώς μπορούμε να δούμε τη συμπεριφορά της μηχανής σε διάφορα επίπεδα λειτουργίας, εξάγοντας με τον τρόπο αυτό κρίσιμα συμπεράσματα, όπως απεικονίζεται στο Σχήμα 2.15. Όπως παρατηρείται, μπορούν να διαμορφωθούν ακριβώς τα επίπεδα λειτουργίας υποσυστημάτων του κινητήρα, έχοντας ο χρήστης τη δυνατότητα να επιλέξει την προσομοίωση στο σύστημα έγχυσης καυσίμου, το σύστημα εισαγωγής του αέρα και την κατάσταση των κυλίνδρων.

## 2.6 Τα πλεονεκτήματα της υπό μελέτη διαγνωστικής τεχνικής

Τα πλεονεκτήματα της διαγνωστικής τεχνικής που τίθεται στο επίκεντρο της μελέτης στην παρούσα διπλωματική, έναντι των υπολοίπων διαγνωστικών τεχνικών είναι:

- Η τεχνική στηρίζεται σε ένα μοντέλο προσομοίωσης της λειτουργίας με βάση τη θερμοδυναμική. Το χαρακτηριστικό αυτό εξασφαλίζει τη γενικότητα εφαρμογής, δεδομένου ότι με τη θερμοδυναμική προσέγγιση είναι δυνατό να περιγραφεί οποιοσδήποτε τύπος κινητήρα ανεξαρτήτως χαρακτηριστικών λειτουργίας, διαστάσεων, συνθηκών λειτουργίας, κλπ.
- Για την εφαρμογή της τεχνικής δεν είναι απαραίτητος μεγάλος όγκος



Σχήμα 2.15: Προσομοίωση κατάστασης υποσυστημάτων κινητήρα.

λειτουργικών δεδομένων του κινητήρα, τα οποία να έχουν καταγραφεί κατά τη διάρκεια της ζωής του, σε φυσιολογική λειτουργία ή λειτουργία υπό βλάβη, όπως για παράδειγμα απαιτείται για την εφαρμογή των διαγνωστικών τεχνικών που χρησιμοποιούν μεθόδους τεχνητής νοημοσύνης. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, τα δεδομένα που είναι απαραίτητα για την εφαρμογή της τεχνικής αφορούν μόνο σε μια κατάσταση “αναφοράς” (πχ. δοκιμές παραλαβής του κινητήρα).

- Παρέχει αποτελέσματα για την κατάσταση του κινητήρα αλλά και για τα υποσυστήματα αυτού, όπως για παράδειγμα το σύστημα έγχυσης καυσίμου και τον υπερπληρωτή.
- Παρέχει ενδείξεις για τη ρύθμιση του κινητήρα (πχ. χρονισμός έγχυσης, χρονισμός βαλβίδων, κλπ.), το οποίο δεν είναι εφικτό όταν χρησιμοποιούνται μέθοδοι διάγνωσης όπως η ανάλυση ταλαντώσεων.
- Με την παρούσα μεθοδολογία (δηλ. μοντέλο προσομοίωσης), εκτός από τον εντοπισμό μιας βλάβης μπορεί να προσδιορισθεί και το αίτιο που την προκαλεί.





## Κεφάλαιο 3

# Μέτρηση και επεξεργασία της πίεσης κυλίνδρου

Ολοκληρώνοντας την ανάλυση του θεωρητικού υπόβαθρου που χρειάζεται για την κατανόηση των ιδεών της παρούσας διπλωματικής εργασίας, θα γίνει παρουσίαση του κυρίως περιεχομένου της, τόσο σε θεωρητικό επίπεδο όσο και σε επίπεδο πρακικών εφαρμογών.

### 3.1 Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας

Η ακρίβεια στις μετρούμενες τιμές της πίεσης καύσης είναι υψίστης σημασίας για τη διαγνωστική διαδικασία του κινητήρα. Αυτό ισχύει διότι οι περισσότερες δυσλειτουργίες των βραδύστροφων κινητήρων είναι συνδεδεμένες με τη διαδικασία της καύσης καθώς η διαδικασία αυτή είναι σύνθετη και περιλαμβάνει πολλά υποσυστήματα. Ωστόσο η μέτρηση της παρότι είναι ευρέως διαδεδομένη και αποτελεί επίκεντρο της έρευνας των εμβολοφόρων κινητήρων τα τελευταία χρόνια, παρουσιάζει αρκετές τεχνικές δυσκολίες. Τόσο κατά τη λήψη των μετρήσεων της πίεσης όσο και κατά την επεξεργασία τους πραγματοποιούνται σφάλματα τα οποία μπορούν να αλλοιώσουν σημαντικά την ποιότητα των αποτελεσμάτων.

Η **χρονική δειγματοληψία πίεσης (“P-t”)** και η μετέπειτα γραμμική αναγωγή του χρόνου σε γωνία στροφάλου είναι η πιο διαδεδομένη μέθοδος μέτρησης σε κινητήρες εν πλω. Ωστόσο, η μέθοδος αυτή παρουσιάζει σφάλμα στα αποτελέσματα της το οποίο οφείλεται στη διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Μία άλλη γνωστή μέθοδος είναι αυτή της **δειγματοληψίας σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου με χρήση κωδικοποιητή γωνίας (“P-φ”)** η οποία εγγυάται πιο αξιόπιστα αποτελέσματα καθώς δεν επηρεάζεται από το παραπάνω σφάλμα. Παρόλα αυτά

η δειγματοληψία σταθερού χρονικού βήματος προτιμάται λόγω της απλότητας της και της ευκολίας της στην εφαρμογή.

Κρίνεται σκόπιμο ως εκ τούτου, στην παρούσα διπλωματική η αξιολόγηση μετρήσεων που προέκυψαν ύστερα από εφαρμογή των δύο τεχνικών δειγματοληψίας της πίεσης καύσης σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα εν πλω. Εκτιμάται έτσι σε τι ποσοστό οι μετρήσεις της πίεσης με σταθερό χρονικό βήμα διαφέρουν από τις μετρήσεις μιας πιο αξιόπιστης αλλά και πιο σύνθετης μεθόδου. Παράλληλα διαπιστώνεται αν τελικά το σφάλμα, λόγω διακύμανσης της ταχύτητας, επιφέρει σημαντική αλλοίωση στα αποτελέσματα της μεθόδου.

Επιπρόσθετα, αξιολογούνται μετρήσεις οι οποίες προέκυψαν από εφαρμογή δύο διαφορετικών τεχνικών επεξεργασίας της πίεσης στον υπό μελέτη κινητήρα. Η διαφορά των δύο τεχνικών επεξεργασίας έγκειται κυρίως στον τρόπο ανίχνευσης της θέσης του **Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ)**. Έτσι από τη σύγκριση των μετρούμενων διαγραμμάτων της πίεσης αλλά και μεγεθών που υπολογίζονται μέσω αυτής εξάγονται συμπεράσματα για την επίδραση της μεθόδου επεξεργασίας στα αποτελέσματα της διάγνωσης.

### 3.2 Μέτρηση Πίεσης Θαλάμου Καύσης

Κατά την επιτήρηση λειτουργίας του κινητήρα από τα μετρούμενα μεγέθη, η πίεση εντός του κυλίνδρου παρέχει τις περισσότερες πληροφορίες για τις διεργασίες που λαμβάνουν χώρα στο θάλαμο καύσης. Η επεξεργασία της πίεσης μπορεί να προσφέρει πληροφορίες όπως [6]:

- Μέγιστη πίεση
- Ενδεικνύμενη ισχύς
- Ενδεικνύμενη μέση πίεση
- Ρυθμός έκκλησης θερμότητας
- Γωνία αναφλεξης
- Διάρκεια καύσης
- Ποιότητα της συμπίεσης

Η ακρίβεια στις μετρούμενες τιμές της πίεσης καύσης είναι καθοριστική για την αξιοπιστία των αποτελεσμάτων. Οι βασικοί τομείς της μέτρησης της πίεσης και της διαδικασίας επεξεργασίας της που ελέγχουν την ακρίβεια των δεδομένων είναι [13]:

- Η αναφορά της πίεσης σε γωνία στροφάλου

- Η αναφορά της πίεσης σε απόλυτη τιμή
- Η μελέτη διαφόρων πηγών σφαλμάτων που επηρεάζουν την ποιότητα του πρωτογενούς σήματος και κατ' επέκταση των παράγωγων εκτιμήσεων.
- Οι διακυμάνσεις από κύκλο σε κύκλο που παρατηρούνται ακόμα και σε σταθερή λειτουργία.

Εκτός από τους παραπάνω παράγοντες υπάρχουν και επιπρόσθετες πηγές σφάλματος που επηρεάζουν το σήμα της μέτρησης. Μεταξύ αυτών είναι η βαθμονόμηση του συστήματος μέτρησης, η βραχυπρόθεσμη και μακροπρόθεσμη διακύμανση του αισθητήρα, ο θόρυβος των μηχανικών κραδασμών, ηλεκτρικός θόρυβος, και η εσφαλμένη τοποθέτηση του αισθητήρα.

Αξίζει να σημειωθεί ότι η σημασία της κάθε πηγής σφάλματος εξαρτάται από την ανάλυση που πρόκειται να πραγματοποιηθεί. Για παράδειγμα η εκτίμηση της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης είναι πολύ ευαίσθητη στην αναφορά γωνίας στροφάλου ενώ δεν είναι το ίδιο ευαίσθητη στον θόρυβο και στην εσφαλμένη αναφορά της απόλυτης πίεσης. Αντίθετα ο ρυθμός έκλυσης θερμότητας είναι ιδιαίτερα ευαίσθητος τόσο στον θόρυβο όσο και στην απόλυτη τιμή της πίεσης καύσης. Συνεπώς οι ανάγκες για επεξεργασία υπαγορεύονται από την εφαρμογή.

Τα ζητήματα που προαναφέρθηκαν, τα οποία σχετίζονται με την πίεση κυλίνδρου είναι ευρέως γνωστά στην επιστημονική κοινότητα και είναι ορθά χειριζόμενα κατά την διάρκεια των εργαστηριακών ερευνών. Ωστόσο αυτό δεν ισχύει για την περίπτωση δοκιμών στο πεδίο, εφόσον δεν είναι πάντα δυνατόν να χρησιμοποιούνται τα κατάλληλα όργανα.

### 3.2.1 Το Δυναμοδεικτικό Διάγραμμα

Η επεξεργασία των πρωτογενών δεδομένων μετρήσεων της πίεσης καύσης πραγματοποιείται με σκοπό την έκφραση τους στη μονάδα πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου. Με άλλα λόγια επιδιώκεται η κατασκευή δυναμοδεικτικού διαγράμματος από το οποίο θα εξαχθούν πολύτιμες πληροφορίες για την κατάσταση του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, υπολογίζονται τα εξής μεγέθη [1]:

- Έργο κυλίνδρου  $W_i$  μέσω μέτρησης του εμβαδού του δυναμοδεικτικού διαγράμματος.
- Ισχύς κυλίνδρου  $P_i$  που είναι το γινόμενο του έργου κυλίνδρου με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής:

$$P_i = W_i \cdot \frac{n(\text{rpm})}{60} \quad (3.1)$$

- Μέση Ενδεικνύμενη Πίεση (Mean Indicated Pressure - mip), διαιρώντας το έργο του κυλίνδρου με τον όγκο εμβολισμού  $V_d$  του κυλίνδρου :

$$\bar{p}_i = \frac{W_i}{V_i} = \frac{60 \cdot P_i}{n \cdot V_d} \quad (3.2)$$

- Η πίεση συμπίεσης του αέρα μέσα στον κύλινδρο (compression pressure).
- Η μέγιστη πίεση καύσης (firing pressure).

Συμπληρωματικά με τη χρήση υδραυλικής πέδης στον άξονα της μηχανής λαμβάνεται η στρεπτική ροπή  $M$  που αναπτύσσει η μηχανή, και με ένα ταχογράφο μετριέται και η ταχύτητα περιστροφής της ( $n$ ). Με πολλαπλασιασμό των δύο αυτών μεγεθών βρίσκουμε την ισχύ που αποδίδει στον άξονα της η μηχανή, δηλαδή την πραγματική ισχύ και όχι την ενδεικνύμενη. Πιο συγκεκριμένα :

$$P_e = M \frac{2\pi \cdot n(rpm)}{60} \quad (3.3)$$

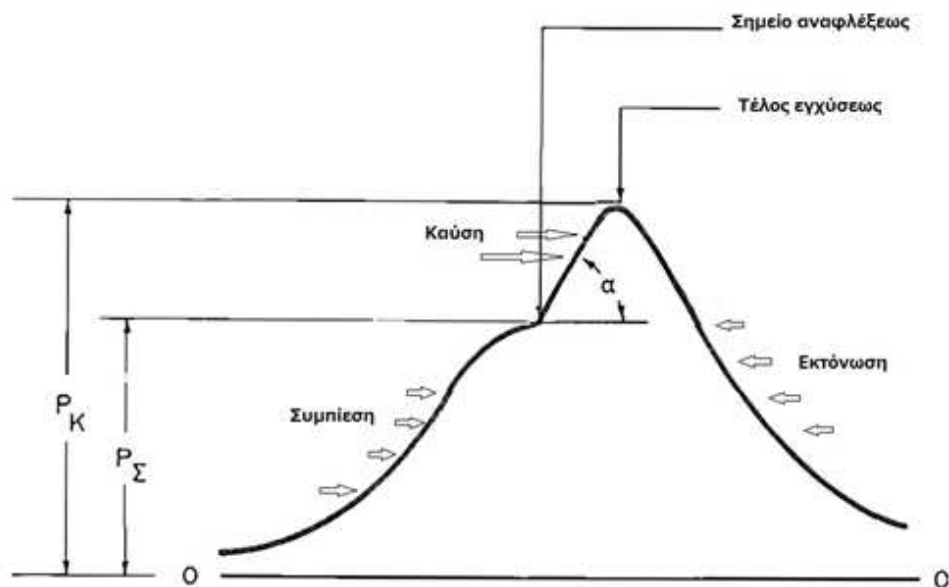
Διαιρώντας τις δύο τελευταίες σχέσεις βρίσκουμε το μηχανικό βαθμό απόδοσης της μηχανής και μέσω αυτού υπολογίζεται και η μέση πραγματική πίεση (μει).

$$\frac{P_e}{P_i} = n_m = \frac{\bar{P}_e}{\bar{p}_i} \Rightarrow \bar{p}_e = n_m \cdot \bar{p}_i \quad (3.4)$$

Ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου του κινητήρα είναι αυτό του Σχήματος 3.1, στο οποίο φαίνονται οι 2 χαρακτηριστικές πιέσεις  $P_K$  και  $P_\Sigma$  που αντιστοιχούν στη μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης αντίστοιχα. Οι πιέσεις αυτές μεταφέρουν διαγνωστική πληροφορία για την κατάσταση του κινητήρα. Μεγάλη απόκλιση από τις αναμενόμενες τιμές, δηλαδή από αυτές που δίνονται στο Σχήμα 3.1 με τις καμπύλες λειτουργίας αποτελεί ένδειξη για συγκεκριμένα προβλήματα.

### 3.2.2 Ο πιεζοηλεκτρικός μεταλλάκτης

Τα πιο διαδεδομένα συστήματα λήψης μετρήσεων βασίζονται στην χρήση πιεζοηλεκτρικών μεταλλακτών. Στα συστήματα αυτά, χρησιμοποιείται μεταλλάκτης πίεσεως τύπου στερεάς κατάστασης, που ονομάζεται πιεζοηλεκτρικό στοιχείο. Οι αισθητήρες αυτού του τύπου έχουν τις καλύτερες τεχνικές προδιαγραφές όσον αφορά την ακρίβεια, το εύρος ζώνης (μεταφορά των δεδομένων), τα



Σχήμα 3.1: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα δίχρονου ναυτικού κινητήρα.

θερμικά χαρακτηριστικά, την αξιοπιστία, την αντοχή αλλά και το μέγεθός τους. Επιπρόσθετα συνδυάζουν την υψηλή ευαισθησία μαζί με το ευρύ φάσμα σήματος των μετρήσεων δείχνοντας παράλληλα ικανοποιητική απόκριση συχνότητας. Επιπλέον οι πιεζοηλεκτρικοί αισθητήρες έχουν ένα θερμοκρασιακό εύρος μέτρησης ( $350^{\circ}\text{C}$ ) πολύ υψηλότερο από το αντίστοιχο των πιεζο-ανθεκτικών αισθητήρων ( $150^{\circ}\text{C}$ ) και η ακρίβειά τους είναι ξεκάθαρα μεγαλύτερη από αυτή των οπτικών αισθητήρων νέας γενιάς [6].

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, 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.

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 αναλογικού-ψηφιακού μετατροπέα (USBA/Dcard), με σκοπό την εν συνεχεία μετάδοση της ψηφιακής πληροφορίας στον Η/Υ. Η επεξεργασία της μετρημένης αλληλουχίας τιμών τάσης έτσι ώστε να προκύψει μια αλληλουχία τιμών πίεσης με σωστή αναφορά γωνίας στροφάλου είναι ένα πολύ σημαντικό θέμα που διερευνάται στα επόμενα κεφάλαια.



Σχήμα 3.2: Τυπική διάταξη συστήματος μέτρησης.

### 3.3 Στάδια επεξεργασίας της πίεσης καύσης

Τα πρωτογενή δεδομένα της πίεσης που εξάγονται από τους πιεζοηλεκτρικούς μεταλλάκτες είναι απαραίτητο να υποστούν επιπλέον επεξεργασία ώστε να εξυπηρετούν τις ανάγκες της διάγνωσης. Τα βασικά στάδια επεξεργασίας της πίεσης καύσης περιγράφονται στις επόμενες παραγράφους.

#### 3.3.1 Η αναφορά της πίεσης σε απόλυτη τιμή

Το βασικό μειονέκτημα του πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα είναι η αδυναμία τους για απόλυτη μέτρηση της πίεσης. Με τη χρήση του πιεζοηλεκτρικού αισθητήρα, λόγω της φύσης του, είναι δυνατή μόνο η μέτρηση των διακυμάνσεων της πίεσης εσωτερικά των κυλίνδρων και όχι της απόλυτης τιμής της πίεσης. Με άλλα λόγια εκεί που το δυναμικό είναι ίσο με το μηδέν υπάρχει μία πίεση που αντιστοιχεί σε μία συγκεκριμένη θέση μέσα στον κύκλο της μηχανής. Με βάση αυτήν την πίεση (θεωρείται ως πίεση αναφοράς) υπολογίζονται οι υπόλοιπες πιέσεις. Η αναφορά σε αυτή την πίεση αφορά την κατακόρυφη μετακίνηση του δυναμοδεικτικού

διαγράμματος και αναφέρεται στην βιβλιογραφία ως “pegging”. Μία απλοϊκή και ακριβής προσέγγιση είναι η μετακίνηση του δυναμοδεικτικού ώστε η μετρημένη τιμή της πίεσης σάρωσης, ή η ατμοσφαιρική όταν πρόκειται για κινητήρα φυσικής αναπνοής, να ταυτίζεται με την τιμή της πίεσης του δυναμοδεικτικού στις φάσεις που είναι ταυτόχρονα ανοιχτές οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής (απόπλυση).

### 3.3.2 Η αναφορά της πίεσης σε γωνία στροφάλου

Οι μετρήσεις της πίεσης που λαμβάνονται από τον πιεζοηλεκτρικό αισθητήρα είναι απαραίτητο να αντιστοιχηθούν με συγκεκριμένη γωνία στροφάλου. Για να γίνει η αντιστοίχιση τιμών πίεσης-γωνίας στροφάλου είναι απαραίτητο να υπάρχει αναφορά γωνίας στροφάλου είτε με καθορισμού του **Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ)** είτε μέσω της στιγμιαίας ταχύτητας περιστροφής. Επιπρόσθετα η δειγματοληψία πρέπει να πραγματοποιηθεί με σταθερό βήμα σε ένα εύρος μεταξύ  $0.1^\circ - 1.0^\circ$  γωνίας στροφάλου.

Η αναφορά της πίεσης σε γωνία στροφάλου είναι απαραίτητη διότι οι θερμοδυναμικοί υπολογισμοί γίνονται με βάση τη γωνία στροφάλου του κινητήρα, απ' όπου υπολογίζεται ο όγκος του κυλίνδρου. Η παραπάνω διαδικασία θεωρείται πολύ κρίσιμη καθώς πολύ μικρά σφάλματα δίνουν πολύ μεγάλες αποκλίσεις στην εκτίμηση σημαντικών μεγεθών όπως είναι η ενδεικνύμενη ισχύς [6, 15, 13].

### 3.3.3 Καθορισμός Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ)

Για την πραγματοποίηση της αντιστοίχισης των δεδομένων της πίεσης σε γωνία στροφάλου όπως αναφέρθηκε είναι απαραίτητο να καθορισθεί, με όσο το δυνατό μεγαλύτερη ακρίβεια, το ΑΝΣ. Χρησιμοποιώντας τις θέσεις ΑΝΣ γίνεται αναφορά του κάθε δείγματος σε μια γωνία στροφάλου.

Ο ακριβής προσδιορισμός του άνω νεκρού σημείου ΑΝΣ συμβάλει καθοριστικά στην αξιοπιστία των δεδομένων της επεξεργασίας της πίεσης καύσης. Σφάλμα  $1^\circ$  γωνίας στροφάλου στην τοποθέτηση του ΑΝΣ μπορεί να οδηγήσει σε απόκλιση μέχρι και 10% στην εκτίμηση της ενδεικνύμενης πίεσης και 25% στην εκτίμηση εκλυόμενης θερμότητας από την καύση.

Για τον προσδιορισμό του ΑΝΣ υπάρχουν η μετρητική και η υπολογιστική μέθοδος. Για το μετρητικό προσδιορισμό χρησιμοποιείται αισθητήρας γωνίας στροφάλου. Για την υπολογιστική προσέγγιση έχουν προταθεί διάφορες μέθοδοι οι οποίες βασίζονται στην επεξεργασία των μετρήσεων της πίεσης κυλίνδρου με τη βοήθεια κατάλληλου κώδικα προσομοίωσης [6, 15].

### 3.4 Εξεταζόμενες μέθοδοι μέτρησης της πίεσης

Στην παρούσα διπλωματική εξετάζονται δύο μέθοδοι δειγματοληψίας της πίεσης κυλίνδρου, η **δειγματοληψία σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου (“P-φ”)** και η **δειγματοληψία σταθερού χρονικού βήματος (“P-t”)**. Από μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν και με τις δύο μεθόδους δειγματοληψίας σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης εξήχθησαν τα απαραίτητα συγκριτικά αποτελέσματα. Παρακάτω γίνεται περιγραφή της λειτουργίας κάθε μίας εκ των δύο αυτών μεθόδων.

#### 3.4.1 Μέθοδος μέτρησης με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου

Στα συστήματα δειγματοληψίας που λειτουργούν με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου χρησιμοποιώντας για οδήγηση το σήμα κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου, η συχνότητα δειγματοληψίας εκφράζεται σε μοίρες γωνίας στροφάλου και καθορίζεται από το σήμα του κωδικοποιητή γωνίας.

Ο κωδικοποιητής γωνίας στροφάλου είναι μία ηλεκτρομηχανική συσκευή που μετατρέπει τη γωνιακή θέση ή κίνηση του άξονα σε ένα αναλογικό ή ψηφιακό κωδικό. Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι κωδικοποιητών οι απόλυτοι και οι επαυξητικοί. Η έξοδος ενός απόλυτου κωδικοποιητή δείχνει την τρέχουσα θέση του άξονα, λειτουργεί δηλαδή ως μετατροπέας γωνίας. Η έξοδος ενός επαυξητικού κωδικοποιητή παρέχει πληροφορίες σχετικά με την κίνηση του άξονα, τις οποίες κατά κανόνα επεξεργάζεται περαιτέρω, και γίνεται πληροφορία όπως ταχύτητα, απόσταση και θέση.

Οι αισθητήρες γωνιακής ταχύτητας μπορούν να κατηγοριοποιηθούν με βάση την τεχνολογία που χρησιμοποιούν για να μετατρέψουν την γωνιακή θέση σε ηλεκτρικό σήμα, στις εξής κατηγορίες [6]:

- Οπτικοί κωδικοποιητές
- Μαγνητικοί λήπτες (pickups)
- Αισθητήρες φαινομένου Hall
- Κωδικοποιητές ακτίνας μονοχρωματικής ακτινοβολίας
- Αισθητήρες ποτενσιόμετρου αντίστασης
- Πυκνωτικοί αισθητήρες
- Αισθητήρες περιστρεφόμενου πηνίου (revolvers)



Σημαντικό κριτήριο διαχωρισμού των αισθητήρων είναι η θέση προσάρτησης. Οι αισθητήρες που τοποθετούνται πάνω στον άξονα συνήθως παρέχουν καλύτερη ακρίβεια αλλά η τοποθέτηση είναι δύσκολη και κρίσιμη καθώς μη σωστή ευθυγράμμιση ή η μη ομόκεντρη τοποθέτηση μπορεί να έχει σαν αποτέλεσμα λανθασμένα δεδομένα ή και καταστροφή του οργάνου. Από την άλλη οι αισθητήρες που δεν είναι σε επαφή με τον άξονα, είναι πολύ εύκολοι στην χρήση και ανθεκτικοί στο βιομηχανικό περιβάλλον, αλλά υπάρχουν περιορισμοί ως προς την ακρίβειά τους.

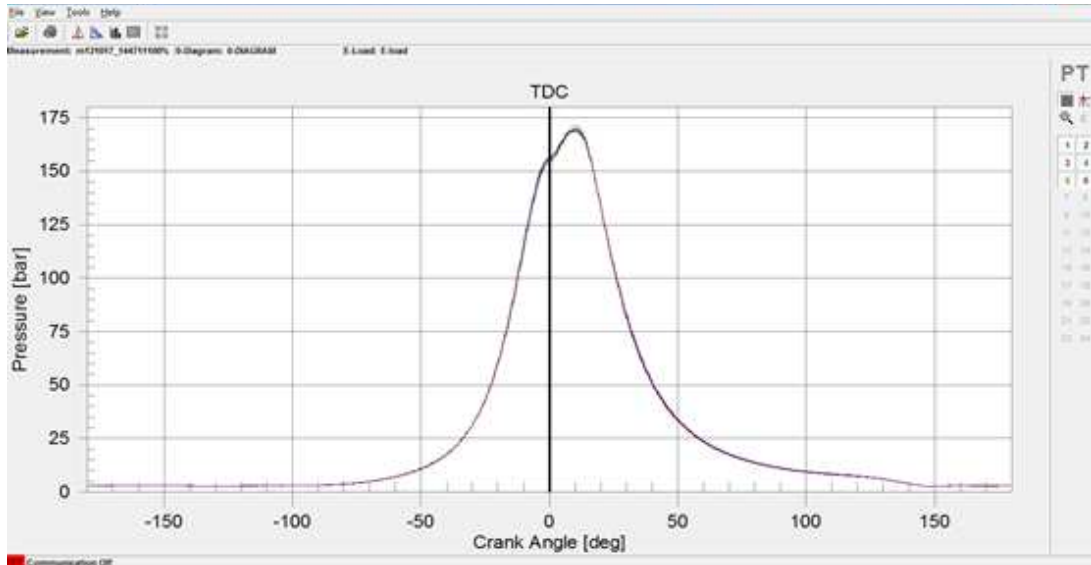
### 3.4.2 Το υπό μελέτη σύστημα μετρήσεων με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου “P-φ”

Το σύστημα “P-φ” σχεδιάστηκε για να παρέχει στους μηχανικούς και στο προσωπικό τεχνικής υποστήριξης του πλοίου μετρήσεις πίεσης κυλίνδρου με ένα φορητό ηλεκτρονικό εργαλείο σε δίχρονες και τετράχρονες μηχανές.

Αποτελείται από έναν μετατροπέα πίεσης, μία συσκευή ελέγχου και ένα σύστημα ενεργοποίησης (πυροδότησης) με έναν λήπτη στροφαλοφόρου που μπορεί να λειτουργήσει χρησιμοποιώντας ένα συμβατό υπολογιστή στον οποίο είναι εγκατεστημένο το λογισμικό του συστήματος “P-φ”. Το σύστημα έχει εφοδιαστεί με τα κατάλληλα υπολογιστικά μηχανήματα και το λογισμικό ώστε να υπολογίζει αυτόματα να εμφανίζει και να καταγράφει τα μετρημένα αποτελέσματα. Επιπλέον αντισταθμίζει αυτόματα τα δεδομένα για την παραμόρφωση του στροφαλοφόρου από την παραγόμενη ροπή στα διάφορα φορτία. Στα κύρια χαρακτηριστικά του συγκαταλέγονται [8, 14]:

- Διαγράμματα P-V (σχετικός όγκος-πίεση) και P-φ (γωνία-πίεση) μαζί με τα όρια απόκλισης της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης και της μέγιστης πίεσης.
- Υπολογισμός τιμών όπως μέση ενδεικνύμενη πίεση  $p_i$ , πίεση συμπίεσης  $p_{comp}$ , μέγιστη πίεση  $p_{max}$  και πίεση αέρα σάρωσης  $p_{scav}$ .
- Εκτύπωση των αποτελεσμάτων.
- Διεπαφή λογισμικού που χρησιμοποιείται με το λογισμικό απόδοσης μηχανής και το λογισμικό διάγνωσης μηχανής.

Η πίεση κυλίνδρου μετριέται από έναν υψηλής απόδοσης πιεζοηλεκτρικό μεταλλάκτη που τοποθετείται στην βαλβίδα ένδειξης. Ο μεταλλάκτης μετακινείται χειροκίνητα από τον έναν κύλινδρο στον άλλο μεταξύ κάθε σειράς μετρήσεων και ως εκ τούτου εκτίθεται στο δυσμενές περιβάλλον του θαλάμου καύσης για πολύ μικρό χρονικό διάστημα. Η πίεση που ανιχνεύεται από τον μεταλλάκτη είναι απαραίτητο να συγχρονιστεί με τη θέση του στροφάλου. Για τον σκοπό αυτό η



Σχήμα 3.3: Διάγραμμα πίεσης-γωνίας στο λογισμικό του συστήματος “P-φ”.

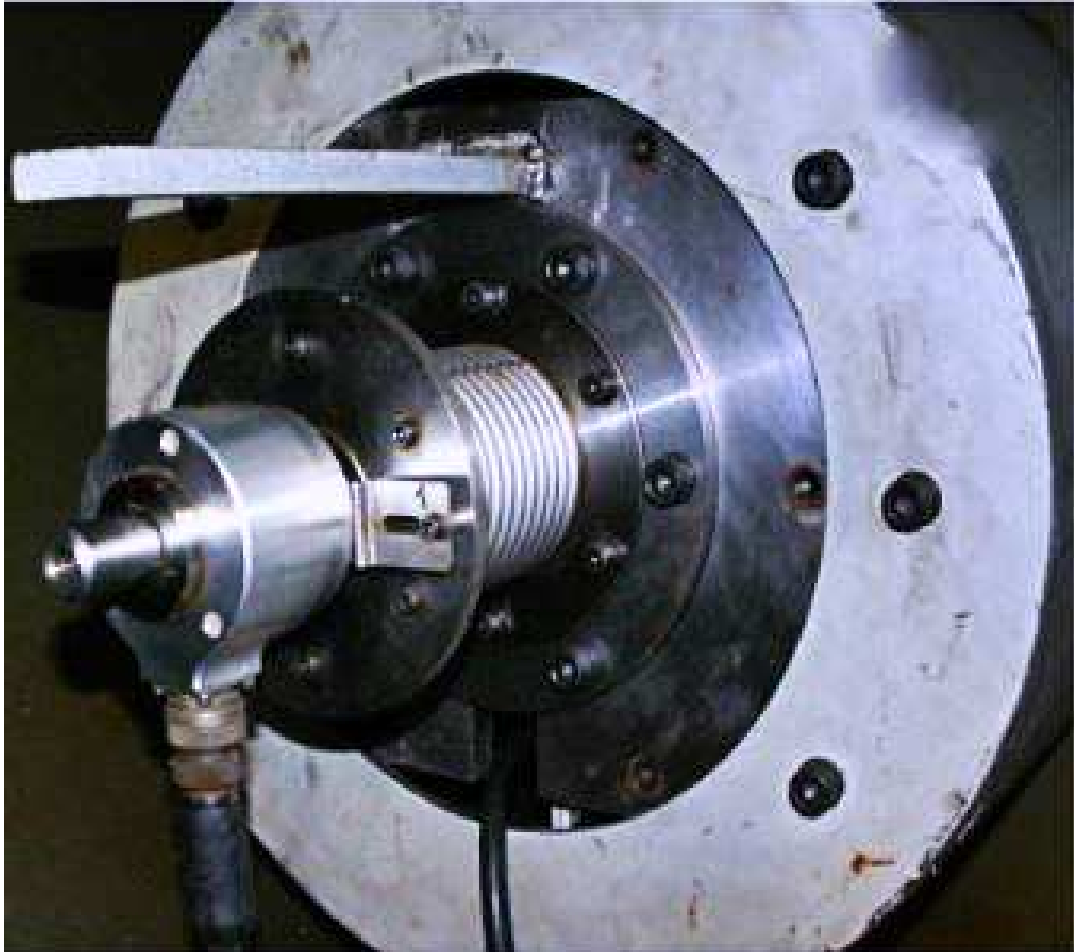
Cylinder Number	$\bar{p}$ [bar]	$p_{(comp)}$ [bar]	$p_{(max)}$ [bar]	Engine Speed [rpm]	Effective Power [kW]	Effective Power [bhp]	$\eta$ [bar]	Index Adjust [ ]	Rotation of Link [ ]	$p_{(max)}$ Deviation [bar]	VIT Adjust [ ]	Rotation of Link [ ]
1	18.06	152.6	169.3	90.9	2786	3788	0.06			0.0		
2	18.29	154.5	168.9	91.0	2827	3843	0.28			-0.5		
3	18.18	153.3	168.5	91.2	2814	3826	0.17			-0.9		
4	17.89	153.3	168.9	91.2	2767	3762	-0.11			-0.4		
5	17.85	154.8	170.8	90.9	2751	3743	-0.16			1.5		
6	17.77	155.8	169.6	91.2	2747	3735	-0.23			0.2		
Mean	18.01	154.1	169.3	91.1	2782	3782						
New Mean	18.01		169.3									
Total		$\bar{p}(accv)$	2.91 bar		16891	22833						

Σχήμα 3.4: Πίνακας υπολογισμένων μεγεθών του κινητήρα στο λογισμικό του συστήματος “P-φ”.

πληροφορία της θέσης του παρέχεται από έναν κωδικοποιητή γωνίας που βρίσκεται στο μπροστινό τμήμα του στροφαλοφόρου. Εναλλακτικά το σήμα θα μπορούσε να ληφθεί από έναν οπτικό αισθητήρα ο οποίος διαβάζει μία ταινία (zebra tape) που έχει συγκολληθεί στον άξονα του κινητήρα. Τα δεδομένα του συστήματος αντισταθμίζονται αυτόματα για παραμόρφωση στροφαλοφόρου από την ροπή που

δημιουργείται στα διάφορα φορτία.

Ο κωδικοποιητής γωνίας περιέχει έναν εξωτερικά οδηγούμενο, οπτικά κωδικοποιημένο δίσκο που τοποθετείται ανάμεσα σε μία εσωτερική πηγή φωτός και μία ανιχνευτική συσκευή. Ο οπτικός δίσκος ο οποίος φέρει σχισμές εγκαθίσταται πάνω στο ελεύθερο άκρο του στροφαλοφόρου μέσω ενός εύκαμπτου συνδέσμου. Όσο ο δίσκος με τις οπές γυρνάει, οι αισθητήρες φωτός ανταποκρίνονται σε διακυμάνσεις του φωτός και εκπέμπουν μια κυματομορφή τάσης-παλμό η οποία αντιστοιχεί σε μια θέση υποδοχής πάνω στον περιστρεφόμενο δίσκο. Ως εκ τούτου, μετρώντας την ποσότητα των παλμών ή τις μεταβάσεις της τάσης από υψηλή σε χαμηλή γίνεται αντιληπτό πόσο έχει στραφεί ο δίσκος. Με άλλα λόγια γνωρίζοντας την ακριβή βαθμονόμηση- ανάλυση του δίσκου προσδιορίζεται για κάθε χρονική στιγμή η γωνία περιστροφής του δίσκου από την αρχική του θέση.

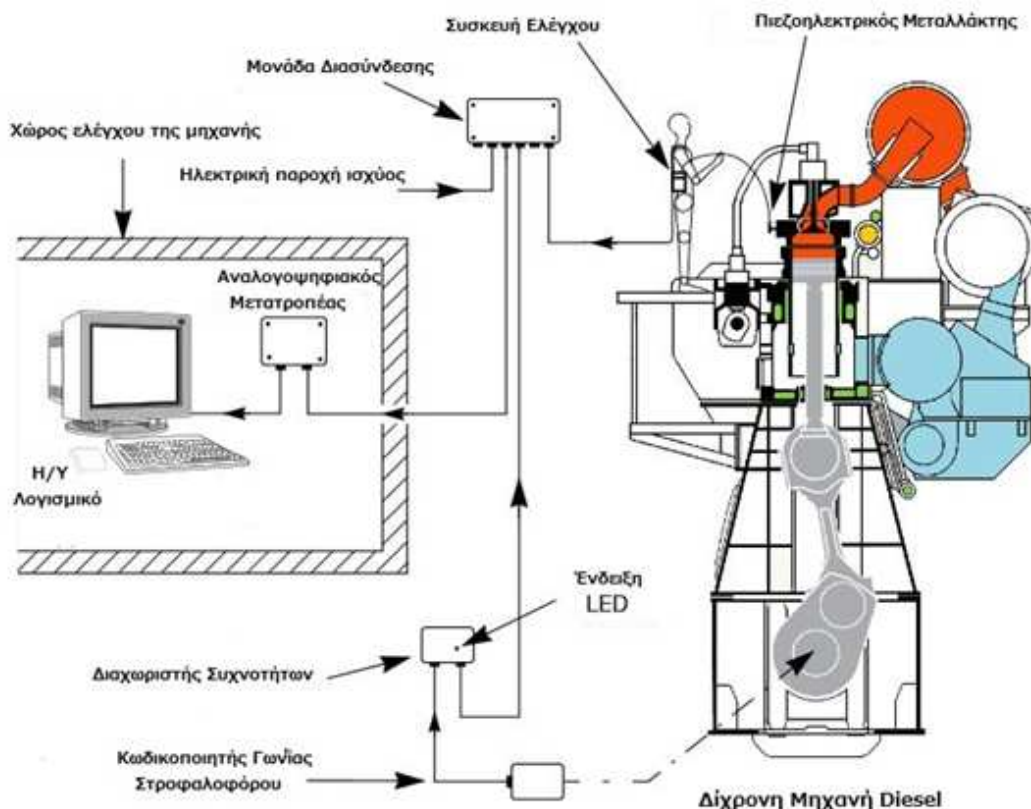


Σχήμα 3.5: Κωδικοποιητής γωνίας προσαρμοσμένος στο ελεύθερο άκρο του στροφαλοφόρου άξονα.

Με τον κωδικοποιητή γωνίας ένας ακριβής αριθμός γωνιών στροφαλοφόρου/παλμών θέσης παράγονται ανά περιστροφή του άξονα (1024 σημεία). Με άλλους αισθητήρες, ο αριθμός των παλμών εξαρτάται από τη διάμετρο του κινητήριου άξονα ή τον αριθμό των δοντιών του οδοντωτού τροχού ή το trigger ring της μηχανής.

Όλος ο εξοπλισμός τροφοδοτείται από μία εξωτερική πηγή συνεχούς τάσης 24V και εκτός από τον μεταλλάκτη της πίεσης και τη φορητή συσκευή ελέγχου του συστήματος, όλα τα υπόλοιπα στοιχεία είναι τοποθετημένα μόνιμα πάνω στη μηχανή. Τόσο η συσκευή ελέγχου όσο και το κουτί διακλάδωσης περιλαμβάνουν

τις κατάλληλες διεπαφές επικοινωνίας απαραίτητες για τη συλλογή των δεδομένων και την αυτόματη μεταφορά στον υπολογιστή. Για τους επόμενους υπολογισμούς εμφανίζει και αποθηκεύει τα δεδομένα χρησιμοποιώντας τον υπολογιστή. Το απαραίτητο λογισμικό του συστήματος “P-φ” πρέπει να είναι εγκατεστημένο.



Σχήμα 3.6: Η διάταξη του συστήματος δειγματοληψίας “P-φ”.

### 3.4.3 Μέθοδος μέτρησης με χρονική δειγματοληψία - Το υπό μελέτη σύστημα “P-t”

Παρά το γεγονός ότι η δειγματοληψία με χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου (“P-φ”) προσφέρει αξιόπιστα και ακριβή δεδομένα πίεσης-γωνίας στροφάλου είναι δύσκολα εφαρμόσιμη ειδικά για τους κινητήρες εν πλω. Αυτό ισχύει διότι η μέθοδος απαιτεί παρέμβαση στη λειτουργία της μηχανής για την εγκατάσταση του απαραίτητου εξοπλισμού πάνω στον στροφαλοφόρο άξονα. Η πλέον πιο

διαδεδομένη μέθοδος μέτρησης της πίεσης κυλίνδρου είναι η μέτρηση με δειγματοληψία σταθερού βήματος χρόνου (“P-t”). Για την αναφορά της μέτρησης σε γωνία στροφάλου, κατά την επεξεργασία της μέτρησης, γίνεται γραμμική αναγωγή του χρόνου σε γωνία στροφάλου.

Το σύστημα “P-t” πραγματοποιεί μετρήσεις πίεσης καύσης μέσω ψηφιοποίησης του σήματος του αισθητήρα από έναν αναλογο-ψηφιακό μετατροπέα. Ο μετατροπέας χρονίζεται από ένα εσωτερικό μετρητή. Η συχνότητα δειγματοληψίας είναι σταθερή και δίνεται από τον παρακάτω τύπο :

$$f_s = \frac{360 \cdot N}{60 \cdot \Delta\theta} = \frac{6 \cdot N}{\Delta\theta} \quad (3.5)$$

όπου  $N$  είναι η αναμενόμενη ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (rpm) και  $\Delta\theta$  το επιθυμητό ισοδύναμο ισοδιάστημα μέτρησης σε μοίρες γωνίας στροφάλου. Η συχνότητα δειγματοληψίας ( $f_s$ ), είναι σε Hz.

Ο αριθμός των δειγμάτων εξαρτάται από τον επιθυμητό αριθμό των κύκλων προς καταγραφή και δίνεται από τη σχέση :

$$s = \frac{360 \cdot K}{\Delta\theta} \cdot M \quad (3.6)$$

όπου  $K = 1$  ή  $K = 2$  για δίχρονο ή τετράχρονο κινητήρα αντίστοιχα και  $M$  ο αριθμός κύκλων λειτουργίας ο οποίος εξαρτάται από την εκάστοτε εφαρμογή.

Με αυτόν τον τρόπο δειγματοληψίας προκύπτουν ζεύγη τιμών τάσης- χρόνου, “V-t”. Οι μετρημένες τιμές τάσης απέχουν μεταξύ τους χρόνο  $\Delta t$ , ίσο με :

$$\Delta t = \frac{1}{f_s} \quad (3.7)$$

Αφότου καταγραφεί ο απαιτούμενος αριθμός κύκλων λειτουργίας, εκτιμάται ο μέσος κύκλος των διαδοχικών αυτών κύκλων. Ο προσδιορισμός του μέσου κύκλου περιορίζει τις αυξομειώσεις που προέρχονται από θόρυβο ή σφάλματα δειγματοληψίας. Ωστόσο η χρήση του μέσου κύκλου δεν αφαιρεί συστηματικά σφάλματα.

Από τα μεγέθη που αφορούν στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα η εκτίμηση του ρυθμού καύσης είναι από τις πλέον απαιτητικές από άποψη ποιότητας σήματος και απαιτεί την λήψη πολλών κύκλων με σχετικά μεγάλη συχνότητα δειγματοληψίας. Όμως κατάλληλη επεξεργασία του σήματος περιορίζει σημαντικά τον απαιτούμενο αριθμό κύκλων λειτουργίας.

Στους αργόστροφους δίχρονους ναυτικούς κινητήρες, που στις συνήθεις συνθήκες λειτουργίας ο κύκλος διαρκεί από 0.5sec έως 2sec, η λήψη μεγάλου αριθμού κύκλων έχει ως αποτέλεσμα μεγάλη διάρκεια μέτρησης και αύξηση της πιθανότητας μεταβολών της ισχύος στη διάρκεια του μετρούμενου διαστήματος.

Επομένως ο μεγάλος αριθμός κύκλων καταγραφής σε αυτές τις περιπτώσεις δεν είναι επιθυμητός.

Στον κινητήρα που εξετάζεται στην υπόψη διπλωματική (δίχρονος ναυτικός) καταγράφονται 20 διαδοχικοί κύκλοι λειτουργίας. Ωστόσο σημαντικό μειονέκτημα της μεθόδου αυτής είναι η διακύμανση της ταχύτητας περιστροφής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας. Αιτία αυτού του γεγονότος είναι η εισαγωγή σφάλματος στη μέτρηση λόγω της γραμμικής αναγωγής του χρόνου σε γωνία στροφάλου που πραγματοποιείται.

### **3.5 Εξεταζόμενες μέθοδοι Καθορισμού του Άνω Νεκρού Σημείου (ΑΝΣ)**

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζονται δύο μέθοδοι προσδιορισμού του ΑΝΣ. Η πρώτη, η οποία εφαρμόζεται από το σύστημα “P-t” και είναι υπολογιστική. Η δεύτερη, εφαρμόζεται από το σύστημα “P-φ” είναι μετρητική και σε αυτήν γίνεται χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου. Το ζητούμενο και από τις δύο μεθόδους είναι η εξαγωγή ενός συνόλου τιμών θέσης (αύξων αριθμός ψηφιοποιημένου δείγματος) που αφορούν τις διελεύσεις του εμβόλου από το ΑΝΣ. Στις επόμενες δύο παραγράφους περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθείται προκειμένου να εξαχθεί το ΑΝΣ για κάθε μέθοδο χωριστά.

#### **3.5.1 Υπολογιστική μέθοδος καθορισμού του ΑΝΣ**

Η υπολογιστική μέθοδος που εξετάζεται προσεγγίζει τις θέσεις του ΑΝΣ μέσω σύγκρισης μίας προσομοιωμένης καμπύλης συμπίεσης του κινητήρα στο συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας με τη συμπίεση των καταγραφόμενων κύκλων της μέτρησης.

Για τον ακριβή εντοπισμό των θέσεων του ΑΝΣ είναι απαραίτητο να πραγματοποιηθούν οι εξής διεργασίες:

- Αφαίρεση ηλεκτρικού θορύβου
- Διόρθωση θερμικού ρεύματος αισθητήρα
- Μετατροπή μετρούμενων τιμών τάσης σε πίεση
- Υπολογισμός σημείων ανά κύκλο

Τα παραπάνω όμως προϋποθέτουν αντιστοίχιση μετρούμενων τιμών σε γωνία στροφάλου. Για το λόγο αυτό αρχικά επιδιώκεται μία εμπειρική εκτίμηση των θέσεων ΑΝΣ με βάση την οποία πραγματοποιούνται οι διεργασίες που

αναφέρθηκαν. Έπειτα γίνεται ο ακριβής εντοπισμός των θέσεων του ΑΝΣ χρησιμοποιώντας τα επεξεργασμένα δεδομένα. Με τις νέες θέσεις ΑΝΣ επαναλαμβάνονται οι απαραίτητες διεργασίες. Σε πρώτη φάση πριν γίνει η αρχική εκτίμηση των θέσεων ΑΝΣ εκτελούνται τα παρακάτω βήματα :

1. Υπολογίζεται εμπειρικά το μέσο πλήθος των σημείων της μέτρησης ανά κύκλο. Έπειτα γίνεται γραμμική αναγωγή της προσομοιωμένης καμπύλης συμπίεσης έτσι ώστε ο προσομοιωμένος κύκλος να αποτελείται από το ίδιο πλήθος σημείων. Η καμπύλη συμπίεσης όπως είναι αναμενόμενο έχει λιγότερα σημεία από τον πλήρη κύκλο. Ανίχνευση του μέσου πλήθους των σημείων ανά κύκλο μπορεί να πραγματοποιηθεί αναγνωρίζοντας τα τοπικά μέγιστα.
2. Η μετατροπή των τιμών τάσης σε πίεση γίνεται χρησιμοποιώντας τη σταθερά του αισθητήρα. Έπειτα υπολογίζεται ο μέσος όρος των χαμηλότερων τιμών πίεσης ο αριθμός των οποίων αντιστοιχεί στο ποσοστό του χρόνου που είναι ανοιχτές οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής. Στο μέσο όρο δε λαμβάνονται υπόψη οι τιμές πριν το πρώτο και μετά το τελευταίο επειδή ο μέσος όρος χρειάζεται να ληφθεί από ακέραιο αριθμό κύκλων. Από την διαφορά του μέσου όρου και χρησιμοποιώντας τις τιμές της προσομοιωμένης καμπύλης συμπίεσης πριν το κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής, υπολογίζεται η αναγκαία κατακόρυφη μετακίνηση του δυναμοδεικτικού διαγράμματος πίεσης.

Στη συνέχεια περιγράφονται τα υπόλοιπα βήματα επεξεργασίας τα οποία είναι κοινά για την αρχική εκτίμηση και για τον ακριβή εντοπισμό των θέσεων του ΑΝΣ.

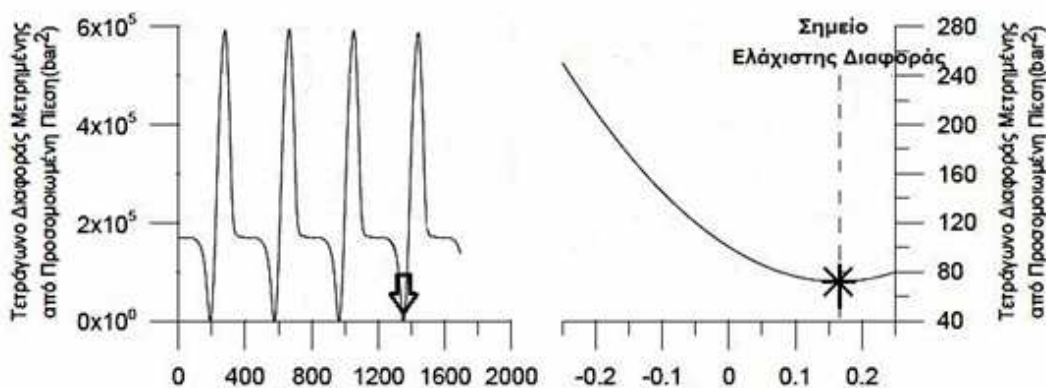
1. Με βάση τον αριθμό των σημείων ανά περιστροφή του σήματος της πίεσης, γίνεται γραμμική παρεμβολή της προσομοιωμένης καμπύλης συμπίεσης ώστε να προκύψει μια νέα καμπύλη  $P_S$  με βήμα  $\Delta\theta$ , ίδιο με αυτό της μέτρησης. Επιλέγεται η γραμμική παρεμβολή της προσομοιωμένης καμπύλης, διότι, καθώς είναι αποτέλεσμα προσομοίωσης, είναι πολύ ομαλή και το σφάλμα που θα προκύψει από την παρεμβολή αμελητέο. Αντίθετα η παρεμβολή της ίδιας της μέτρησης είναι πιθανό να δημιουργήσει παραμόρφωση του μετρημένου σήματος.
2. Λαμβάνονται τμήματα της μέτρησης ίδιου πλήθους σημείων με αυτό της καμπύλης συμπίεσης και υπολογίζεται το τετράγωνο της διαφοράς των σημείων με ίδια θέση. Η διαδικασία επαναλαμβάνεται ξεκινώντας από το πρώτο δείγμα της μέτρησης μέχρι το τελευταίο που θα επιτρέψει το τμήμα της μέτρησης που θα ληφθεί να είναι ίσο σε δείγματα με της καμπύλης



συμπίεσης. Με την καμπύλη συμπίεσης  $P_S$  να έχει  $m$  σημεία και την μετρημένη πίεση  $P$  να έχει  $S$  σημεία, έχουμε:

$$R[i] = \sum_{i=1}^m (P[i] - P_s[i])^2, 1 \leq i \leq S - m \quad (3.8)$$

3. Ανιχνεύονται οι θέσεις των τοπικών ελαχίστων της σειράς  $R$ .
4. Λεπτομερής υπολογισμός της θέσης του ΑΝΣ για κάθε θέση τοπικού ελάχιστου της σειράς  $R$ , έστω  $R[i]$ . Για αυτόν τον σκοπό πρέπει να γίνουν τα παρακάτω:
  - (α) Λαμβάνεται το τμήμα της μέτρησης ξεκινώντας από την θέση  $R[i] + 1$  έως την θέση  $R[i] + S - m - 1$ . Τα ακραία σημεία παραλείπονται επειδή παραλείπονται αναγκαστικά και από την καμπύλη συμπίεσης έτσι ώστε να είναι δυνατή η γραμμική παρεμβολή, ως ακολούθως. Η καμπύλη συμπίεσης έχει γνωστή αναφορά γωνίας στροφάλου. Με γραμμική παρεμβολή υπολογίζεται από την καμπύλη συμπίεσης (PS-ΘS) μια νέα (P'S-θS+dθ). Αν το βήμα της καμπύλης συμπίεσης είναι  $\Delta\theta$ , τότε το  $d\theta$  λαμβάνεται από  $-\Delta\theta/2$  έως  $\Delta\theta/2$  με βήμα ανάλογο της επιθυμητής ακρίβειας, συνήθως  $0.01^\circ$ .
  - (β) Υπολογίζεται το άθροισμα των τετραγώνων των διαφορών του τμήματος της μέτρησης από τις νέες μετακινημένες καμπύλες συμπίεσης.

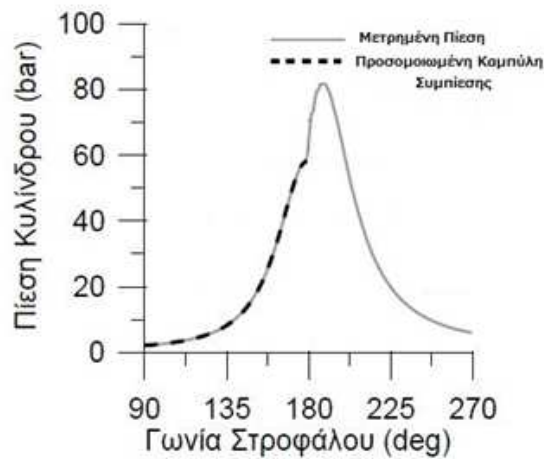


Σχήμα 3.7: Απεικόνιση διαγραμμάτων εύρεσης του ΑΝΣ με την υπολογιστική μέθοδο

(γ') Αν το ελάχιστο άθροισμα τετραγώνων παρατηρείται για μετακίνηση  $d\theta$ , τότε η γωνία στροφάλου που αντιστοιχεί στην θέση  $R[i]$  είναι  $\theta S[1] + dj$ . Έτσι το ΑΝΣ αντιστοιχεί στην θέση:

$$TDC [i] = i + \frac{180 - \theta_s [1] + d\theta}{\Delta\theta} \quad (3.9)$$

για  $j$  όσα και τα τοπικά ελάχιστα της σειράς  $R$ , δηλαδή όσα τα ΑΝΣ που ανιχνεύτηκαν.



Σχήμα 3.8: Διάγραμμα πίεσης και προσομοιωμένη καμπύλη συμπίεσης στηθέλτιστη σχετική θέση.

### 3.5.2 Καθορισμός ΑΝΣ με χρήση κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου

Όπως έχει αναφερθεί και στην παράγραφο 3.4.2 ο οπτικός κωδικοποιητής γωνίας στροφάλου που εξετάζεται αποτελείται από έναν οπτικό δίσκο ο οποίος φέρει ίχνη-οπές που αντιστοιχούν σε συγκεκριμένη γωνία στροφάλου. Επιπρόσθετα φέρει ανεξάρτητο ίχνος για την αναφορά του ΑΝΣ ανά περιστροφή. Ο δίσκος σαρώνεται από φωτοηλεκτρικό αισθητήρα και εκτός από τα 1024 σήματα θέσης γωνίας στροφάλου που παράγονται, παράγεται και ένα σήμα με περίοδο μία περιστροφή που χρησιμοποιείται για την αναφορά της θέσης του άνω νεκρού σημείου [14].

Το σήμα που παράγει ο κωδικοποιητής για την ανίχνευση του ΑΝΣ έχει συγκεκριμένη μορφή και σηματοδοτεί τη διέλευση του εμβόλου από το ΑΝΣ.

Ωστόσο επειδή η ακρίβεια της δειγματοληψίας είναι μεγαλύτερη ως προς την απαιτούμενη ακρίβεια στον προσδιορισμό της θέσης του ΑΝΣ, το ΑΝΣ τοποθετείται ανάμεσα σε δύο ψηφιοποιημένα δείγματα. Κατά συνέπεια η εκλαμβανόμενη θέση του ΑΝΣ σε κάθε κύκλο είναι τυχαία μέσα στο διάστημα  $(0, \Delta\theta)$  μετά το ΑΝΣ, όπου  $\Delta\theta$  το βήμα δειγματοληψίας που στην συγκεκριμένη περίπτωση είναι  $0.35^\circ$ . Για την αντιμετώπιση αυτού του προβλήματος εφαρμόζονται διάφορες τεχνικές.

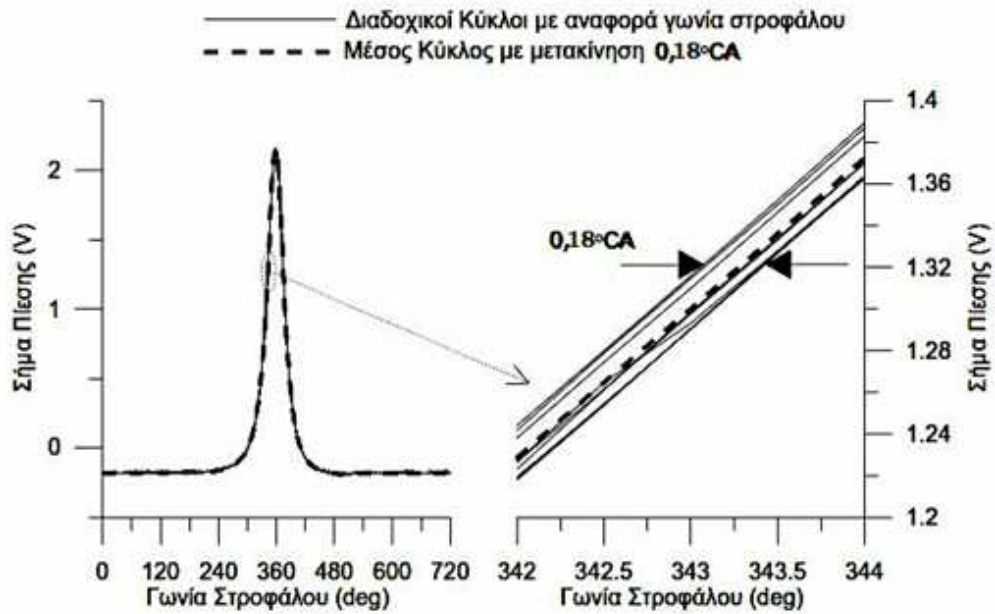
Παρακάτω αναφέρονται τα βήματα που χρειάζεται να πραγματοποιηθούν για την εξαγωγή της σειράς θέσεων ΑΝΣ :

1. Ορίζεται ένα κατώφλι, για τον εντοπισμό των μη μηδενικών τιμών του σήματος του αισθητήρα.
2. Εντοπίζονται οι θέσεις του σήματος με τιμή μεγαλύτερη από το κατώφλι αυτό. Διατηρούνται μόνο οι πρώτες θέσεις, αν εντοπιστούν διαδοχικά δείγματα με τιμές μεγαλύτερες από το κατώφλι.
3. Για την διόρθωση του σφάλματος διακριτής ψηφιοποίησης που αναφέρεται προηγουμένως ανάλογα με την μέθοδο αντιμετώπισης προστίθεται σε κάθε θέση που ανιχνεύτηκε είτε η τιμή  $0.18^\circ$  (που ισοδυναμεί με το μισό του βήματος δειγματοληψίας) είτε η πραγματική αναγκαία μετακίνηση. Έτσι προκύπτει η ακόλουθη σειρά με τις θέσεις του ΑΝΣ :

$$TDC [j] = i + Cor [j], i : V_{TDC} [i] > V_{TDC,R} [i] \wedge V_{TDC} [i - 1] < V_{TDC,R} \quad (3.10)$$

όπου  $j$  ο αύξων αριθμός του ΑΝΣ που ανιχνεύτηκε,  $Cor$  η αναγκαία διόρθωση ( $Cor = 0.18$ ) και  $V_{TDC,R}$  το κατώφλι για τον εντοπισμό των μη μηδενικών τιμών του σήματος του αισθητήρα.

Για τον ακριβή καθορισμό των θέσεων του ΑΝΣ, η τοποθέτηση του κωδικοποιητή γίνεται έτσι ώστε να ταιριάζει το σήμα αναφοράς του οργάνου με την θέση του άνω νεκρού σημείου. Επιπρόσθετα γίνεται λεπτομερής ρύθμιση του συνδετικού βραχίονα έως ότου η θέση άνω νεκρού σημείου να ταυτίζεται με το σήμα του οργάνου. Γι αυτό και ο στροφαλοφόρος περιστρέφεται μέχρι το έμβολο να έρθει στην ανώτατη θέση του. Η υψηλότερη θέση του εμβόλου επαληθεύεται από ρολόι γράφο που τοποθετείται στην οπή του εγχυτήρα. Ωστόσο η ακριβέστερη διαδικασία βαθμονόμησης για τη σύμπτωση του άνω νεκρού σημείο με το παλμό του οργάνου, γίνεται με ετεροκίνηση της μηχανής και τοποθέτηση αισθητήρα θέσης (LVTD) από την οπή του εγχυτήρα. Άλλη μέθοδος βαθμονόμησης που χρησιμοποιείται ευρέως και δεν απαιτεί ειδικό εξοπλισμό είναι ο εντοπισμός του άνω νεκρού σημείου από την θέση της μέγιστης πίεσης συμπίεσης κατά την λειτουργία σε ετεροκίνηση. Όμως και αυτή δεν παρέχει πολύ καλή ακρίβεια επειδή



Σχήμα 3.9: Παράδειγμα διακύμανσης εντός του βήματος δειγματοληψίας που οφείλεται στην διακριτή ψηφιοποίηση του σήματος του ενδείκτη ANΣ κατά τους διαδοχικούς κύκλους με αναφορά γωνία στροφάλου.

η μέγιστη πίεση εμφανίζεται πριν την θέση του μικρότερου όγκου του κυλίνδρου λόγω μεταφοράς θερμότητας και διαφυγές αερίων.

## **Κεφάλαιο 4**

# **Εφαρμογή σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα**

### **4.1 Σύντομη περιγραφή της διαδικασίας αξιολόγησης των μετρήσεων**

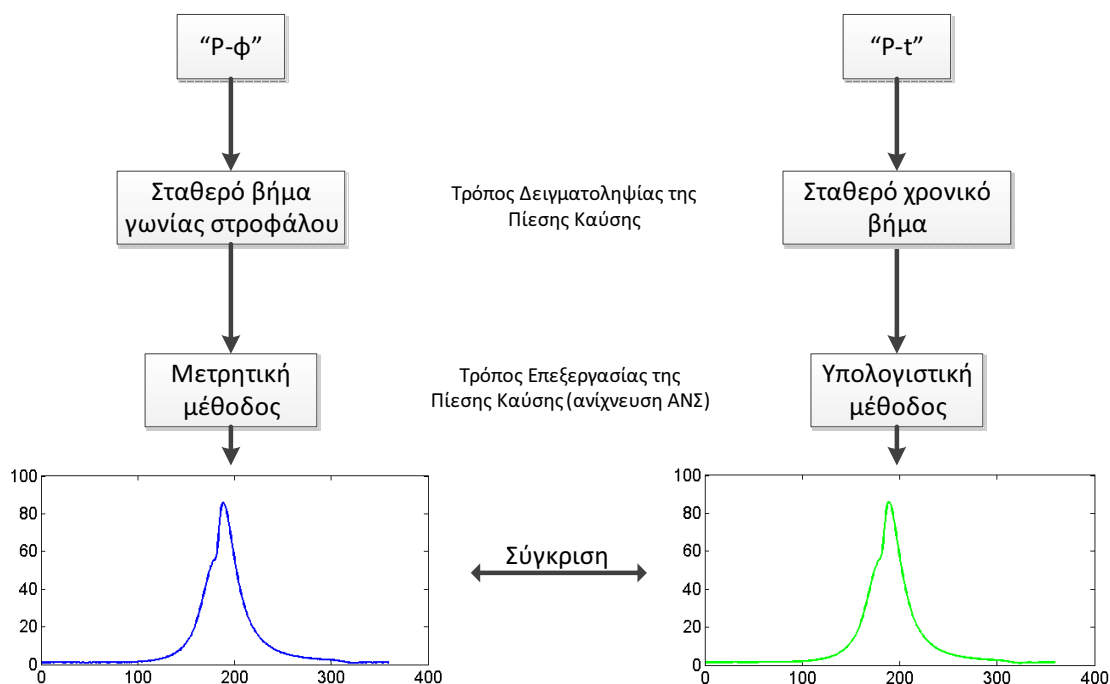
Στην παρούσα εργασία διερευνάται η επίδραση του τρόπου δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης καύσης στα αποτελέσματα της διάγνωσης του κινητήρα. Ως εκ τούτου γίνεται εφαρμογή σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα των δύο τεχνικών δειγματοληψίας της πίεσης καθώς και των δύο τεχνικών καθορισμού του ΑΝΣ.

Στο πρώτο στάδιο της διερεύνησης, γίνεται επεξεργασία των μετρήσεων που πραγματοποιήθηκαν στον υπόψη κινητήρα κατά τη διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης (sea trials) με τα δύο διαφορετικά συστήματα, το “P-t” και το “P-φ” για αντίστοιχα φορτία λειτουργίας. Τα συστήματα αυτά διαφέρουν τόσο στον τρόπο που δειγματοληπτούν την πίεση όσο και στον τρόπο που την επεξεργάζονται. Το σύστημα “P-t”, το οποίο διαθέτει ειδικό λογισμικό πραγματοποιεί σταθερού χρονικού βήματος μετρήσεις πίεσης και χρησιμοποιεί την υπολογιστική μέθοδο ανίχνευσης του ΑΝΣ. Από την άλλη το σύστημα “P-φ” το οποίο διαθέτει και αυτό λογισμικό, πραγματοποιεί μετρήσεις σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου και ανιχνεύει τη θέση του ΑΝΣ μέσω κωδικοποιητή γωνίας. Τα λογισμικά των δύο συστημάτων υπολογίζουν μεγέθη όπως η ισχύς και η πίεση συμπίεσης με μόνο δεδομένο τη μετρημένη πίεση καύσης. Τα μετρούμενα διαγράμματα της πίεσης καθώς και τα διαγράμματα ισχύος που προκύπτουν από την εφαρμογή των πιο πάνω τεχνικών συγκρίνονται ώστε να αξιολογηθούν τόσο οι μέθοδοι δειγματοληψίας όσο και επεξεργασίας της πίεσης καύσης.

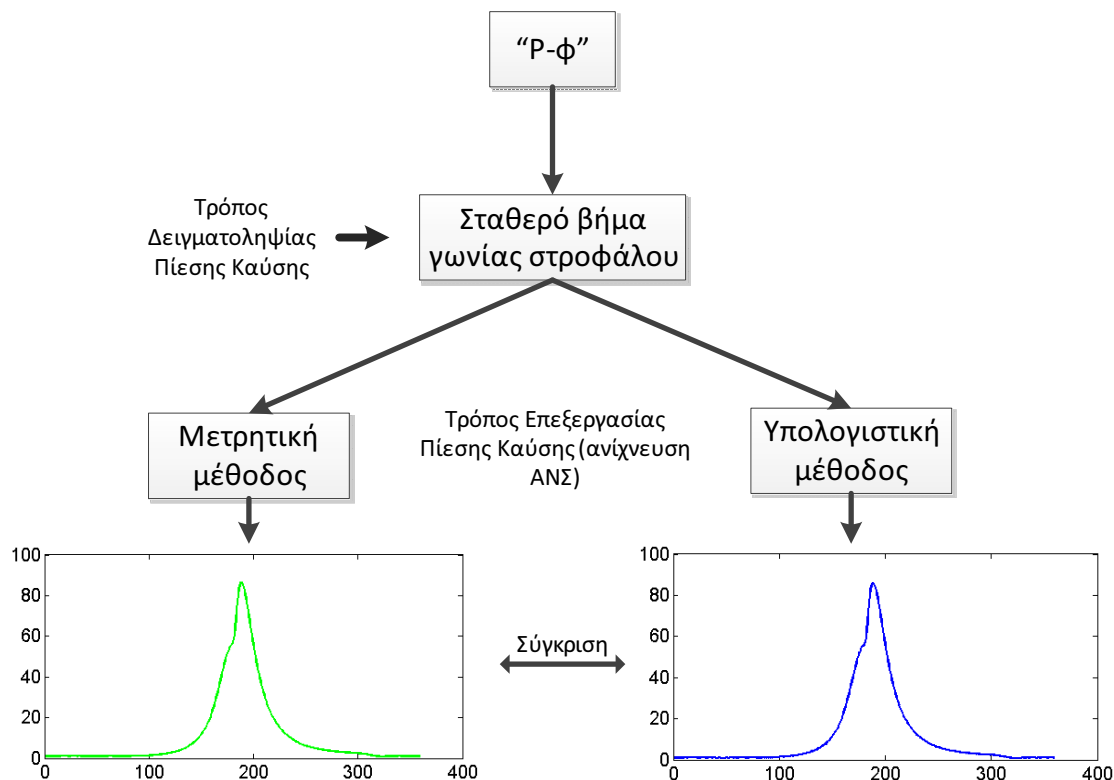
Στο δεύτερο στάδιο της διερεύνησης, γίνεται επεξεργασία των μετρήσεων πίεσης σταθερού βήματος γωνίας, οι οποίες πραγματοποιήθηκαν με το σύστημα “P-φ” κατά τις δοκιμές θαλάσσης αλλά και κατά τις εργοστασιακές δοκιμές (shop tests)

του υπό μελέτη κινητήρα. Αναλυτικότερα, οι πρωτογενείς μετρούμενες τιμές πίεσης - γωνίας του συστήματος “P-φ” εισάγονται στο λογισμικό του συστήματος “P-t” όπου γίνεται εκ νέου επεξεργασία. Στη συνέχεια συγκρίνονται τα δύο διαφορετικά διαγράμματα της πίεσης, δηλαδή το διάγραμμα πριν και το διάγραμμα μετά την επεξεργασία. Σκοπός σε αυτό το στάδιο είναι να αξιολογηθεί ξεχωριστά ο τρόπος επεξεργασίας των μετρούμενων τιμών της πίεσης που προέκυψαν από την ίδια τεχνική δειγματοληψίας.

Στα Σχήματα 4.1 και 4.2 φαίνονται τα δύο στάδια της διερεύνησης που πραγματοποιήθηκαν στην παρούσα μελέτη.



Σχήμα 4.1: Η διαδικασία αξιολόγησης των μεθόδων δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου - πρώτο στάδιο διερεύνησης.



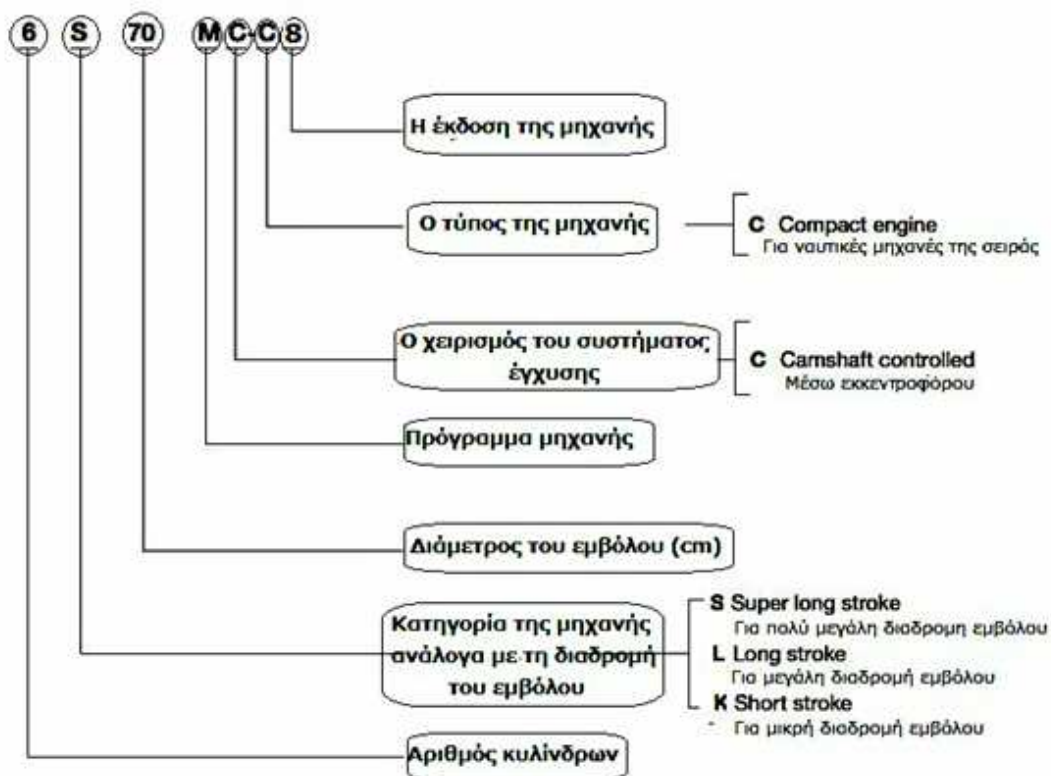
Σχήμα 4.2: Η διαδικασία αξιολόγησης της μεθόδου επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου - δεύτερο στάδιο διερεύνησης.

## 4.2 Ο υπό μελέτη κινητήρας MAN B&W 6S70MC-C8

Όπως αναφέρθηκε η διερεύνηση πραγματοποιήθηκε σε δίχρονο ναυτικό κινητήρα. Συγκεκριμένα πρόκειται για τον κινητήρα 6S70MC-C, ο οποίος αποτελεί έναν από τους πιο διαδεδομένους κινητήρες πρόωσης για εμπορικά πλοία μεγάλου μεγέθους, κυρίως capesize και πλοία μεταφοράς φορτίου (bulk carriers-VLBC). Στο Σχήμα 4.3 φαίνεται τι σημαίνουν τα γράμματα και οι αριθμοί της ονομασίας της μηχανής [8].

Στον υπό μελέτη κινητήρα έχουμε τα παρακάτω χαρακτηριστικά:

- Εξακύλινδρος κινητήρας
- S: κατηγορία της μηχανής σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου της, η συγκεκριμένη είναι πολύ μεγάλης διαδρομής (super-long stroke).
- Η διάμετρος του εμβόλου είναι 70cm



Σχήμα 4.3: Επεξήγηση της κωδικής ονομασίας των μηχανών MAN Diesel.

- *C*: ο χειρισμός του συστήματος έγχυσης, μέσω εκκεντροφόρου (C-camshaft controlled) ή ηλεκτρονικός για τις πιο καινούριες μηχανές (E-electronically controlled).
- *C*: ο τύπος της μηχανής (compact για τις ναυτικές μηχανές της σειράς, οι απλές MC που προορίζονται για χερσαίες εφαρμογές δε φέρουν αυτό το δεύτερο *C* στην ονομασία τους).
- *8*: η έκδοση της μηχανής, συνήθως οι νεότερες εκδόσεις παρόλο που έχουν το ίδιο μέγεθος και σχεδιασμό παρουσιάζουν βελτιώσεις π.χ. αύξηση μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, αύξηση μέγιστης πίεσης κτλ.

Οι συνδυασμοί ισχύος-ταχύτητας για τα 4 σημεία του διαγράμματος πεδίου λειτουργίας της μηχανής δίνονται στον Πίνακα 4.1.



Σημεία Ρύθμισης Μηχανής	Ταχύτητα Μηχανής (rpm)	Μέση Ενεργός Πίεση (bar)	Ισχύς Μηχανής (kW)
L1	91	20	19.620
L2	91	16	15.660
L3	77	20	16.620
L4	77	16	13.260

Πίνακας 4.1: Πίνακας ισχύος και ταχύτητας της μηχανής MAN B&amp;W 6S70MC-C.

Τα βασικά χαρακτηριστικά της ίδιας μηχανής (για 6 κυλίνδρους) παρουσιάζονται στον Πίνακα 4.2.

Αριθμός Κυλίνδρων	6
Διάμετρος Εμβόλου	700mm
Διαδρομή Εμβόλου	2.800mm
Μέση Πραγματική Πίεση στο MCR	20bar
Ταχύτητα στο MCR	18.600kW
Ειδική κατανάλωση στο MCR	18.600kW
Βέλτιστη Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου (80% του MCR)	18.600kW

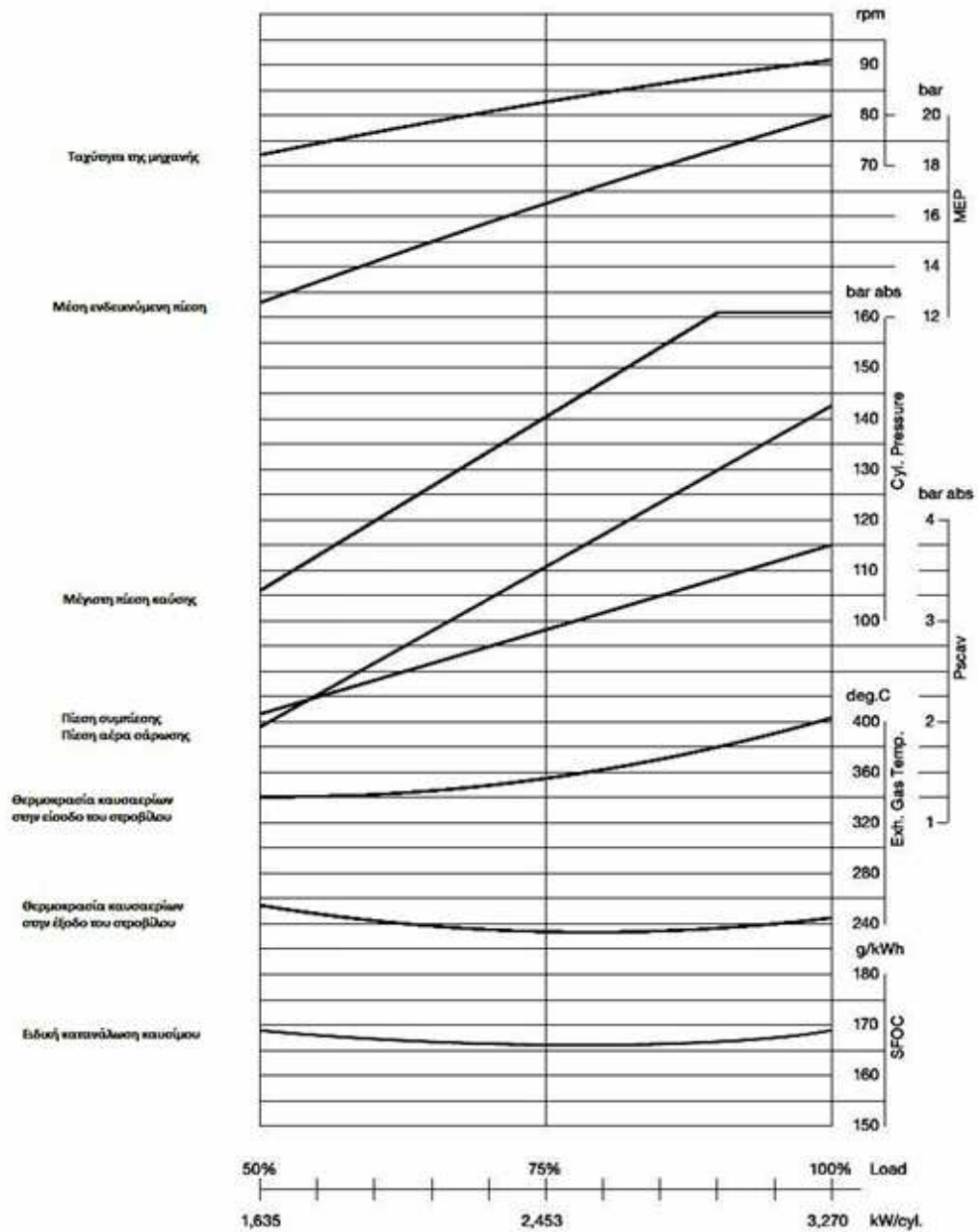
Πίνακας 4.2: Πίνακας χαρακτηριστικών της μηχανής MAN B&amp;W 6S70MC-C8.

Η μηχανή αυτή, της οποίας η τομή δίνεται στο Σχήμα 4.5, λειτουργεί με εκκεντροφόρο για το χειρισμό των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Φέρει υποχρεωτικά στροβιλοϋπερπληρωτή με ψυγείο υπερπλήρωσης ενώ χρησιμοποιεί, όπως όλες οι μεγάλες ναυτικές μηχανές, σύστημα σταθερής πίεσης με συλλέκτη καυσαερίων πριν τον υπερπληρωτή. Χρησιμοποιεί σύστημα ρύθμισης της μέγιστης πίεσης κυλίνδρου VIT (Variable Injection Timing), με το οποίο επιτυγχάνεται στον κύλινδρο η μέγιστη πίεση καύσης πριν το 100% του φορτίου και διατηρείται περίπου σταθερή για ένα εύρος φορτίων 85 – 110%. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται εξοικονόμηση περίπου 2g/kWh στα φορτία αυτά.

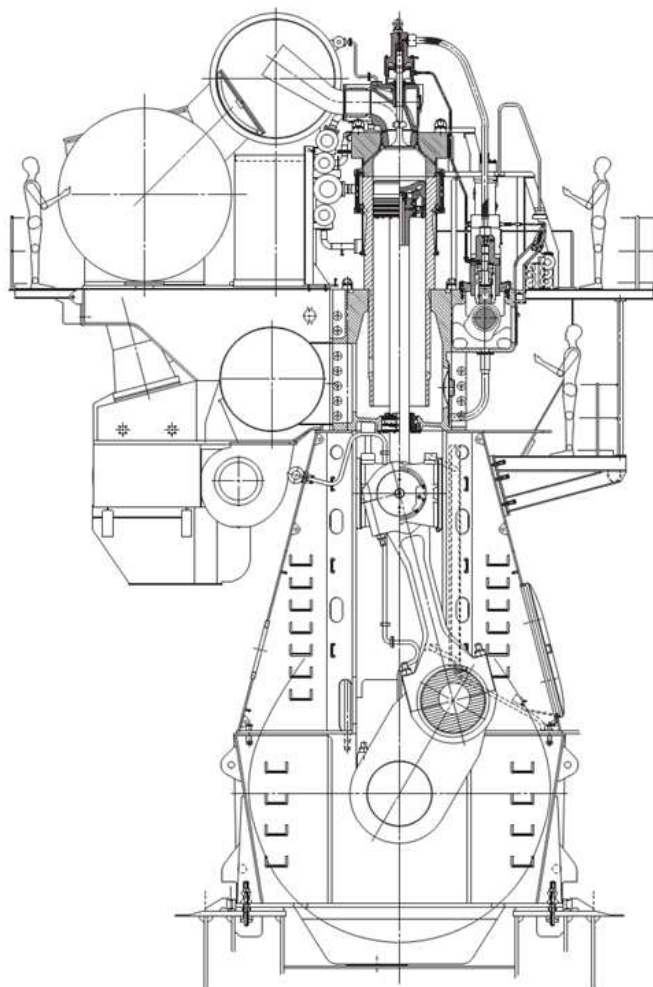
Επιπρόσθετα σε κάθε ναυτική μηχανή ο κατασκευαστής δίνει ένα διάγραμμα με τις καμπύλες απόδοσης (performance curves) της μηχανής. Φυσικά το διάγραμμα αυτό αναφέρεται σε ένα μόνο κύλινδρο διότι κάθε μηχανή βγαίνει σε εκδόσεις με διαφορετικό αριθμό κυλίνδρων ανάλογα με την ισχύ που θέλουμε να παρέχει. Οι καμπύλες δίνονται για φορτία 50–100% και όχι για χαμηλότερα, ενώ παριστάνονται τα βασικότερα μεγέθη που αφορούν τη λειτουργία της μηχανής, μέση πίεση, πιέσεις κυλίνδρου, θερμοκρασίες καυσαερίων κτλ. Στο Σχήμα 4.4 δίνεται το διάγραμμα με τις καμπύλες απόδοσης της μηχανής που εξετάζεται σε αυτή τη

διπλωματική εργασία.

Το διάγραμμα καμπυλών απόδοσης χρησιμεύει για τη διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα, ειδικά παλιότερα που δεν υπήρχαν εξελιγμένα συστήματα παρακολούθησης και διάγνωσης της κατάστασης του κινητήρα.



Σχήμα 4.4: Καμπύλες λειτουργίας της μηχανής MAN B&W S70MC-C8.



Σχήμα 4.5: Τομή της μηχανής MAN B&W S70MC-C8.

### 4.3 Οι διαθέσιμες μετρήσεις

Για το πρακτικό κομμάτι της παρούσας διπλωματικής διατίθενται μετρήσεις οι οποίες τυγχάνει να προέρχονται από τις δοκιμές θαλάσσης (sea trials) και τις εργοστασιακές δοκιμές (shop tests) της υπό μελέτη μηχανής. Εντούτοις πριν προχωρήσει η διαδικασία αξιολόγησης γίνεται συνοπτική περιγραφή των δοκιμών αυτών από τις οποίες προέρχονται οι διαθέσιμες μετρήσεις.

### **Εργοστασιακές δοκιμές - Shop tests**

Οι εργοστασιακές δοκιμές, γνωστές και ως shop tests, είναι οι δοκιμές μιας καινούριας μηχανής που γίνονται στο ναυπηγείο ώστε να πιστοποιηθεί ότι η μηχανή λειτουργεί σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή της. Συνήθως είναι παρόντες στις δοκιμές αυτές, αντιπρόσωποι του τεχνικού τμήματος της ναυτιλιακής εταιρίας που θα αγοράσει το πλοίο, του νηογνώμονα που έχει αναλάβει την πιστοποίηση του πλοίου και μηχανικοί του κατασκευαστή.

Οι δοκιμές αυτές γίνονται σε ιδανικές συνθήκες, με καύσιμο υψηλής θερμογόνου ικανότητας (Diesel oil) και ελλείπει έλικας και θαλάσσιου περιβάλλοντος, το φορτίο που δέχεται η μηχανή είναι μέσω κάποιας πέδης (συνήθως υδραυλικής, για τόσο μεγάλα φορτία). Η πέδη έχει ρυθμιστεί ώστε να αποδίδει φορτίο σαν ιδανική έλικα, βάσει του νόμου της έλικας. Όπως έχει ήδη αναφερθεί, η ισχύς της πέδης αντιπροσωπεύει καμπύλη βαριάς λειτουργίας (heavy running curve) της μηχανής, συνυπολογίζοντας έτσι το περιθώριο ισχύος που πρέπει να έχει η μηχανή ώστε να αντιμετωπίσει σε κανονικές συνθήκες κάποια αύξηση φορτίου λόγω ρύπανσης της γάστρας, μείωση της απόδοσης ορισμένων εξαρτημάτων της μηχανής, κακές καιρικές συνθήκες κτλ.

Οι μετρήσεις στα shop tests γίνονται σε συγκεκριμένα φορτία, 25%, 50%, 75%, 85% ή 90%, 100% και στο 110% του φορτίου για να ελεγχθεί η μηχανή σε κατάσταση υπερφόρτισης. Οι μετρήσεις ξεκινούν από το χαμηλότερο φορτίο, 25%, και συνεχίζονται αυξάνοντας το φορτίο σταδιακά. Όταν η μηχανή φτάσει στο επιθυμητό φορτίο για το οποίο θέλουμε να πάρουμε τις μετρήσεις, τότε σταθεροποιείται η μηχανή σε αυτό το φορτίο και θα πρέπει να λειτουργήσει σε αυτό ορισμένη ώρα, ανάλογα με το μέγεθος της, ώστε να επιτευχθούν σταθερές συνθήκες λειτουργίας. Όταν ληφθούν οι μετρήσεις στο συγκεκριμένο φορτίο αυξάνουμε πάλι τη φόρτιση της μηχανής μέχρι το επόμενο φορτίο μέτρησης και συνεχίζουμε έτσι μέχρι το 110% του φορτίου.

Στο 100% λαμβάνονται συνήθως 2 ξεχωριστές μετρήσεις, για να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της μηχανής στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας της (MCR). Επίσης γίνεται άλλη μια μέτρηση στο φορτίο όπου έχουμε την ελάχιστη δυνατή ταχύτητα της μηχανής, κάτω από το οποίο δεν είναι πλέον δυνατή η αυτανάφλεξη του καυσίμου λόγω χαμηλής πίεσης συμπίεσης στον κύλινδρο. Καθορίζεται έτσι το κάτω όριο λειτουργίας της μηχανής. Ανάλογα με το ναυπηγείο ή τις απαιτήσεις του αγοραστή ή (και) του νηογνώμονα είναι δυνατόν να γίνουν κι άλλες μετρήσεις οι οποίες θα προσομοιώνουν κάποια βλάβη της μηχανής όπως π.χ. τη λειτουργία της μηχανής με έναν μόνο υπερπληρωτή (όταν υπάρχει ζεύγος υπερπλήρωσης) ή με απομόνωση (διακοπή παροχής καυσίμου) κάποιου κυλίνδρου και λειτουργία της μηχανής στο 40% – 50% του φορτίου, ώστε να υπάρχει μια εικόνα του πως θα λειτουργήσει η μηχανή σε περίπτωση που κάποιος κύλινδρος της παρουσιάσει βλάβη και χρειαστεί να τον απομονώσουμε. Η βασικότερη

παράμετρος που εξετάζεται κατά τη διάρκεια των μετρήσεων αυτών είναι ο σωστός συνδυασμός ισχύος και ταχύτητας, να μην αποκλίνει δηλαδή η καμπύλη ισχύος της μηχανής από τη θεωρητική της, και φυσικά, η κατανάλωση καυσίμου. Και τα δύο αυτά στοιχεία είναι μεγάλης σημασίας για το πλοίο διότι καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό την οικονομική του απόδοση, να μπορεί δηλαδή να επιτυγχάνει υψηλές ταχύτητες και χαμηλή κατανάλωση.

### **Δοκιμές θαλάσσης - Sea trials**

Οι δοκιμές θαλάσσης είναι οι τελικές δοκιμές κατά το στάδιο της κατασκευής ενός πλοίου, στο οποίο όλος ο μηχανολογικός εξοπλισμός δοκιμάζεται για πρώτη φορά σε συνθήκες θαλάσσιου περιβάλλοντος. Κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών κάθε σύστημα του πλοίου ελέγχεται και εξετάζεται στο μέγιστο των δυνατοτήτων του. Οι δοκιμές που περιλαμβάνονται στα sea trials του πλοίου είναι εκείνες οι οποίες δεν είναι εφικτό να πραγματοποιηθούν όσο το πλοίο βρίσκεται στο ναυπηγείο. Επειδή οι περιβαλλοντικές συνθήκες, όπως η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η θερμοκρασία της θάλασσας, η ταχύτητα του αέρα, τα θαλάσσια ρεύματα και γενικά η κατάσταση του καιρού έχουν μεγάλη επιρροή στο χειρισμό του πλοίου και στις μετρήσεις, έχει επιλεγεί οι μετρήσεις πάντα να γίνονται σε ήπιες κλιματολογικές συνθήκες, με αέρα μέτριας έντασης και ήρεμη θάλασσα. Επίσης κατά τη διάρκεια των δοκιμών το πλοίο βρίσκεται σε κατάσταση ερματισμού (ballast condition), δεν είναι δηλαδή ούτε πλήρες φορτίου αλλά ούτε και άφορτο.

Οι δοκιμές θαλάσσης περιλαμβάνουν δοκιμές της μηχανής σε διάφορα φορτία ώστε να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της κύριας μηχανής, τεστ αντοχής της μηχανής (overloading), έλεγχο στρεπτικών ταλαντώσεων για να υπολογιστεί το άνω όριο ταχύτητας της μηχανής, έλεγχο διάταξης πηδαλίου, έλεγχο λειτουργίας των γεννητριών έκτακτης ανάγκης για κατάσταση black out, συστήματα ασφαλείας και συναγερμού κτλ. Κατά τη διάρκεια των sea trials η μηχανή σχεδόν πάντα λειτουργεί με καύσιμο χαμηλής θερμογόνου ικανότητας (heavy fuel oil,  $\approx 9.500$  kcal/kg), παρόμοιας ποιότητας δηλαδή με αυτό που θα λειτουργεί στο υπόλοιπο του βίου της, αντίθετα με τα shop tests όπου πάντα οι δοκιμές γίνονται με καύσιμο υψηλής θερμογόνου ικανότητας (Diesel oil,  $\geq 10.000$  kcal/kg).

Η παρούσα διπλωματική εργασία ασχολείται με τις δοκιμές της κύριας μηχανής πρόωσης του πλοίου. Αν και η μηχανή προτού εγκατασταθεί στο πλοίο έχει ήδη δοκιμαστεί στα shop tests, η διεξαγωγή των sea trials είναι ιδιαίτερης σημασίας, διότι πλέον η μηχανή δοκιμάζεται σε πραγματικές συνθήκες, σε σύζευξη με την έλικα και όχι με κάποια δοκιμαστική πέδη. Από τις δοκιμές θαλάσσης έτσι βγαίνουν τα τελικά συμπεράσματα σχετικά με τη μηχανή, αν όντως δηλαδή μπορεί να κινήσει το πλοίο με την απαιτούμενη ταχύτητα χωρίς να ξεπερνάει τα φορτία για τα οποία έχει υπολογιστεί. Επιπρόσθετα οι δοκιμές της τελικής φάσης κατασκευής του πλοίου ουσιαστικά αποτελούν τις πρώτες μετρήσεις σε θάλασσα, στο περιβάλλον

δηλαδή που θα λειτουργήσει το πλοίο (και η μηχανή του) στο υπόλοιπο της ζωής του και αποτελούν τις μετρήσεις αναφοράς, σύμφωνα με τις οποίες ο μηχανικός του πλοίου θα συγκρίνει τη μελλοντική κατάσταση της μηχανής ώστε να διαπιστώσει τυχόν προβλήματα που μπορεί να προκύψουν.

Στα sea trials δεν είναι καθορισμένα τα φορτία στα οποία θα γίνουν οι μετρήσεις της μηχανής. Αυτό καθορίζεται από τις απαιτήσεις του πλοίου στη μετέπειτα ζωή του και στα φορτία που αναμένεται να λειτουργήσει. Υποχρεωτική βέβαια είναι η μέτρηση στο μέγιστο των στροφών, η οποία γίνεται μόνο κατά τη διάρκεια αυτών των δοκιμών και γίνεται για τον έλεγχο και μόνο της αντοχής της μηχανής σε στρεπτικές ταλαντώσεις. Εκτός από αυτή τη μέτρηση και τις μετρήσεις στα φορτία συνήθους λειτουργίας του πλοίου (40% – 90%), μπορούν να ληφθούν και άλλες μετρήσεις σε χαμηλότερα φορτία, ακόμη και κάτω του 25% ώστε να παρατηρηθεί πως λειτουργεί η μηχανή και το πλοίο σε τόσο χαμηλές ταχύτητες (slow steaming concept), μια πρακτική που όπως έχει αναφερθεί και πιο πάνω έχει γίνει συνήθεια τον τελευταίο καιρό στη ναυτιλία, λόγω της εξοικονόμησης καυσίμου που επιτυγχάνεται όταν ένα πλοίο κινείται με μικρή ταχύτητα.

#### **4.4 Αξιολόγηση των μεθόδων δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης κυλίνδρου.**

Σε αυτήν την παράγραφο αξιολογείται η μέθοδος αναφοράς των μετρούμενων τιμών πίεσης σε γωνία στροφάλου (μέθοδος δειγματοληψίας) καθώς και ο τρόπος ανίχνευσης των θέσεων του ΑΝΣ.

Παρακάτω παρουσιάζονται τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα των διαθέσιμων μετρήσεων (δοκιμές θαλάσσης) στα ενδεικτικά φορτία λειτουργίας 25%, 50%, 75% και 100% του υπό μελέτη κινητήρα. Συγκεκριμένα για κάθε φορτίο παρατίθενται σε κοινό διάγραμμα δύο δυναμοδεικτικά, το ένα αφορά τις μετρήσεις πίεσης που πραγματοποιήθηκε και επεξεργάστηκε το σύστημα “P-t” και το άλλο τις μετρήσεις πίεσης που πραγματοποιήθηκε και επεξεργάστηκε το σύστημα το “P-φ”.

Εκτός από τα δυναμοδεικτικά διαγράμματα παρουσιάζεται και συγκριτικό διάγραμμα με τις τιμές της μέσης ισχύος των κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου της μηχανής όπως υπολογίστηκαν από το σύστημα “P-t” και όπως υπολογίστηκαν από το σύστημα “P-φ”. Παρόμοιο διάγραμμα κατασκευάστηκε και για την μέση πίεση συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου.

Στον Πίνακα 4.3 φαίνονται τα συγκρινόμενα μεγέθη των δύο συστημάτων δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης, “P-φ” και “P-t”.

Στα Σχήματα 4.6 και 4.7 φαίνονται οι καμπύλες της πίεσης συναρτήσει της γωνίας στροφάλου όπως προέκυψαν από τα δύο συστήματα “P-φ” και “P-t” για τα φορτία 25% και 75% αντίστοιχα. Από τη σύγκριση των δύο καμπυλών εντοπίζονται,

Μετρήσεις Δοκιμών Θαλάσσης - Sea Trials		
Μέγεθος Αναφοράς	Συγκρινόμενα Μεγέθη	
X	<b>“P-t” System</b> Μετρήσεις σταθερού χρονικού βήματος/Υπολογιστική μέθοδος καθορισμού ΑΝΣ	<b>“P-φ” System</b> Μετρήσεις σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου/Μετρητική μέθοδος καθορισμού ΑΝΣ
	Y <sub>1</sub>	Y <sub>2</sub>
Crank Angle (0° – 360°)	Cylinder Pressure 1	Cylinder Pressure 2
Load (%)	Mean Effective Power 1 (kW)	Mean Effective Power 2 (kW)
Load (%)	Mean Compression Pressure 1 (bar)	Mean Compression Pressure 2 (bar)

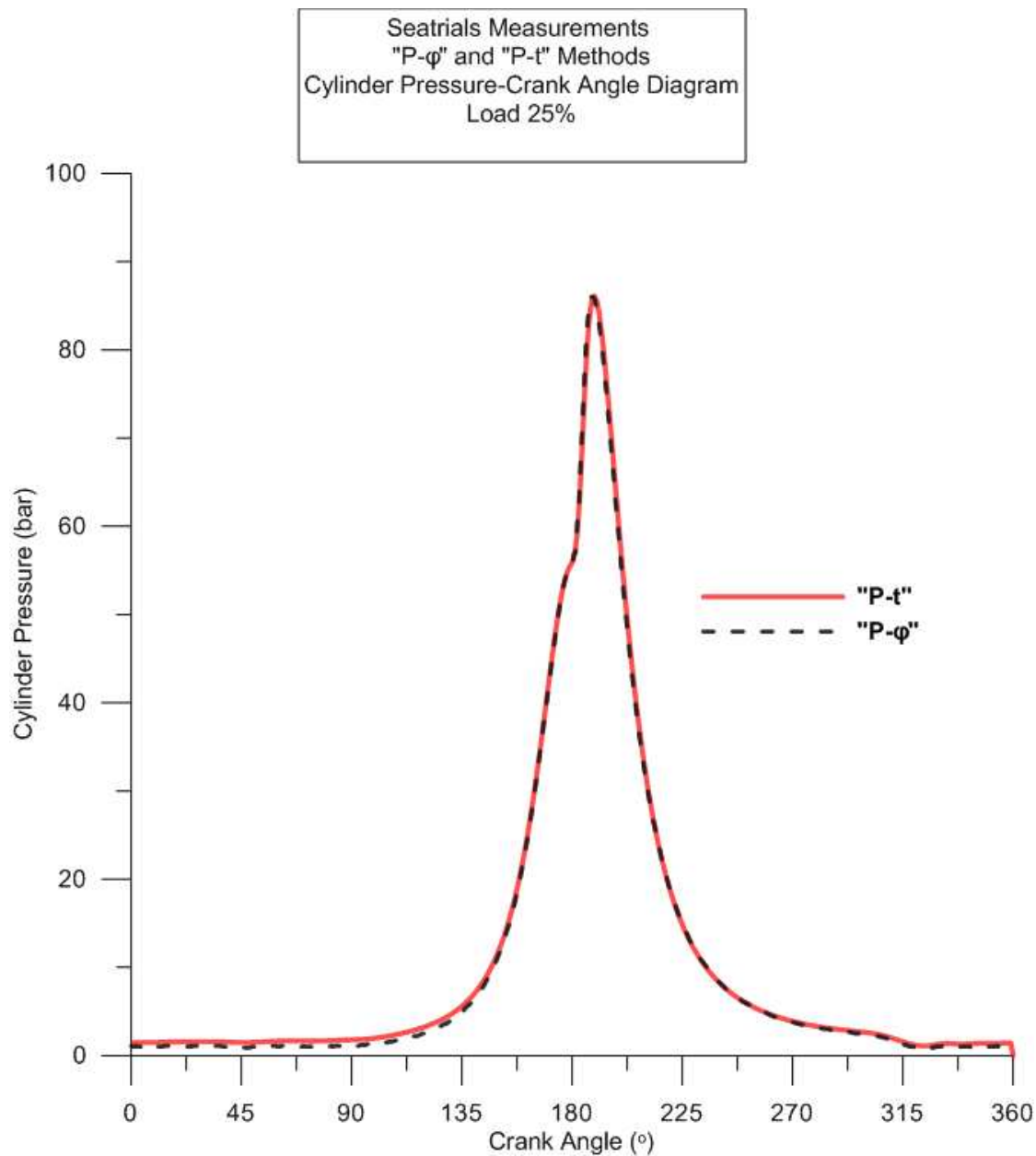
Πίνακας 4.3: Σύγκριση μεγεθών τα οποία μετρήθηκαν και υπολογίστηκαν από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”. Συγκρίνονται: α) η πίεση κυλίνδρου συναρτήσει των γωνιών στις οποίες έγινε δειγματοληψία, για τα δύο συστήματα, β) Η μέση ισχύς των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου, για 4 φορτία, για τα δύο συστήματα και γ) η μέση πίεση συμπίεσης των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου, για 4 φορτία, για τα δύο συστήματα.

αν υπάρχουν, σημεία διαφοροποίησης μεταξύ των δύο μεθόδων και εξάγονται χρήσιμα συμπεράσματα.

Παρατηρείται από τα συγκριτικά δυναμοδεικτικά διαγράμματα στα ενδεικτικά φορτία 25% (Σχήμα 4.6) και 75% (Σχήμα 4.7) ότι οι μετρήσεις των εξεταζόμενων μεθόδων επεξεργασίας διαφέρουν ελάχιστα. Αυτό συνεπάγεται ότι το σφάλμα λόγω διακύμανσης της ταχύτητας κατά τη διάρκεια του κύκλου που παρατηρείται στις μετρήσεις σταθερού χρονικού βήματος (μετρήσεις του συστήματος “P-t”) δεν αλλοιώνει σημαντικά τα αποτελέσματα. Η αξιοπιστία επομένως της μεθόδου μέτρησης της πίεσης με σταθερό χρονικό βήμα στροφάλου είναι συγκρίσιμη με την αξιοπιστία της μεθόδου μέτρησης αναφοράς γωνίας στροφάλου με κωδικοποιητή. Οι μικρές διαφορές ωστόσο μεταξύ των δύο καμπυλών είναι πολύ πιθανό να οφείλονται σε μικρή διακύμανση του φορτίου κατά τη λήψη των μετρήσεων.

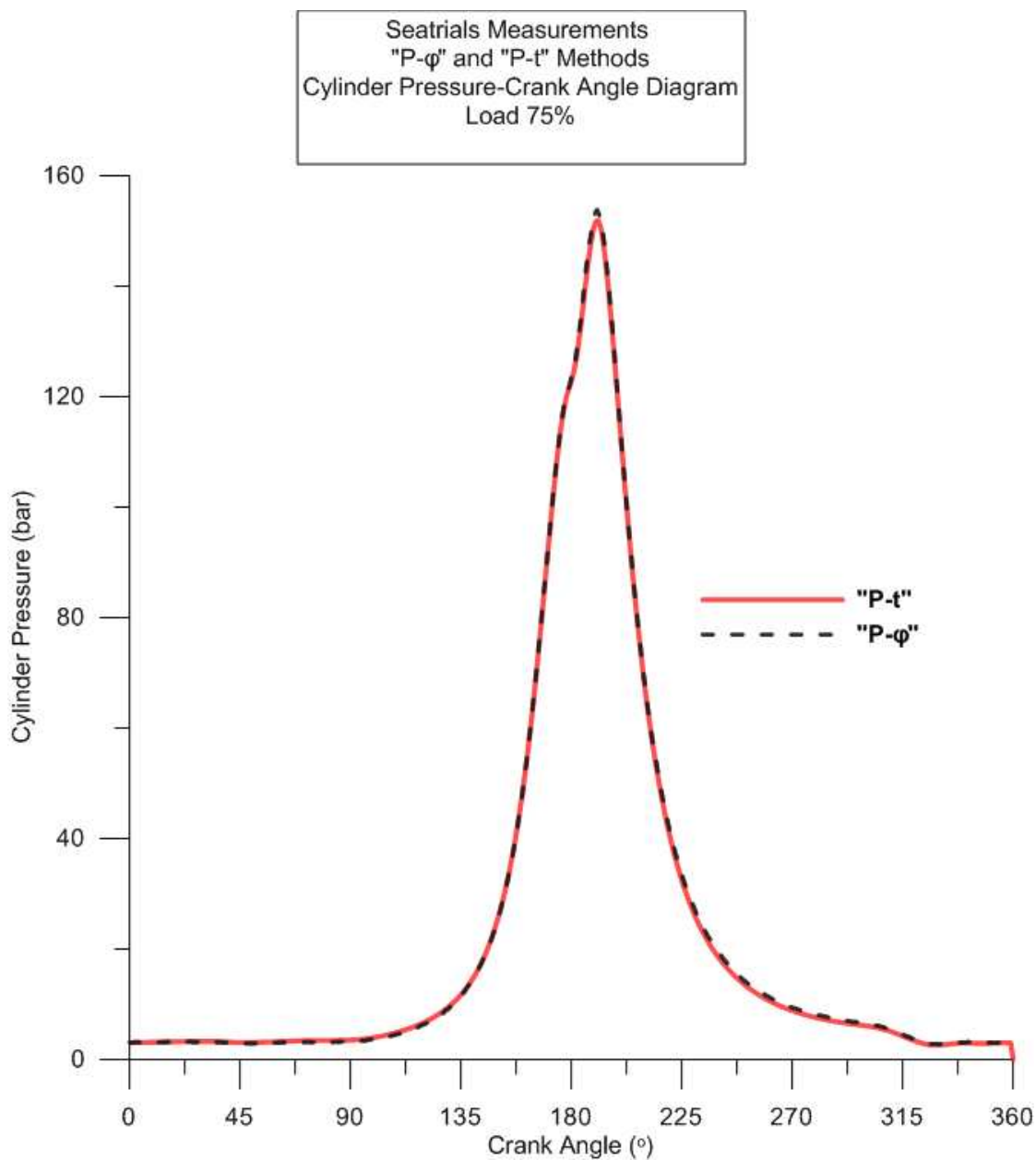
Το γεγονός ότι η μέθοδος χρονικής δειγματοληψίας, η οποία χαρακτηρίζεται από ευκολία στην εφαρμογή και μικρό κόστος, παρέχει αξιόπιστα αποτελέσματα είναι ιδιαίτερα θετικό για τους κινητήρες που λειτουργούν στο πεδίο. Διευκρινίζεται σε αυτό το σημείο ότι η μέτρηση με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου αν και μεγάλης ακρίβειας δεν ενδείκνυται για κινητήρες που λειτουργούν στο πεδίο διότι απαιτεί σταδιακή καθιέρωση στον στροφαλοφόρο άξονα και διακοπή της λειτουργίας της μηχανής.





Σχήμα 4.6: Συγκριτικό διάγραμμα με τις καμπύλες της πίεσης όπως προέκυψαν από τα δύο συστήματα "P-t" και "P-φ" για το 25% του φορτίου λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα.

Παράλληλα με την αξιολόγηση του τρόπου αναφοράς των μετρήσεων σε γωνία στροφάλου, εξετάζεται και το στάδιο επεξεργασίας τους που σχετίζεται με τον καθορισμό του ΑΝΣ. Όπως έχει αναφερθεί τα δυο συστήματα χρησιμοποιούν



Σχήμα 4.7: Συγκριτικό διάγραμμα με τις καμπύλες της πίεσης όπως προέκυψαν από τα δύο συστήματα "P-t" και "P-φ" για το 75% του φορτίου λειτουργίας του υπό μελέτη κινητήρα.

διαφορετικές μεθοδολογίες για την ανίχνευση του ΑΝΣ. Συμπεραίνεται λοιπόν από τα παραπάνω διαγράμματα ότι η μέθοδος καθορισμού του ΑΝΣ με κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου ("P-φ") και η υπολογιστική μέθοδος που εξετάζεται ("P-t")

αποδίδουν εξίσου.

Στο Σχήμα 4.8 παρουσιάζεται το συγκριτικό διάγραμμα της μέσης ισχύος των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου για τις δύο μεθόδους καθώς και το διάγραμμα με την ποσοστιαία διαφορά τους (Σχήμα 4.9). Αξίζει να σημειωθεί ότι τόσο με το σύστημα “P-t” όσο και με το “P-φ” οι τιμές της ισχύος εκτιμήθηκαν με δεδομένο εισόδου μόνο την πίεση κυλίνδρου.

Παρατηρείται ότι οι τιμές των ισχύων στα ενδεικτικά φορτία που έχουν υπολογιστεί από τα δύο διαγνωστικά συστήματα έχουν μικρή απόκλιση που δεν ξεπερνά το 4%. Μάλιστα όπως φαίνεται και στο Σχήμα 4.9, υπάρχει μία γραμμική συσχέτιση της ποσοστιαίας διαφοράς τους. Με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων αυτή η σχέση υπολογίστηκε ως:

$$y = 0.0059x - 4.975 \quad (4.1)$$

Έχοντας λοιπόν ως σημείο αναφοράς την ακριβή και αξιόπιστη μέθοδο μέτρησης της πίεσης με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου μπορούν να εξαχθούν συμπεράσματα για το ποσοστό του σφάλματος που υπεισέρχεται στις μετρήσεις δειγματοληψίας σταθερού χρονικού βήματος. Μπορεί να θεωρηθεί επομένως ότι το ποσοστό του σφάλματος στον υπολογισμό της ισχύος λόγω διακύμανσης της ταχύτητας στη διάρκεια του κύκλου περιστροφής που παρουσιάζεται στις μετρήσεις με σταθερό χρονικό βήμα είναι μέσα σε αποδεκτά όρια.

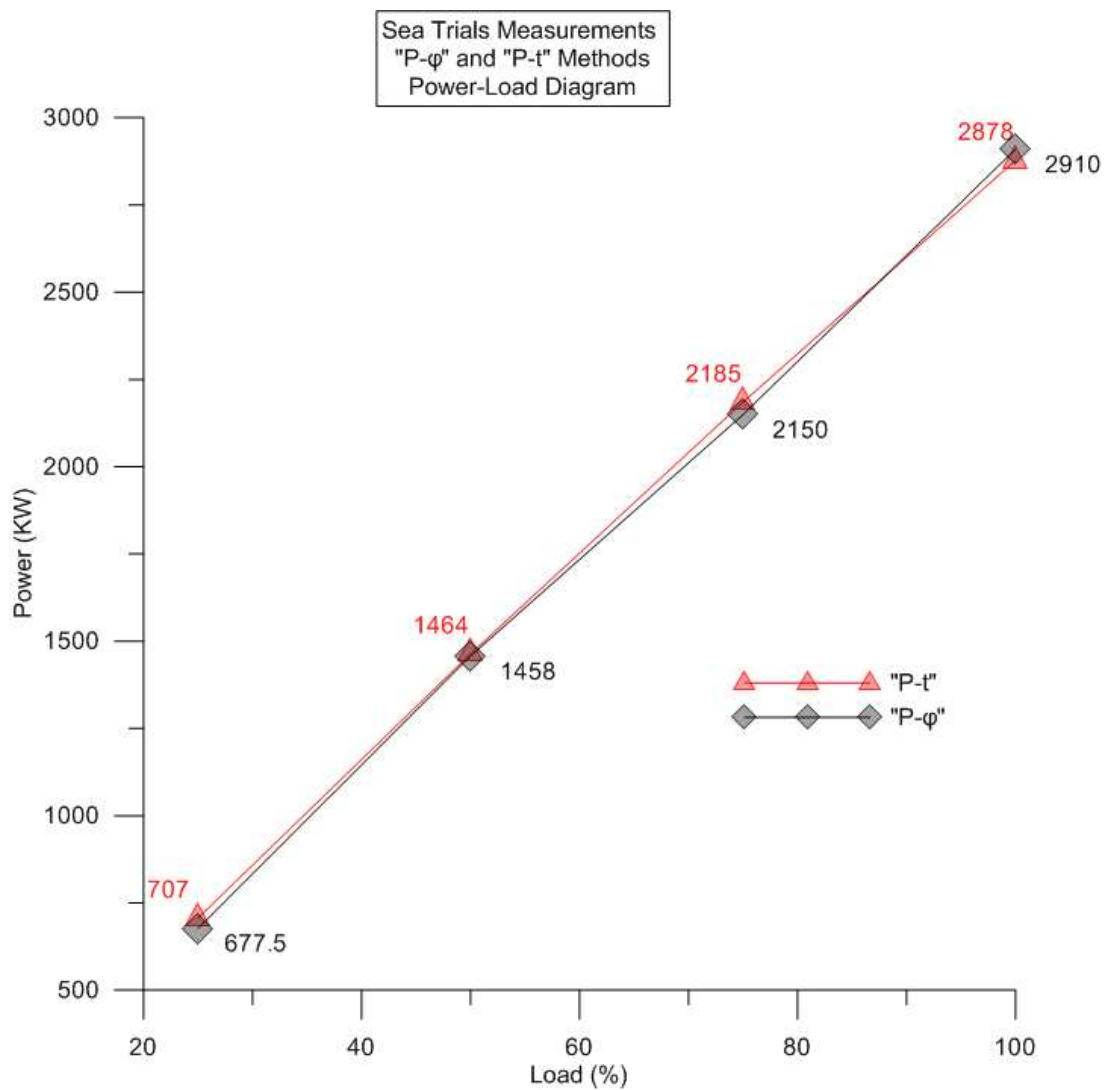
Αξίζει να αναφερθεί στο σημείο αυτό ότι ο Διεθνής Οργανισμός Ναυτιλίας (IMO), στο Παράρτημα VI του *NOx* Technical και Code και το MARPOL Annex VI, απαιτεί για την εφαρμογή οποιοδήποτε ρυθμίσεων, τον έλεγχο της επίπτωσης αυτών στις εκπομπές *NOx* εκφρασμένων σε  $g/kWh$ . Αυτό όμως απαιτεί την εκτίμηση της ισχύος με σφάλμα όχι μεγαλύτερο του 5% ως προς την μέγιστη ισχύ του κινητήρα. Η προϋπόθεση αυτή προφανώς και ικανοποιείται όπως φαίνεται στη συγκεκριμένη εφαρμογή.

Συγκριτικό διάγραμμα της μέσης πίεσης συμπίεσης των 6 κυλίνδρων συναρτήσει του φορτίου για τις δύο μεθόδους και διάγραμμα με την ποσοστιαία διαφορά τους παρουσιάζονται στα σχήματα 4.10 και 4.11 αντίστοιχα.

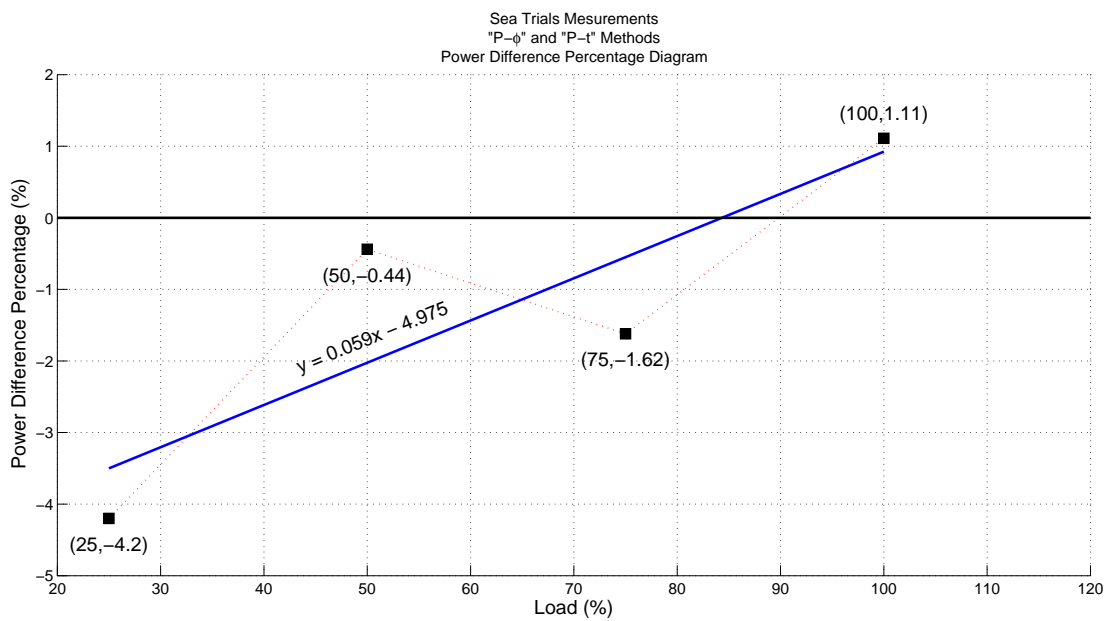
Από το Σχήμα 4.10 φαίνεται πολύ μικρή απόκλιση μεταξύ των τιμών της πίεσης συμπίεσης όπως υπολογίστηκαν από το κάθε σύστημα ξεχωριστά. Μάλιστα όπως παρατηρείται από το Σχήμα 4.11 υπάρχει και δώ μια γραμμική εξάρτηση μεταξύ των τιμών των δύο μεθόδων η οποία δίνεται, με τη μέθοδο των ελαχίστων τετραγώνων, από τη σχέση:

$$y = -0.001x - 0.5874 \quad (4.2)$$

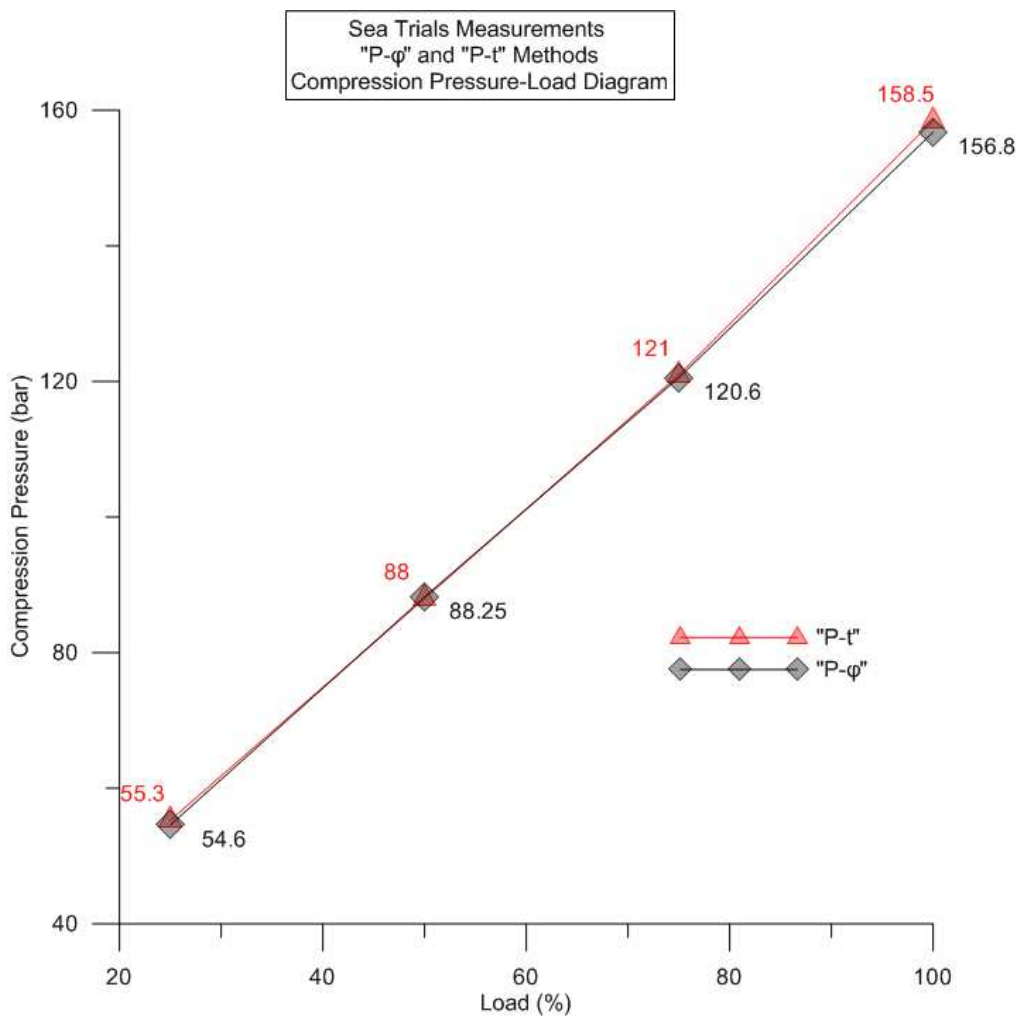
Συμπληρωματικά παρατίθενται εδώ τα Σχήματα 4.12 και 4.13 στα οποία απεικονίζονται οι συγκρινόμενες καμπύλες της πίεσης κυλίνδρου των δύο μεθόδων επεξεργασίας για κάθε ένα από τα ενδεικτικά φορτία 25, 50, 75 και 100%. Για κάθε φορτίο υπάρχει και γράφημα της διαφοράς των τιμών της κάθε καμπύλης.



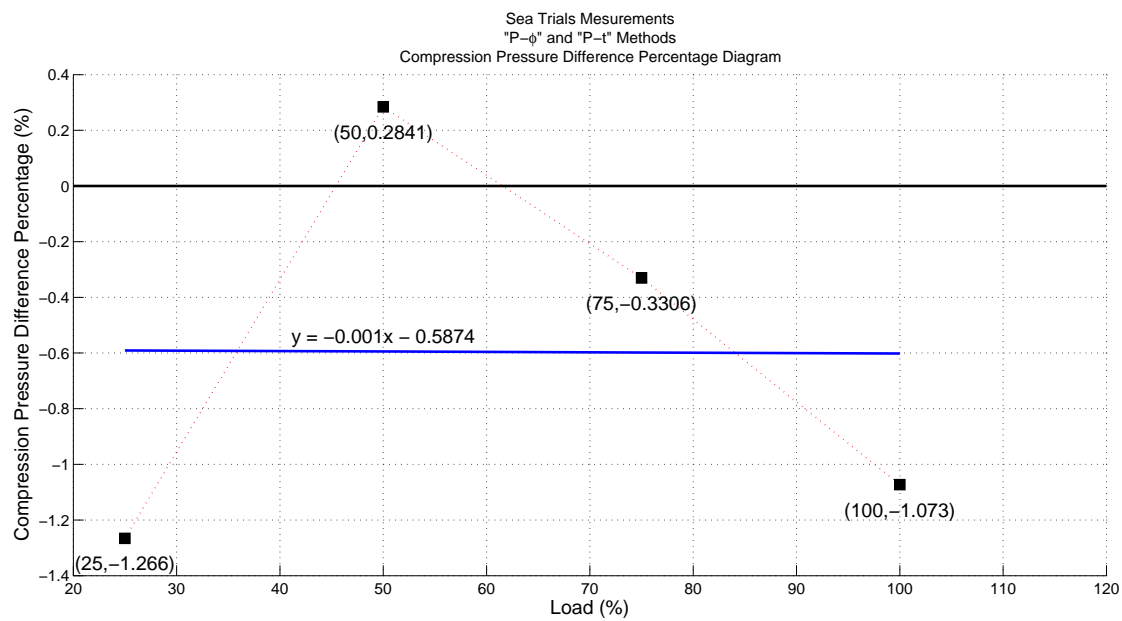
Σχήμα 4.8: Συγκριτικό διάγραμμα της μέσης ισχύος όπως αυτή υπολογίστηκε από τα δύο συστήματα στα διάφορα φορτία λειτουργίας της υπό μελέτη μηχανής.



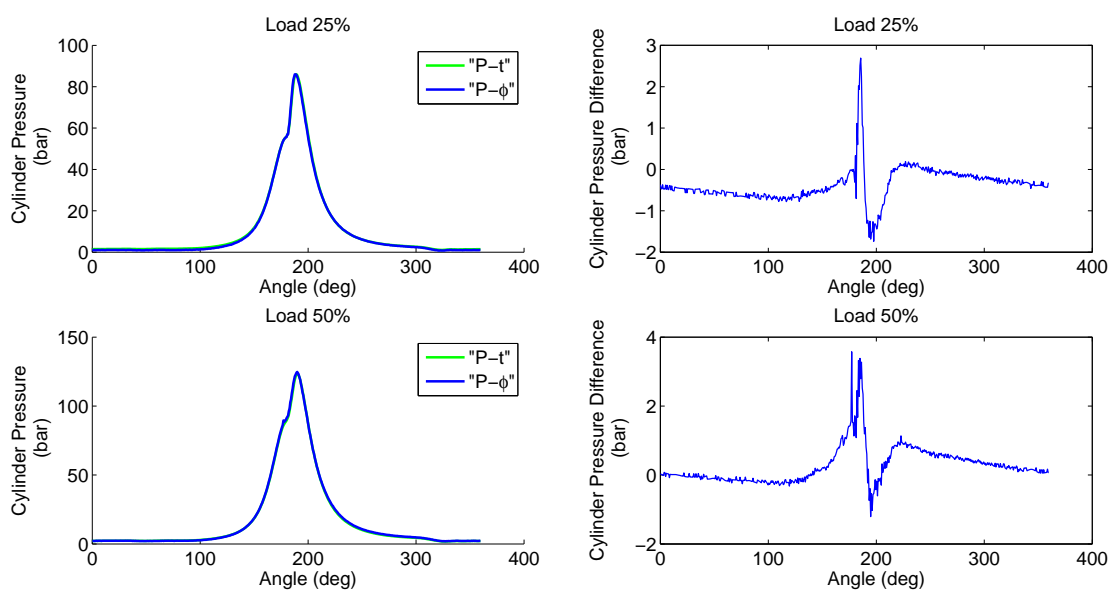
Σχήμα 4.9: Διάγραμμα ποσοστιαίας διαφοράς ισχύος για τα 4 υπό μελέτη φορτία. Οι μετρήσεις αφορούν τα συστήματα “P-φ” και “P-t”.



Σχήμα 4.10: Συγκριτικό διάγραμμα της μέσης πίεσης συμπίεσης των 6 κυλίνδρων όπως αυτή υπολογίστηκε από τα δύο συστήματα στα διάφορα φορτία λειτουργίας της υπό μελέτη μηχανής.

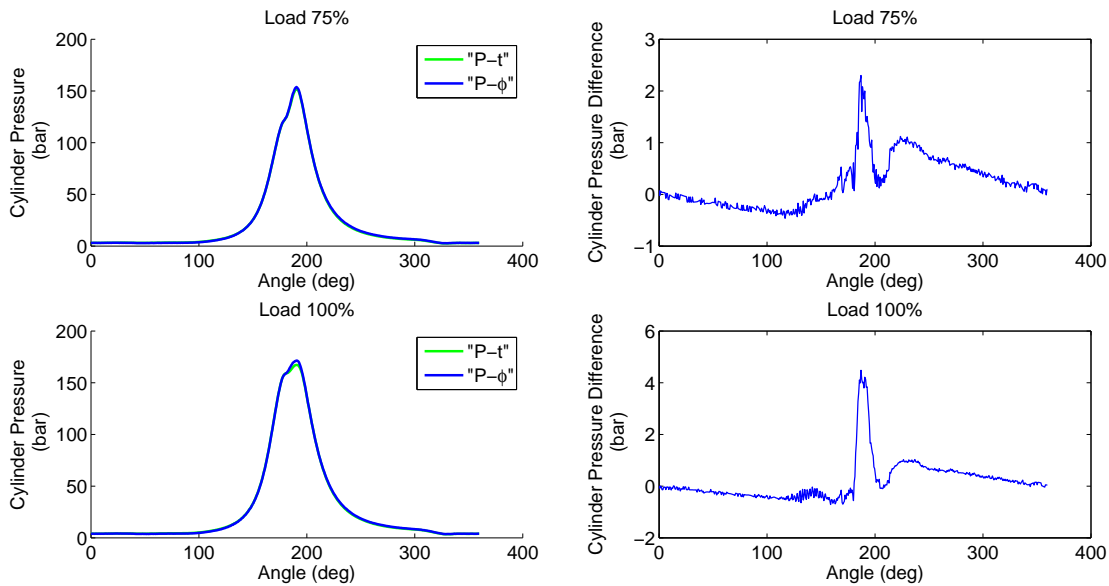


Σχήμα 4.11: Διάγραμμα ποσοστιαίας διαφοράς πίεσης συμπίεσης για τα 4 υπό μελέτη φορτία. Οι μετρήσεις αφορούν τα συστήματα “P-φ” και “P-t”.



Σχήμα 4.12: Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου όπως έχουν προκύψει από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”, καθώς και οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν φορτία 25% και 50% αντίστοιχα.





Σχήμα 4.13: Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου όπως έχουν προκύψει από τα συστήματα “P-φ” και “P-t”, καθώς και οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν φορτία 75% και 100% αντίστοιχα.

Στο 100% του φορτίου (Σχήμα 4.13) του κινητήρα παρατηρείται μικρή διαφορά ανάμεσα στις δύο καμπύλες της πίεσης, στο διάστημα μεταξύ του σημείου της αναφλέξεως μέχρι και λίγο μετά του τέλους της εγχύσεως. Όμως αυτή η διαφορά δεν θεωρείται σημαντική καθώς εκτιμάται ότι οφείλεται στην επίδραση της διακύμανσης του φορτίου στην διάρκεια των διαδοχικών μετρήσεων. Το φαινόμενο αυτό είναι από τους σημαντικότερους παράγοντες αναξιοπιστίας των μετρήσεων σε ναυτικό κινητήρα εν πλω. Επομένως από τα Σχήματα 4.12 και 4.13 επαληθεύονται τα συμπεράσματα που εξάχθηκαν και από τα προηγούμενα διαγράμματα. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων από τις εξεταζόμενες μεθόδους δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης διαφέρουν ελάχιστα.

Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-t”		
Load (%)	Μέγιστη Διαφορά (bar)	Μέση Διαφορά (bar)
25	2.692	-0.3721
50	3.5752	0.2684
75	2.30	0.2202
100	4.48	0.1854

Πίνακας 4.4: Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Sea Trials και είναι σε bar.

#### 4.5 Αξιολόγηση μεθόδου επεξεργασίας της μετρημένης πίεσης κυλίνδρου.

Στην προηγούμενη παράγραφο εξετάστηκαν μετρήσεις από τεχνικές οι οποίες διέφεραν τόσο στον τρόπο που δειγματοληπτούν την πίεση όσο και στον τρόπο που την επεξεργάζονται. Σε αυτή την παράγραφο θα εξεταστούν μετρήσεις οι οποίες πραγματοποιήθηκαν με την ίδια τεχνική δειγματοληψίας αλλά επεξεργάστηκαν από δύο διαφορετικά λογισμικά.

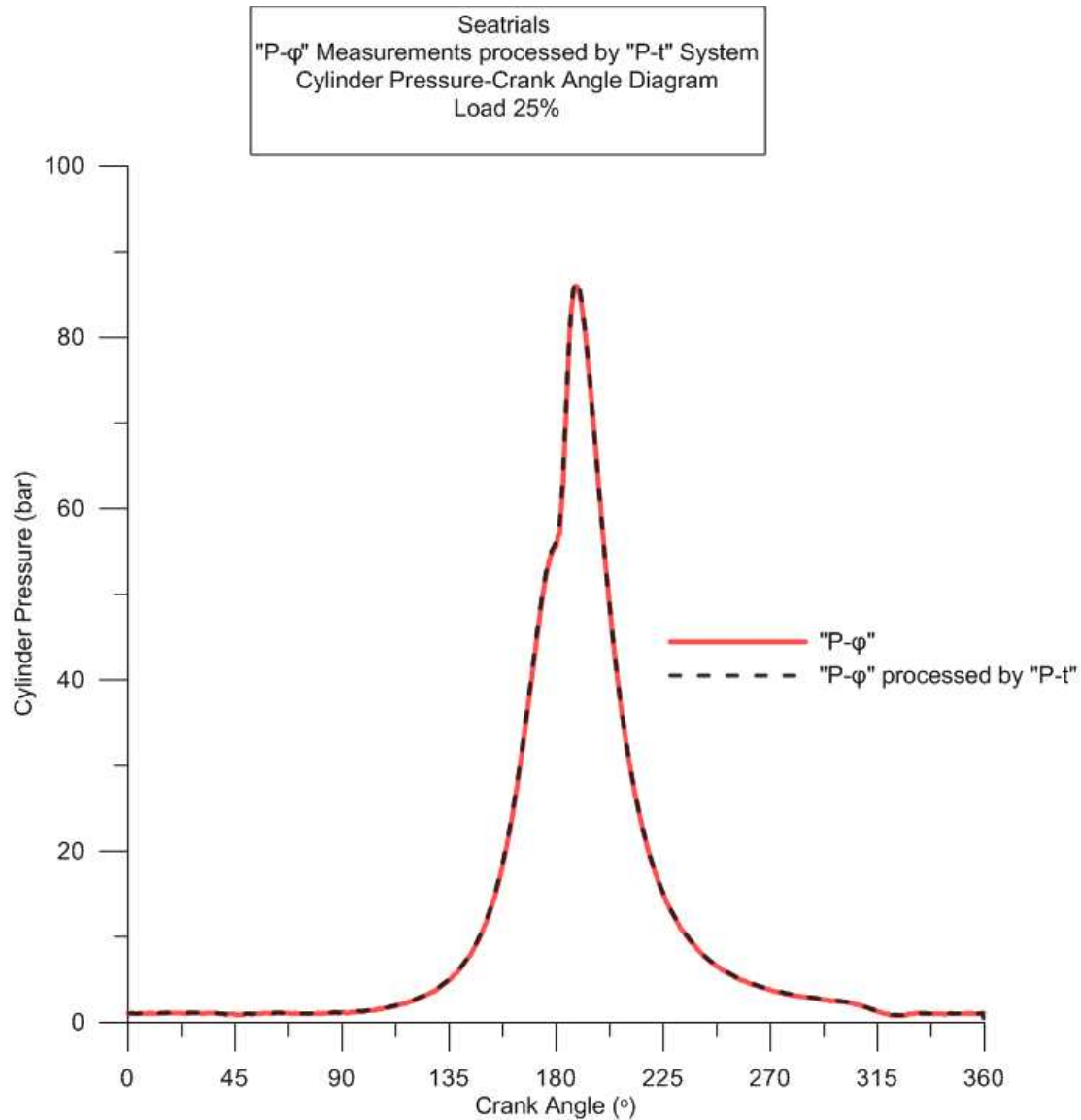
Συγκεκριμένα, οι πρωτογενείς μετρήσεις του συστήματος “P-φ” που λήφθηκαν με την τεχνική σταθερού βήματος γωνίας, εισήχθησαν στο λογισμικό του συστήματος “P-t” όπου και επεξεργάστηκαν. Τα νέα μετρούμενα διαγράμματα της πίεσης που προέκυψαν μετά την επεξεργασία συγκρίνονται με τα αντίστοιχα διαγράμματα όπως αυτά εξάγονται από το λογισμικό του συστήματος “P-φ”. Ουσιαστικά, σε αυτό το στάδιο γίνεται προσπάθεια αξιολόγησης μόνο της μεθόδου επεξεργασίας της πίεσης χωρίς να επιδρά στις μετρήσεις το σφάλμα λόγω δειγματοληψίας.

Οι μετρήσεις της τεχνικής σταθερού βήματος γωνίας στροφάλου (“P-φ”) πραγματοποιήθηκαν κατά την διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης αλλά και των εργοστασιακών δοκιμών. Στα επόμενα διαγράμματα συγκρίνονται οι τιμές της πίεσης όπως αυτές δίνονται από το σύστημα δειγματοληψίας “P-φ” με τις αντίστοιχες επεξεργασμένες τιμές από το σύστημα “P-t” σε ενδεικτικά φορτία λειτουργίας του κινητήρα των δοκιμών θαλάσσης και των εργοστασιακών δοκιμών.

Επιπλέον παρατίθενται πίνακες με τη μέση και μέγιστη διαφορά των μετρήσεων της πίεσης του συστήματος “P-φ” και των αντίστοιχων μετρήσεων επεξεργασμένων από το σύστημα “P-t” στα διάφορα φορτία. Συμπληρωματικά παρουσιάζονται και τα γραφήματα της διαφοράς των δύο μετρούμενων διαγραμμάτων πίεσης για τα διάφορα ενδεικτικά φορτία.

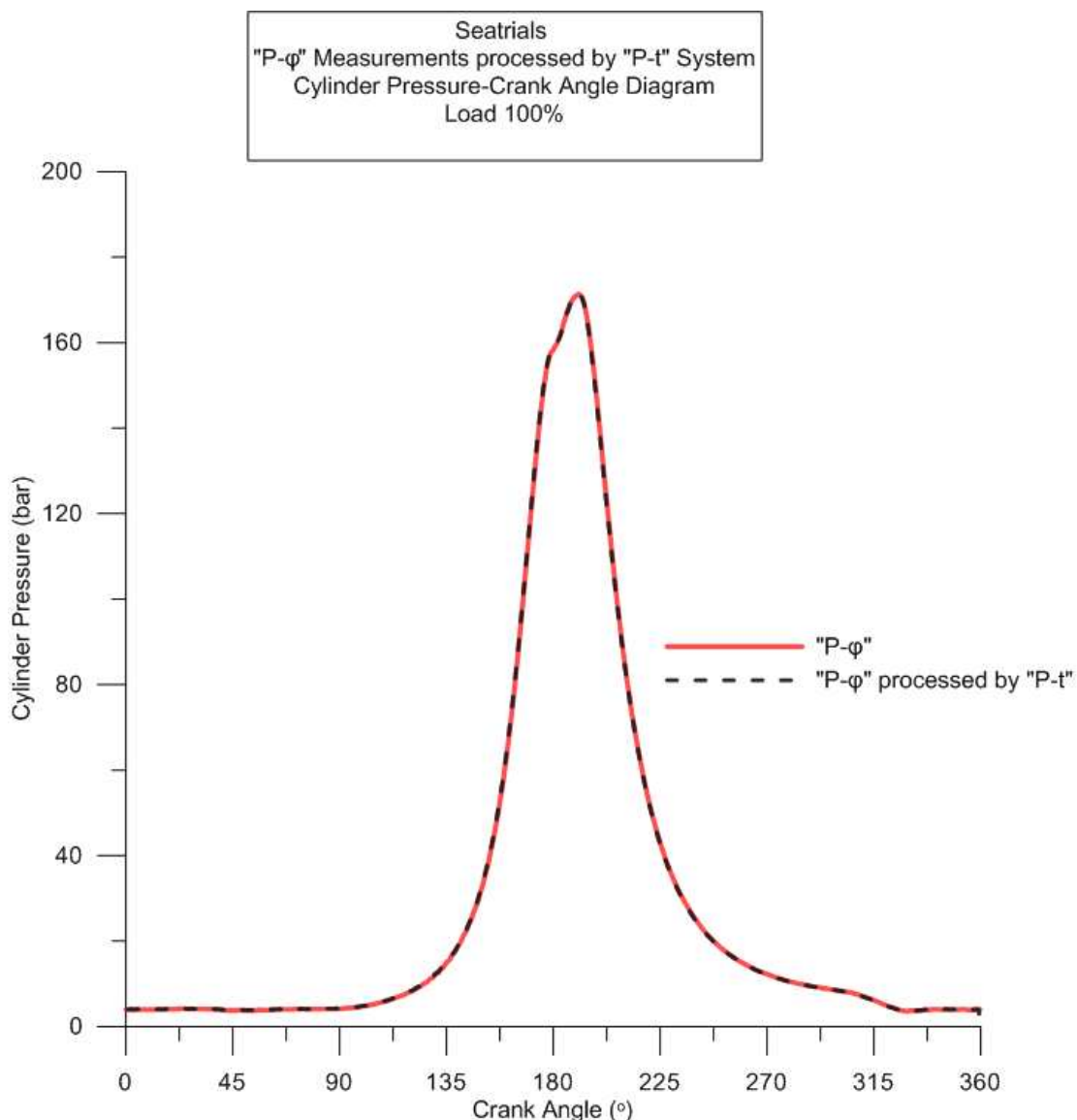
Ακολουθεί συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο

25% του φορτίου (Σχήμα 4.14).



Σχήμα 4.14: Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 25% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Sea Trials.

Από τα Σχήματα 4.14 και 4.15 καθώς και τον Πίνακα 4.5 διαπιστώνεται ότι οι μετρήσεις του συστήματος "P-φ" και οι αντίστοιχες επεξεργασμένες μετρήσεις του "P-φ" από το σύστημα "P-t" διαφέρουν ελάχιστα. Μάλιστα παρατηρείται εδώ ότι η μέση διαφορά των τιμών της πίεσης των δύο διαγραμμάτων είναι περίπου 0.1bar. Συμπεραίνεται επομένως ότι η επεξεργασία των μετρήσεων και κυρίως η υπολογιστική μέθοδος ανίχνευσης του ΑΝΣ όπως πραγματοποιήθηκε από το



Σχήμα 4.15: Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 100% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Sea Trials.

σύστημα "P-t" είναι εξίσου αξιόπιστη με τη μετρητική μέθοδος του συστήματος "P-φ" και εμπεριέχει ελάχιστο σφάλμα. Αξίζει να σημειωθεί ωστόσο, ότι στην προηγούμενη παράγραφο όπου αξιολογούνταν μαζί οι μέθοδοι δειγματοληψίας και επεξεργασίας της πίεσης, η μέση διαφορά των μετρούμενων διαγραμμάτων ("P-φ" και "P-t") υπολογίστηκε περίπου 0.4bar άρα μεγαλύτερη του 0.1bar. Κάτι τέτοιο ήταν αναμενόμενο καθώς η μικρή απόκλιση των δύο διαγραμμάτων πίεσης της προηγούμενης παραγράφου οφείλεται κυρίως στο σφάλμα διακύμανσης

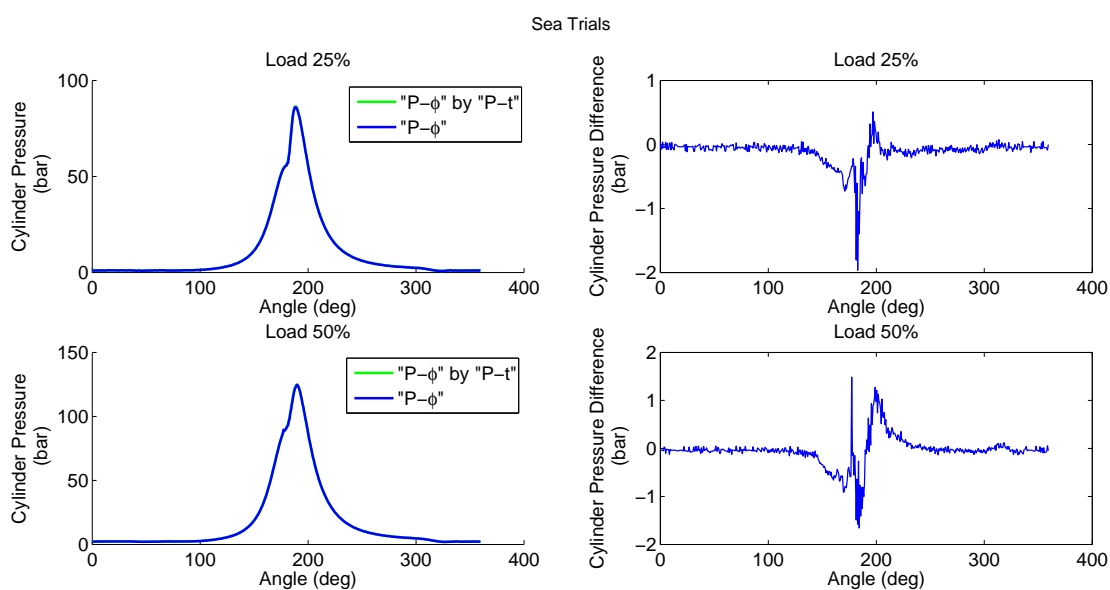
της ταχύτητας περιστροφής το οποίο εμφανίζεται στις μετρήσεις χρονικής δειγματοληψίας του συστήματος “P-t”. Θα μπορούσαμε επομένως να πούμε ότι σε αυτό το στάδιο της διερεύνησης απομονώθηκε το σφάλμα λόγω δειγματοληψίας, και εξετάστηκε μόνο το σφάλμα της μεθόδου επεξεργασίας, το οποίο διαπιστώθηκε ότι είναι ελάχιστο.

Στον Πίνακα 4.5 που ακολουθεί φαίνονται οι τιμές της μέσης και μέγιστης διαφοράς μεταξύ των τιμών της πίεσης των δύο μετρούμενων διαγραμμάτων για τα φορτία λειτουργίας 25%, 50%, 75% και 100% των δοκιμών θαλάσσης.

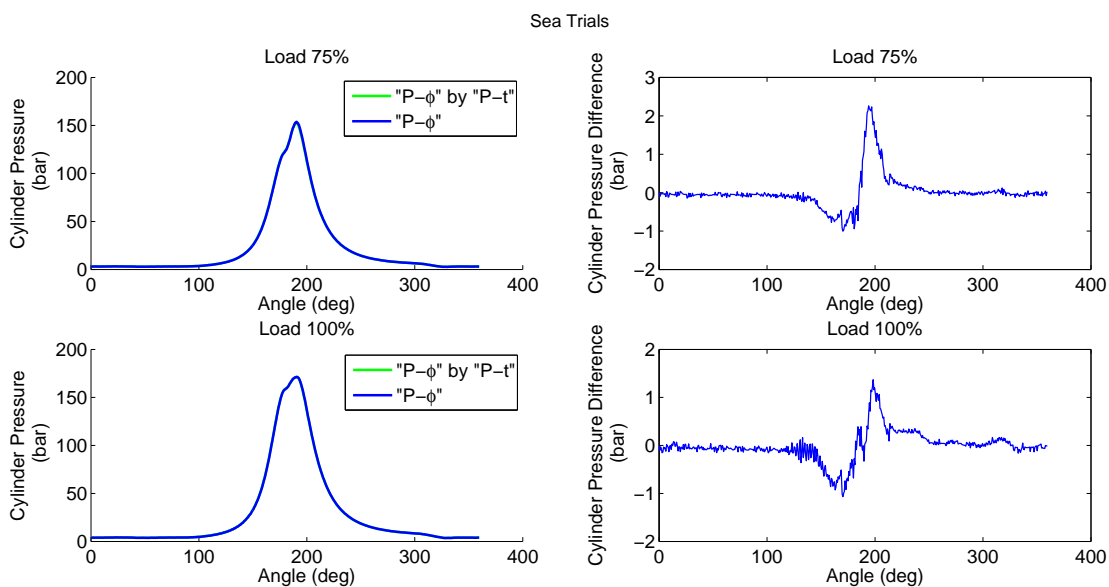
Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”		
Load (%)	Μέγιστη Διαφορά (bar)	Μέση Διαφορά (bar)
25	-1.9652	-0.1098
50	-1.6580	-0.0487
75	2.2610	0.0095
100	1.37	-0.0113

Πίνακας 4.5: Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Sea Trials και είναι σε bar.

Στα Σχήματα 4.16 και 4.17 παρουσιάζονται τα μετρούμενα διαγράμματα πίεσης καθώς και τα γραφήματα της διαφοράς τους για τα τέσσερα φορτία λειτουργίας.

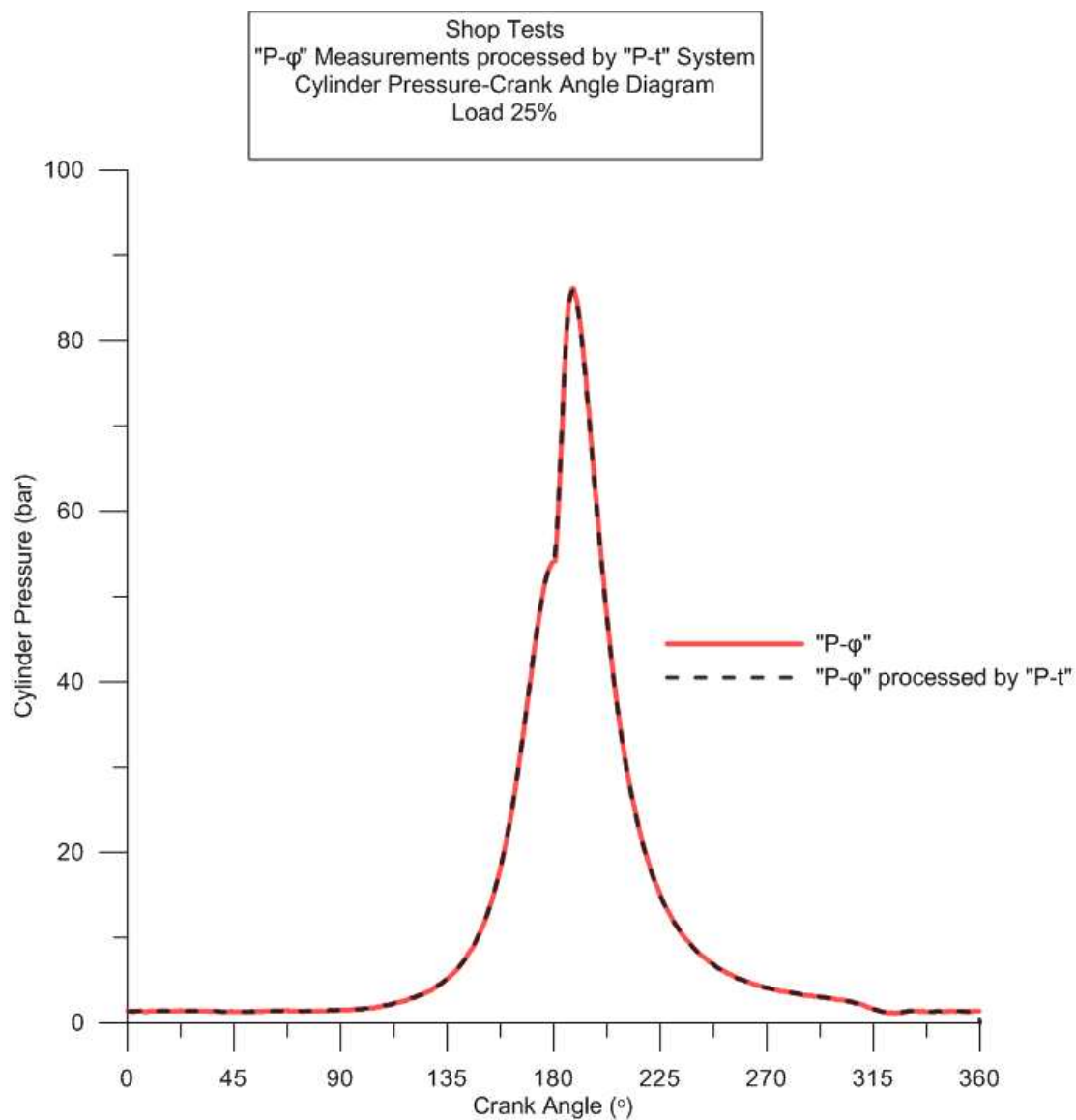


Σχήμα 4.16: **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 25% (πάνω) και 50% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του συστήματος “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Sea Trials.



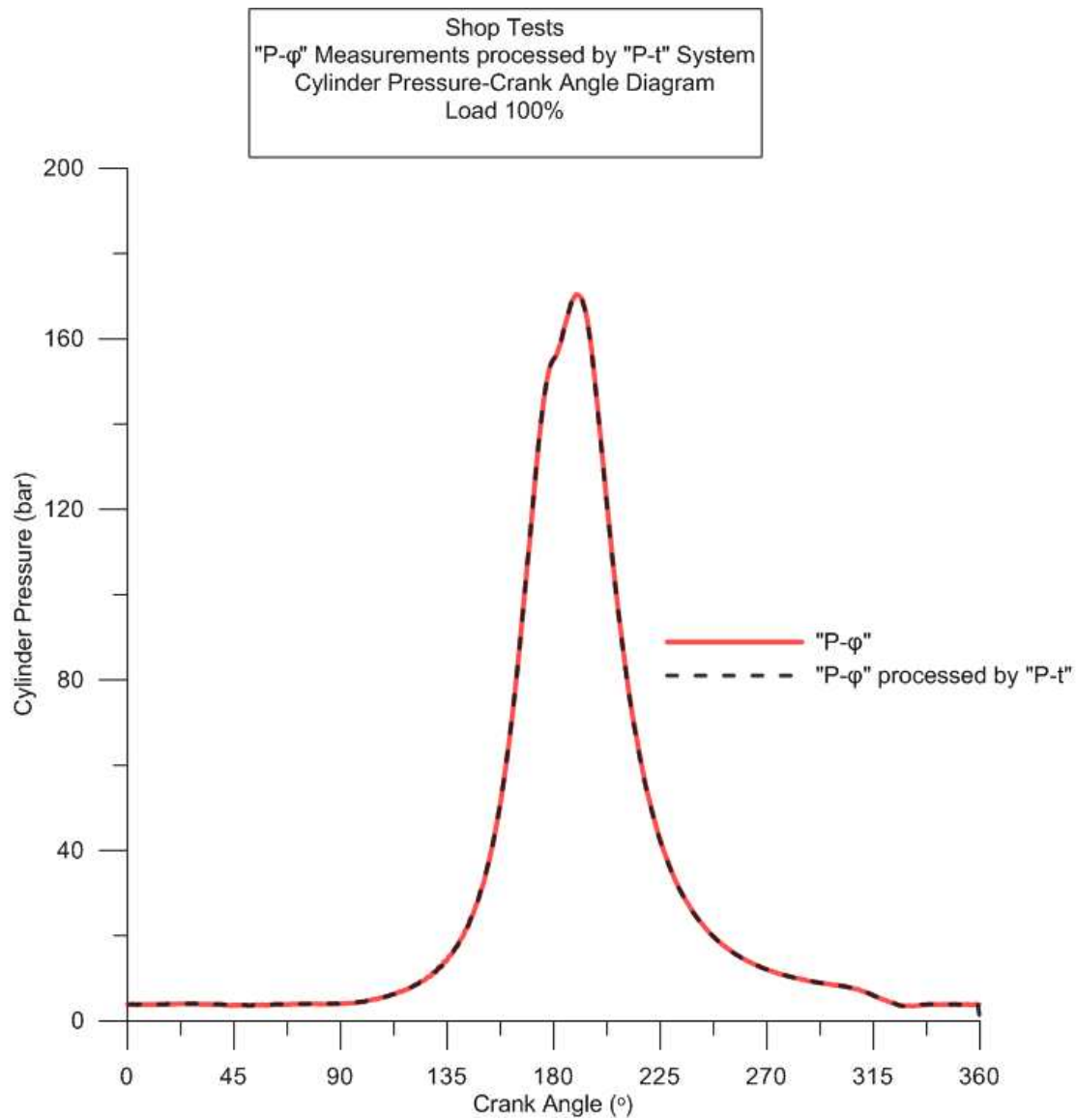
Σχήμα 4.17: **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 75% (πάνω) και 100% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Sea Trials.

Παρακάτω, στα Σχήματα 4.18 και 4.19 παρατίθενται τα συγκριτικά διαγράμματα για τις μετρήσεις των εργοστασιακών δοκιμών στο 25% και στο 100% του φορτίου αντίστοιχα.

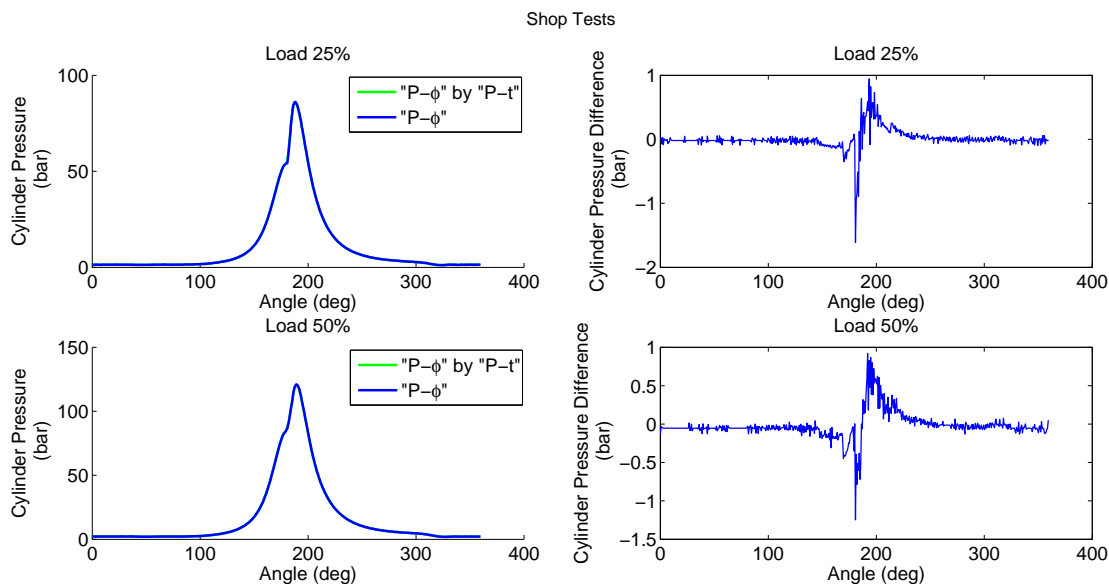


Σχήμα 4.18: Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 25% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Shop Tests.





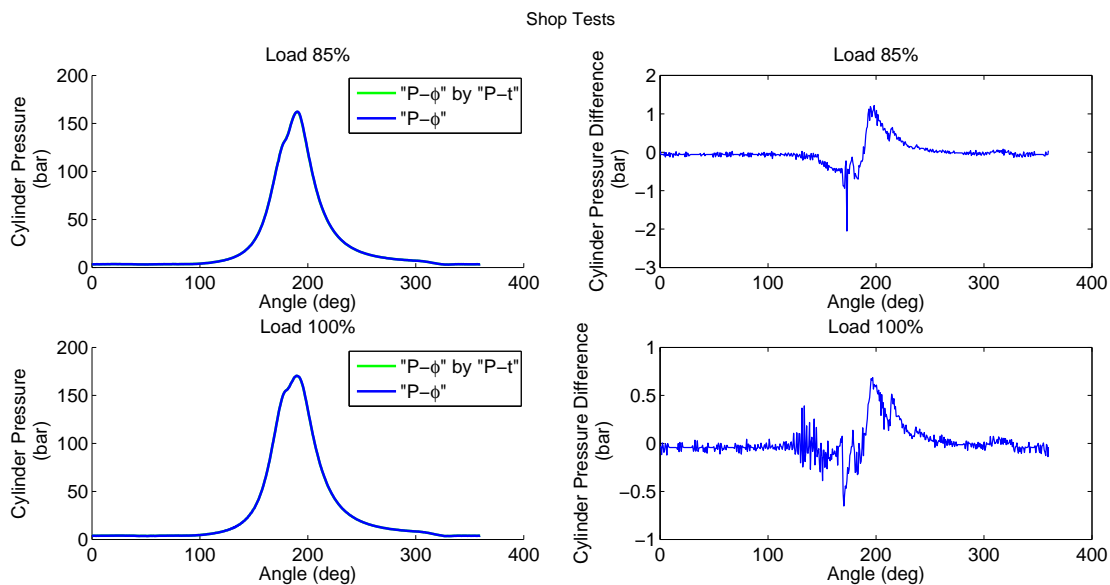
Σχήμα 4.19: Συγκριτικό διάγραμμα των δύο δυναμοδεικτικών διαγραμμάτων στο 100% του φορτίου. Οι μετρήσεις αφορούν Shop Tests.



Σχήμα 4.20: **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 25% (πάνω) και 50% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από τις μετρήσεις του “P-φ” επεξεργασμένες από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Shop Tests.

Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”		
Load (%)	Μέγιστη Διαφορά (bar)	Μέση Διαφορά (bar)
25	-1.6132	0.0046
50	-1.2462	-0.0203
85	2.05	-0.0110
100	0.6860	0.0084

Πίνακας 4.6: Διαφορές Μετρούμενης Πίεσης Κυλίνδρου μεταξύ “P-φ” και “P-φ” processed by “P-t”. Οι τιμές αφορούν μετρήσεις Shop Tests και είναι σε bar.



Σχήμα 4.21: **Αριστερά:** Τα διαγράμματα πίεσης κυλίνδρου για φορτία 85% (πάνω) και 100% (κάτω), όπως έχουν προκύψει: α) από το σύστημα “P-φ” καθώς και β) από την επεξεργασία των μετρήσεων του συστήματος “P-φ” από το σύστημα “P-t”. **Δεξιά:** Οι διαφορές των πιέσεων για κάθε γωνία από την ίδια επεξεργασία. Οι συγκρίσεις έγιναν με γραμμική παρεμβολή των τιμών του “P-t” στις γωνίες δειγματοληψίας του “P-φ”. Τα διαγράμματα αφορούν τις μετρήσεις Shop Tests.



# Κεφάλαιο 5

## Συμπεράσματα

### 5.1 Συμβολή της Διπλωματικής Εργασίας

Ανακεφαλαιώνοντας, στην παρούσα μελέτη αξιολογήθηκαν μετρήσεις πίεσης καύσης από δίχρονο ναυτικό κινητήρα. Οι μετρήσεις πραγματοποιήθηκαν στον υπ' όψη κινητήρα με δύο συστήματα μέτρησης και επεξεργασίας της πίεσης για αντίστοιχα σημεία λειτουργίας, το σύστημα “P-φ” και το σύστημα “P-t”. Τα δύο υπό μελέτη συστήματα εφαρμόζουν διαφορετικές μεθόδους δειγματοληψίας και διαθέτουν λογισμικά τα οποία επεξεργάζονται με διαφορετικό τρόπο τα δεδομένα της πίεσης.

Από την αξιολόγηση των τιμών της πίεσης αλλά και των μεγεθών που προέκυψαν μέσω της επεξεργασίας της από τα δύο λογισμικά εξήχθησαν τα παρακάτω συμπεράσματα :

1. Οι μετρήσεις της πίεσης που πραγματοποιήθηκαν με χρονική δειγματοληψία και μετέπειτα γραμμική αναγωγή του χρόνου σε γωνία στροφάλου αποκλίνουν ελάχιστα από τις μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν με σταθερό βήμα γωνίας στροφάλου μέσω οπτικού κωδικοποιητή γωνίας. Το αποτέλεσμα αυτό είναι ιδιαίτερα ενθαρρυντικό για τους κινητήρες που λειτουργούν στο πεδίο καθώς η χρήση οπτικού κωδικοποιητή γωνίας στροφάλου δεν ενδείκνυται για κινητήρες εν πλω.
2. Το σφάλμα λόγω διακύμανσης της ταχύτητας περιστροφής κατά τη διάρκεια του κύκλου λειτουργίας που επηρεάζει τις μετρήσεις πίεσης χρονικής δειγματοληψίας, προκάλεσε μικρή αλλοίωση των μετρήσεων του συστήματος “P-t”. Όπως εκτιμήθηκε το σφάλμα αυτό κυμαίνεται μέσα σε αποδεκτά όρια.
3. Ο προσδιορισμός της θέσης του ANΣ είτε με τη χρήση οπτικού αισθητήρα γωνίας είτε με την εφαρμογή της υπολογιστικής μεθόδου που εξετάστηκε, παρέχει εξίσου αξιόπιστα αποτελέσματα πίεσης.

4. Η εκτίμηση της ισχύος όπως πραγματοποιήθηκε και από τα δύο λογισμικά των συστημάτων “P-φ” και “P-t” εμπεριέχει ελάχιστα σφάλματα.
5. Τα δύο υπό μελέτη συστήματα επεξεργάζονται έτσι τα δεδομένα της πίεσης ώστε οι τιμές μεγεθών που υπολογίζουν να προσεγγίζουν με μεγάλη ακρίβεια τις πραγματικές τιμές.

# Βιβλιογραφία

- [1] Ρακόπουλος Κ., “Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ”. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1988.
- [2] Yunus C., Michael B., “Θερμοδυναμική για Μηχανικούς”. Εκδόσεις Τζιόλα, Αθήνα, 2003.
- [3] Ανδρεάδης Π., “Βελτιστοποίηση Παραμέτρων Έγχυσης σε Δίχρονους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”. Λ. Καικτσή. Αθήνα, 2008.
- [4] Κυρτάτος Ν. Π., “Βασικές Αρχές Πρόωσης Πλοίων”. Αθήνα, 2007.
- [5] Κυρτάτος Ν. Π., “Ναυτικοί Κινητήρες Diesel”. Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα, 1993.
- [6] Αντωνόπουλος Α., “Ανάπτυξη και Εξέλιξη Τεχνικών Μέτρησης και Επεξεργασίας Λειτουργικών Μεγεθών Κινητήρων Diesel από τον Θάλαμο Καύσης και τον Άξονα Μετάδοσης της Ισχύος με Σκοπό την Διάγνωση”. Δημήτριος Θ. Χουντάλας. Αθήνα, 2013.
- [7] Κυρτάτος Ν. Π., “Σημαντικά Θέματα Έρευνας και Εξέλιξης στους Ναυτικούς Κινητήρες Diesel”, Τμήμα Ναυπηγών Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, 2000.
- [8] MAN B&W S70MC-C8 Project Guide. Copyright ©MAN Diesel, 2008.
- [9] Lamarinis V., Karangelos E., Hountalas D., “A Torsional Vibration Analysis Methodology for Large-Scale Two-Stroke Diesel Engines used for Power Generation”, 25th CIMAC World Congress on Combustion Engine Technology, Vienna, Austria, 21-24 May, 2007.
- [10] Jones N.B., Yu-Hua Li., “A Review of Condition Monitoring and Fault Diagnosis for Diesel Engines”, Tribotest International Journal, Vol.6 (3), pp.267-291, 2000.

- [11] Kouremenos D.A., Hountalas D.T., “Diagnosis and Condition Monitoring of Medium Speed Marine Diesel Engines”, *Tribotest Int. J.*, Vol.4 (1), pp.63-91, 1997.
- [12] Λάμαρης Β.Θ., “Προσδιορισμός της Λειτουργικής Κατάστασης και των Εκπομπών Ρύπων Κινητήρων Diesel με Συνδυασμένη Χρήση Μοντέλου Προσομοίωσης και μη-καταστροφικών Μεθόδων Μέτρησης”, Διδακτορική Διατριβή, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, 2010.
- [13] Davis R., Patterson G., “Cylinder Pressure Data Quality Checks and Procedures to Maximize Data Accuracy”, SAE Technical Paper 2006-01-1346, 2006, DOI:10.4271/2006-01-1346
- [14] MAN B&W Diesel’s Off-line PMI System User’s Guide, October 2005.
- [15] Antonopoulos A., Hountalas D.T, “Effect of instantaneous rotational speed on the analysis of measured diesel engine cylinder pressure data”. Internal Combustion Engines Laboratory, Thermal Engineering Section, Mechanical Engineering Department, National Technical University of Athens, 2012.