



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ  
ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ  
ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ  
ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ  
ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΜΗΧΑΝΩΝ  
ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ

## ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

---

**Συγκριτική αξιολόγηση λειτουργικών δεδομένων  
Ναυτικού Κινητήρα (Ισχύς/Κατανάλωση Καυσίμου) με  
χρήση διαφορετικών μεθόδων μέτρησης.**

---

**ΠΟΛΥΧΡΟΝΑΚΟΣ Α. ΚΩΝΣΤΑΝΤΙΝΟΣ**

Επιβλέπων:  
Δημήτριος Χουντάλας, Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ  
ΦΕΒΡΟΥΑΡΙΟΣ 2017

# Πρόλογος

Η παρούσα διπλωματική εργασία εκπονήθηκε στο Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης της σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, υπό την επίβλεψη του καθηγητή, κ. Δημητρίου Χουντάλα.

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω θερμά τον καθηγητή του Εθνικού Μετσόβιου Πολυτεχνείου, κ. Δημήτριο Χουντάλα για την ανάθεση του θέματος, την επιστημονική υποστήριξη, την άριστη καθοδήγησή του και τις πολύτιμες συμβουλές του στα στάδια εκπόνησης και συγγραφής της διπλωματικής μου εργασίας.

Θα ήθελα επίσης να ευχαριστήσω όλους τους υποψήφιους διδάκτορες τους επιστημονικούς συνεργάτες και τα μέλη του Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης για τη βοήθειά τους σε όλα τα θέματα που προέκυψαν κατά την επεξεργασία των δεδομένων μου, καθώς και για το φιλικό περιβάλλον και την υποστήριξή τους στον εργαστηριακό χώρο καθ' όλη τη διάρκεια της συνεργασίας μας.

Δε μπορώ να μην ευχαριστήσω και όλους τους φίλους εκείνους με τους οποίους περάσαμε πολλές ώρες διαβάζοντας, παρακολουθώντας, κάνοντας εργασίες ή απλά συζητώντας επί παντός θέματος, ανταλλάσσοντας γνώσεις και ιδέες, οι οποίοι έκαναν τη φοίτηση στο ΕΜΠ πιο διασκεδαστική και ευχάριστη.

Ένα ακόμη μεγαλύτερο ευχαριστώ, το μεγαλύτερο απ' όλα, το οφείλω στους γονείς μου, Αλέξιο και Γαρυφαλλιά και στα αδέρφια μου οι οποίοι όλα αυτά τα χρόνια με στήριξαν υλικά και ψυχολογικά ώστε να ολοκληρώσω τις σπουδές μου. Η διπλωματική αυτή αφιερώνεται σε εκείνους, είναι δικό τους πόνημα όσο είναι και δικό μου.

# Περίληψη

Οι ναυτικοί κινητήρες Diesel, με ή χωρίς μειωτήρα, αποτελούν μακράν το πιο δημοφιλές κύριο μέσο πρόωσης πλοίων. Ειδικά οι αργόστροφοι δίχρονοι κινητήρες Diesel είναι η πιο οικονομική εκδοχή όλων των Μ.Ε.Κ. (έως και 155g/kWh) ενώ ταυτόχρονα επιτυγχάνουν θερμικούς βαθμούς απόδοσης της τάξεως του 54%. Επίσης, μπορούν κάλλιστα να χειρίζονται κακής ποιότητας καύσιμα, διατηρώντας υψηλότατο βαθμό αξιοπιστίας. Συνήθως δεν συνοδεύονται από μειωτήρα ή αντίστοιχη άλλη διάταξη και ως αποτέλεσμα των παραπάνω έχουν χαμηλό κόστος συντήρησης.

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζονται δύο ναυτικές μηχανές Diesel. Οι μηχανές αυτές είναι υποχρεωτικά υπερπληρούμενες και φέρουν στροβιλοϋπερπληρωτή ο οποίος καθορίζει τα χαρακτηριστικά του αέρα στην είσοδο των κυλίνδρων, επηρεάζοντας έτσι τη συμπεριφορά όλη της μηχανής. Για την μηχανή MAN 6S60ME-C8.2 υπολογίζονται οι λόγοι πίεσης, οι παροχές αέρα και καυσαερίων και ο ισεντροπικός βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου για τον υπερπληρωτή, με σκοπό να αποφανθούμε, για τη σωστή ή όχι λειτουργία τους. Για την μηχανή DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD που αποτελεί την κύρια μηχανή πρόωσης του πλοίου AMPHITRITE, προσδιορίζεται και συγκρίνεται η κατανάλωση καυσίμου βάσει μετρήσεων που λήφθηκαν κατά την διάρκεια έξι (6) μηνών, από ένα ανεξάρτητο σύστημα ελέγχου και το flowmeter. Μετέπειτα παρουσιάζονται και συγκρίνονται τα δεδομένα ισχύος του ανεξάρτητου συστήματος ελέγχου με το Torquemeter. Οι τιμές των λειτουργικών μεγεθών αποτυπώνονται σε διαγράμματα, ώστε να φανεί αν υπάρχει συσχέτιση μεταξύ τους ή κάποια ουσιαστική διαφορά.

Τέλος γίνεται μια συνολική παρουσίαση των αποτελεσμάτων που βρέθηκαν και η συγκριτική αξιολόγηση τους.

# Abstract

Marine Diesel engines, with or without gear reducer, are by far the most popular main ship propulsion system. Especially, low speed two-stroke Diesel engines are the most economical version of all the internal combustion engines (Up to 155g / kWh) while achieving thermal efficiencies of around 54%. They can handle poor quality fuel, maintaining the highest degree of reliability. Usually they are not accompanied by a gear reducer or other device, as a result of the above they have low maintenance.

This thesis examined two marine Diesel engines. These engines have a turbocharger which determines the characteristics of the air at the entrance of the cylinders, thereby affecting the behavior of the whole engine. At first, for the engine MAN 6S60ME-C8.2, we calculate the pressure ratios, the air and exhaust supply and the isentropic efficiency of the compressor and the turbine of the supercharger in order to decide if its functioning properly. For DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD engine which is the main propulsion engine of ship AMPHITRITE is determined the fuel consumption and is compared by an independent control system and the flowmeter. The values of operating measurements depicted in charts to see if there is a correlation between them or a substantive difference.

Finally, there is a comprehensive presentation of the results found and their benchmarking.

# Περιεχόμενα

<b>Κεφάλαιο 1</b>	
Εισαγωγή.....	7
1.1 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας.....	7
1.2 Δομή της διπλωματικής εργασίας.....	7
<b>Κεφάλαιο 2</b>	
Ναυτικοί Κινητήρες Diesel.....	9
2.1 Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης.....	9
2.1.1 Γενικά στοιχεία περί Μ Ε Κ.....	9
2.1.2 Κατηγορίες εμβολοφόρων ΜΕΚ.....	12
2.1.3 Κατάταξη ΜΕΚ ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου.....	15
2.1.4 Σύγκριση δίχρονων και τετράχρονων μηχανών.....	18
2.1.5 Κατάταξη ΜΕΚ ανάλογα με τον τρόπο εναύσεως.....	19
2.2 Υπερπλήρωση στις ΜΕΚ.....	20
2.2.1 Κατηγορίες συστημάτων στροβιλοϋπερπλήρωσης.....	22
2.3 Σύντομη θεωρία βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων Diesel.....	26
2.4 Αντίσταση πλοίου και ο νόμος της έλικας.....	29
2.5 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης.....	31
2.5.1 Εισαγωγή.....	31
2.5.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής.....	32
2.5.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής.....	35
2.5.4 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής.....	36
2.5.5 Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης.....	40
2.5.6 Χαμηλότερη ρύθμιση κινητήρα.....	41
<b>Κεφάλαιο 3</b>	
Οι κινητήρες που εξετάζονται στην παρούσα διπλωματική.....	43
3.1 Ο κινητήρας DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD.....	43
3.2 Ο κινητήρας MAN B & W 6S60ME-C8.2.....	45
<b>Κεφάλαιο 4</b>	
Προσδιορισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου για την μηχανή MAN 6S60ME-C8.2.....	48
Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης.....	49
4.1 Ενεργειακό ισοζύγιο συμπιεστή – στροβίλου.....	49
4.2 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή.....	49
4.3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου.....	50

4.4 Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή .....	52
4.5 Περιγραφή υπολογισμού πίεσης – θερμοκρασίας σε κάθε θέση.....	54
4.6 Διόρθωση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου η <sub>isT</sub> .....	58
4.7 Συμπεράσματα .....	60

### **Κεφάλαιο 5**

Παρουσίαση και σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών του πλοίου AMPHITRITE .....	61
--	----

5.1 Χαρακτηριστικά του πλοίου AMPHITRITE.....	61
---	----

5.2 Προσδιορισμός και συγκριτική αξιολόγηση κατανάλωσης καυσίμου από το ανεξάρτητο διαγνωστικό σύστημα και το Flowmeter.....	62
--	----

5.3 Προσδιορισμός λόγου ολίσθησης S.....	68
--	----

5.4 Ειδική κατανάλωση καυσίμου .....	72
--------------------------------------	----

5.5 Προσδιορισμός σταθεράς c του νόμου της έλικας από τα SHOP TESTS. ....	75
---	----

5.6 Συγκριτική αξιολόγηση των δεδομένων ισχύος του ανεξάρτητου διαγνωστικού συστήματος με το torquemeter .....	76
--	----

### **Κεφάλαιο 6**

Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα .....	83
----------------------------------	----

6.1 Ανακεφαλαίωση.....	83
------------------------	----

6.2 Συμπεράσματα .....	84
------------------------	----

Βιβλιογραφία .....	85
--------------------	----

# Κεφάλαιο 1

## Εισαγωγή

### 1.1 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας

Σκοπός της παρούσης διπλωματικής εργασίας είναι η μελέτη του υπερπληρωτή της μηχανής MAN 6S60ME-C8.2 ο οποίος καθορίζει την πίεση και την παροχή του αέρα σάρωσης της μηχανής, που αποτελεί ένα από τα βασικότερα λειτουργικά μεγέθη της. Επίσης, η μελέτη των λειτουργικών μεγεθών της μηχανής DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD και η συγκριτική αξιολόγηση τους με χρήση διαφορετικών μεθόδων μέτρησης. Για την εκπόνηση της εργασίας χρησιμοποιήθηκαν και συγκρίθηκαν δεδομένα από το torquemeter και το flowmeter του πλοίου AMPHITRITE με τα δεδομένα ενός εξωτερικού διαγνωστικού συστήματος ανάλυσης για κινητήρες Diesel.

### 1.2 Δομή της διπλωματικής εργασίας

Στο **κεφάλαιο 1** περιγράφεται ο σκοπός και αναλύεται η δομή της παρούσης διπλωματικής εργασίας.

Στο **κεφάλαιο 2** γίνεται μια εισαγωγή στους ναυτικούς κινητήρες Diesel, ξεκινώντας από τη θεωρία των εμβολοφόρων MEK και τις κατηγορίες στις οποίες αυτές χωρίζονται και καταλήγοντας σε μια πολύ ειδική κατηγορία εμβολοφόρων MEK, τις μεγάλες βραδύστροφες δίχρονες ναυτικές μηχανές Diesel.

Στο **κεφάλαιο 3** παρουσιάζονται τα λειτουργικά και τεχνικά στοιχεία των κινητήρων που εξετάζονται στην παρούσα διπλωματική

Στο **κεφάλαιο 4** γίνεται ανάλυση της λειτουργίας του υπερπληρωτή της μηχανής MAN 6S60ME-C8.2. Αρχικά παρατίθενται κάποια σύντομα στοιχεία θεωρίας περί της λειτουργίας του υπερπληρωτή, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για να υπολογιστούν οι βαθμοί απόδοσης του υπερπληρωτή και των δύο συνιστωσών του (συμπιεστής και στρόβιλος). Ακολουθεί η περιγραφή της διαδικασίας υπολογισμού και η αποτύπωση των αποτελεσμάτων σε πίνακες και διαγράμματα. Καθώς και ο υπολογισμός των λειτουργικών χαρακτηριστικών του υπερπληρωτή (λόγοι πίεσης, παροχή αέρα, ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης).

Στο **κεφάλαιο 5** αρχικά παρουσιάζονται τα χαρακτηριστικά του πλοίου AMPHITRITE. Έπειτα ακολουθεί ο προσδιορισμός και η συγκριτική αξιολόγηση της κατανάλωσης καυσίμου από το ανεξάρτητο διαγνωστικό σύστημα και το Flowmeter. Μετέπειτα παρουσιάζονται και συγκρίνονται τα δεδομένα ισχύος του ανεξάρτητου συστήματος ελέγχου με το Torquemeter. Οι τιμές των λειτουργικών μεγεθών αποτυπώνονται σε διαγράμματα, ώστε να φανεί αν υπάρχει συσχέτιση μεταξύ τους ή κάποια ουσιαστική διαφορά.

Στο **κεφάλαιο 6** γίνεται μια ανακεφαλαίωση της διπλωματικής και παρουσιάζονται τα συμπεράσματα που προέκυψαν από τις μετρήσεις.

Στο τέλος γίνεται αναφορά στη βιβλιογραφία που χρησιμοποιήθηκε στη διπλωματική αυτή εργασία, η οποία αποτελείται κυρίως από βιβλία εμβολοφόρων MEK και ναυτικών κινητήρων, το εγχειρίδιο της μηχανής, μερικές παλιότερες διπλωματικές εργασίες φοιτητών του ΕΜΠ και τεχνικά φυλλάδια κατασκευαστών ναυτικών κινητήρων (MAN B & W και WARTSILA) που βρέθηκαν στο διαδίκτυο.



# Κεφάλαιο 2

## Ναυτικοί Κινητήρες Diesel

### 2.1 Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης

#### 2.1.1 Γενικά στοιχεία περί ΜΕΚ

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

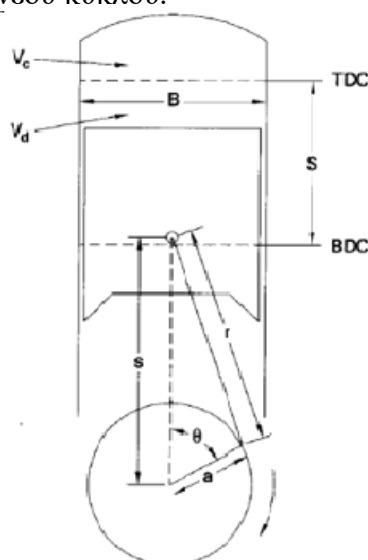
Οι θερμικές μηχανές μπορούν να χωριστούν σε μηχανές εσωτερικής και σε εξωτερικής καύσης. Στις τελευταίες τα προϊόντα της καύσης του καυσίμου και του αέρα, μεταφέρουν τη θερμότητα τους σε ένα ρευστό, μέσω κάποιας επιφάνειας συναλλαγής, το οποίο αποτελεί το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή μηχανικής ισχύος. Παράδειγμα αποτελούν οι εγκαταστάσεις ατμοπαραγωγής στους σταθμούς ηλεκτροπαραγωγής, όπου η θερμότητα που παράγεται από την καύση ορυκτών και αέριων συνήθως καυσίμων αξιοποιείται για την παραγωγή ατμού, ο οποίος όντας σε υψηλή ενεργειακή κατάσταση (υψηλή θερμότητα και πίεση) αποτονώνεται σε στροβίλους με σκοπό την παραγωγή μηχανικού έργου.

Στις μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) ο αέρας, το καύσιμο και τα προϊόντα του αποτελούν απευθείας το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή του μηχανικού έργου. Σε αυτές ανήκουν οι εμβολοφόροι κινητήρες, οι αεριοστρόβιλοι οι στροβιλοαντιδραστήρες, οι περιστροφικές (rotary) ΜΕΚ και οι πυραυλοκινητήρες. Στις ΜΕΚ, το εργαζόμενο μέσο είναι ο αέρας, μαζί με το καύσιμο, με εξαίρεση τους πυραυλοκινητήρες όπου το εργαζόμενο μέσο είναι οι προωθητικές ουσίες, δηλαδή καύσιμα μείγματα που περιέχουν το οξειδωτικό μέσο της καύσης αποθηκευμένο στον πύραυλο.

Η εμβολοφόρος ΜΕΚ είναι η πιο διαδεδομένη μορφή κινητήριας μηχανής. Λόγω απλής κατασκευής και της δυνατότητας της να χρησιμοποιεί εργαζόμενο μέσο σε υψηλές θερμοκρασίες, χαρακτηρίζεται από υψηλή συγκέντρωση ισχύος, καλό ολικό βαθμό απόδοσης και χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά για τις μεταφορές σε πλοία, τρένα και αυτοκίνητα. Χρησιμοποιείται και σε αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας με εξαίρεση αυτά της μέσης και υψηλής όπου χρησιμοποιούνται στροβιλοαντιδραστήρες αναγκαστικά για να επιτευχθεί η απαιτούμενη υψηλή συγκέντρωση ισχύος.

Σε όλες τις εμβολοφόρες ΜΕΚ, το εργαζόμενο μέσο είτε είναι αέρας με καύσιμο, είτε είναι αέρας μόνο, αναρροφάται από τη μηχανή και συμπιέζεται μέχρι μια ορισμένη πίεση. Με αυτόν τον τρόπο, αυξάνεται η θερμοκρασία του και στη συνέχεια

προσδίδεται σε αυτό η θερμική ενέργεια που προέρχεται από την καύση του καυσίμου με αποτέλεσμα την περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας και τις πιέσεις τους. Κατά την αποτόνωση που ακολουθεί παράγεται το μηχανικό έργο. Ένα μέρος του έργου αυτού καταναλώνεται για την προηγηθείσα συμπίεση και τις τριβές, ενώ το υπόλοιπο είναι το ωφέλιμο έργο της μηχανής. Η συμπίεση, η καύση και η αποτόνωση αποτελούν τις βασικές φάσεις λειτουργίας μιας εμβολοφόρου ΜΕΚ. Εκτός των τριών βασικών φάσεων λειτουργίας, μεγάλης σημασίας για τη λειτουργία του κινητήρα έχουν και οι φάσεις εναλλαγής των αερίων. Δηλαδή της κένωσης του κυλίνδρου από το καυσαέριο κατά το τέλος της εκτόνωσης και της εκ νέου πλήρωσής του με νέα γόμωση (μείγμα αέρα--καυσίμου) για την εκτέλεση νέου κύκλου.



**Σχήμα 2.1:** Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα στροφάλου

Ο μηχανισμός εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου αποτελεί τον κύριο κινηματικό μηχανισμό που συγκροτεί την εμβολοφόρο ΜΕΚ (σχήμα 2.1). Με το μηχανισμό αυτό η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται μέσω του διωστήρα σε περιστροφική στο στρόφαλο. Λόγω της παλινδρομικής αυτής κίνησης το έμβολο λειτουργεί μεταξύ δύο ακραίων σημείων τα οποία καλούνται Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει το έμβολο από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ καλείται διαδρομή του εμβόλου ή ‘χρόνος’ και αντιστοιχεί σε μισή περιστροφή του στροφάλου.

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εμβολοφόρου κινητήρα είναι:

- $B =$  η διάμετρος του εμβόλου
- $a =$  η ακτίνα του στροφάλου
- $r =$  το μήκος του διωστήρα
- $y =$  η απόσταση άνω κεφαλής εμβόλου από τον κύλινδρο όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ

Τα υπόλοιπα βασικά μεγέθη για τους υπολογισμούς σε ένα εμβολοφόρο κινητήρα είναι:

- Η διαδρομή του εμβόλου  $s$  για την οποία ισχύει:

$$s=2a$$

- Ο όγκος εμβολισμού κυλίνδρου  $V_d$ , που είναι ο όγκος που σαρώνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια μιας διαδρομής:

$$V_d = \pi A = \frac{\pi B^2 s}{4}$$

- Ο επιζήμιος όγκος  $V_c$ , δηλαδή ο όγκος του κυλίνδρου άνω της κεφαλής του εμβόλου όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ

- Ο βαθμός συμπίεσης  $\epsilon$

$$\epsilon = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{V_o}{V_c}$$

- Ταχύτητα περιστροφής  $n$  σε rpm

- Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής  $\omega$  σε rad/s:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

- Γωνία στροφάλου  $\theta$

- Αδιάστατη παράμετρος  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{a}{r}$$

- Γωνία διωστήρα, η οποία είναι η γωνία μεταξύ του διωστήρα και της καθέτου (διακεκομμένη γραμμή στο 2.1) και υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\sin\beta = \lambda \cos\theta$$

Όπως σε κάθε κινηματικό μηχανισμό έτσι και στο μηχανισμό εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου πρέπει να γνωρίζουμε τα κινηματικά του μεγέθη (μετατόπιση, ταχύτητα, επιτάχυνση). Η μετατόπιση  $x$  του εμβόλου από το ΑΝΣ δίνεται από τη σχέση:

$$x = (a + r) - a \cos\theta - r \cos\beta$$

όπου χρήση των παραπάνω εξισώσεων καταλήγει στην:

$$x = a(1 - \cos\theta) + r(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta})$$

Παραγωγίζοντας την παραπάνω σχέση ως προς το χρόνο βρίσκουμε και τη στιγμιαία ταχύτητα  $c$  του εμβόλου (για  $\omega = \text{const}$ ):

$$c = \omega a \sin\theta \left( 1 + \frac{\lambda \cos\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}} \right)$$

Παραγωγίζοντας και πάλι ως προς το χρόνο, την ταχύτητα, βρίσκουμε τη στιγμιαία επιτάχυνση  $b$  του εμβόλου (για  $\omega = \text{const}$ ):

$$b = \omega^2 a \left[ \cos\theta + \frac{\lambda(\cos 2\theta + \lambda^2 \sin^4\theta)}{(1 - \lambda^2 \sin^2\theta)^{\frac{3}{2}}} \right]$$

Με τις παραπάνω σχέσεις μπορούμε να υπολογίζουμε τα κινηματικά μεγέθη του εμβόλου συναρτήσει του *αδιάστατου αριθμού*, ο οποίος αποτελεί γεωμετρικό χαρακτηριστικό και είναι σταθερός αριθμός για κάθε κινητήρα, και της γωνίας στροφάλου χωρίς να χρειάζεται να γνωρίζουμε κάποια άλλα μεγέθη.

Ένα επίσης χρήσιμο μέγεθος σε μια εμβολοφόρο ΜΕΚ είναι η μέση ταχύτητα του εμβόλου  $\bar{c}$  η οποία μας δίνει μια εκτίμηση για το μέγεθος και την ταχύτητα της μηχανής και υπολογίζεται ως εξής:

$$\bar{c} = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30}$$

## 2.1.2 Κατηγορίες εμβολοφόρων ΜΕΚ

Οι εμβολοφόρες παλινδρομικές μηχανές κατατάσσονται στις ακόλουθες κατηγορίες ανάλογα με:

**Τον τρόπο εναύσεως (αναφλέξεως):**

- Μηχανές εναύσεως με σπινθήρα ή βενζινομηχανές ή κινητήρες Otto (spark ignition engines)
- Μηχανές εναύσεως με συμπίεση ή πετρελαιομηχανές ή κινητήρες Diesel (compression ignition engines)
- Μηχανές Semi-Diesel

**Τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου για την ολοκλήρωση του κύκλου λειτουργίας:**

- 2-χρονες μηχανές (two-stroke engines)
- 4-χρονες μηχανές (four-stroke engines)

**Το είδος του καυσίμου:**

- Μηχανές βαρέως πετρελαίου (μαζούτ)
- Μηχανές ελαφρών καυσίμων (πετρέλαιο Diesel, βενζίνη)
- Μηχανές αερίων καυσίμων

**Τη γωνιακή ταχύτητα περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα:**

- Αργόστροφες έως 350 rpm (κύριες μηχανές πλοίων)
- Μεσόστροφες έως 1500 rpm (μηχανές πλοίων, τρένων και ηλεκτροπαραγωγή ζεύγη)
- Πολύστροφες έως 5000 rpm (μηχανές τροχοφόρων)
- Ταχύστροφες με ταχύτητα περιστροφής άνω των 5000 rpm (αυτοκίνητα νέας τεχνολογίας, αγωνιστικά αυτοκίνητα, δίτροχα μεγάλου κυβισμού)

**Τον αριθμό των κυλίνδρων:**

- Μονοκύλινδρες
- Πολυκύλινδρες

**Τη διάταξη των κυλίνδρων:**

- Κατακόρυφες ή εν σειρά
- Τύπου V,W,H,Δ,X
- Οριζόντιες (boxer)
- Αστεροειδείς (κυρίως ως κινητήρες ελικοφόρων αεροσκαφών)
- Σταυροειδείς, πολυγωνικές, διπλών εμβόλων κτλ

**Τον τρόπο ψύξεως των κυλίνδρων:**

- Αερόψυκτες
- Υδρόψυκτες

**Τον τρόπο σύνδεσης εμβόλου – διωστήρα:**

- Με βάκτρο και ζύγωμα
- Χωρίς βάκτρο και ζύγωμα

**Τον τρόπο, την πίεση αλλά και την ποσότητα του αέρα που εισάγεται στον κύλινδρο:**

- Ατμοσφαιρικές μηχανές ή μηχανές φυσικής αναπνοής (atmospheric-induction engines)
- Υπερπληρωμένες (supercharged)

**Τον τρόπο εγκαταστάσεως**

- Μηχανές σταθερής ή μόνιμης βάσεως
- Μηχανές κινούμενου φορέα (κινητές ή φορητές)

**Τη χρήση τους**

- Ναυτικές μηχανές
- Μηχανές οχημάτων
- Βιομηχανικές (σταθερές)

**Τη μέθοδο εισαγωγής του καυσίμου (μόνο για βενζινομηχανές)**

- Με εξαεριοτήρα (carburetor)
- Με αντλία εγχύσεως και εγχυτήρα (injection)

**Τη φορά περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα:**

- Ορισμένης φοράς περιστροφής (αριστερόστροφες ή δεξιόστροφες)
- Αναστρέψιμες μηχανές

**Την παραγόμενη ισχύ ανά κύλινδρο στις κανονικές στροφές λειτουργίας:**

- Μικρής ισχύος (μέχρι 20 PS)
- Μέσης ισχύος (μέχρι 200 PS)
- Μεγάλης ισχύος (άνω των 200 PS)

**Τον τρόπο αποδόσεως της ισχύος:**

- Σταθερών στροφών (και μεταβλητού φορτίου)
- Μεταβλητών στροφών

**Το είδος του θαλάμου καύσεως:**

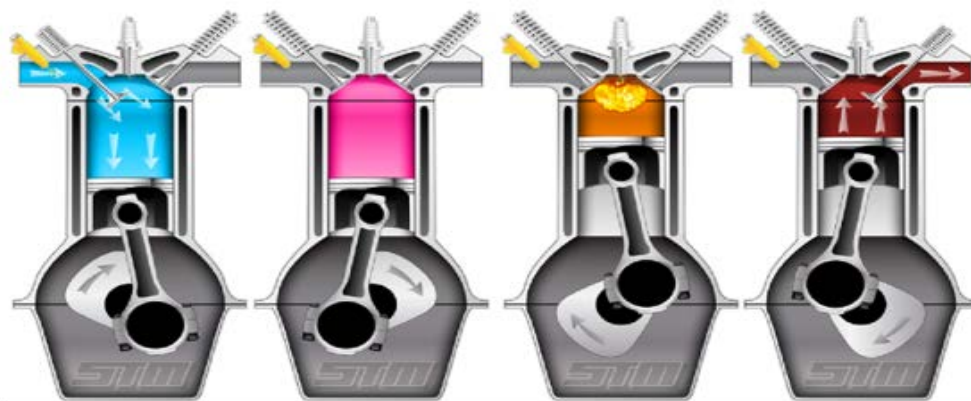
- Ενιαίος θάλαμος καύσεως
- Διαιρούμενος θάλαμος καύσεως

### **2.1.3 Κατάταξη ΜΕΚ ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου**

Ως προς την εξωτερική λειτουργία 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 4πλήρεις 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. Και στους 4-X αλλά και στους 2-X κινητήρες διακρίνουμε 4 φάσεις, ωστόσο στους 2-X οι φάσεις αυτές διαρκούν λιγότερο και είναι οι εξής:

- Καύση
- Αποτόνωση
- Εναλλαγή αερίων (αναρρόφηση και εξαγωγή)
- Συμπύεση

## 4-Χ κινητήρες



Σχήμα 2.2: Κύκλοι λειτουργίας μιας 4χρονης μηχανής Otto

Οι 4 κύκλοι λειτουργίας των τετράχρονων εμβολοφόρων ΜΕΚ είναι οι ακόλουθες:

Αναρρόφηση, η οποία ξεκινάει με το έμβολο στο ΑΝΣ και τελειώνει με το έμβολο στο ΚΝΣ, κατά τη διάρκεια της οποίας το εργαζόμενο μέσο αναρροφάται στο εσωτερικό του κυλίνδρου. Για να αυξηθεί η αναρροφώμενη μάζα, η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει λίγο πριν το έμβολο ξεκινήσει την κάθοδο του και κλείνει λίγο μετά το ΚΝΣ.

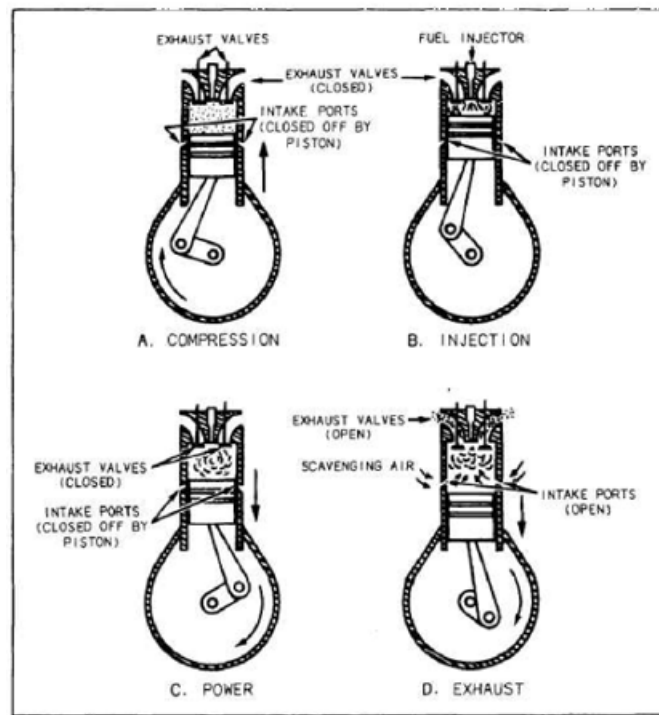
Συμπίεση, η οποία συμβαίνει όταν οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές, καθώς το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Προς το τέλος της διαδικασίας της συμπίεσης, πριν το ΑΝΣ, έχουμε την έναυση του μείγματος κάτι που οδηγεί σε έντονη αύξηση της πίεσης μέσα στον κύλινδρο.

Αποτόνωση, η οποία ξεκινά με το έμβολο στο ΑΝΣ καθώς τα προϊόντα της καύσης, υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας, σπρώχνουν το έμβολο προς τα κάτω και αναγκάζουν τη στροφαλοφόρο άτρακτο να περιστραφεί. Το τέλος της αποτόνωσης σηματοδοτείται από το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής λίγο πριν το ΚΝΣ (40 – 60°).

Εξαγωγή, κατά τη διάρκεια της οποίας τα προϊόντα της καύσης εξέρχονται από τον κύλινδρο. Αυτό συμβαίνει αρχικά διότι η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι υψηλότερη από την πίεση του αγωγού εξαγωγής. Σε δεύτερη φάση έχουμε εξαναγκασμένη οδήγηση των καυσαερίων προς τον αγωγό εξόδου από την ανοδική κίνηση του εμβόλου από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Τέλος, καθώς το έμβολο πλησιάζει το ΑΝΣ ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής και ακριβώς μετά το ΑΝΣ κλείνει η βαλβίδα εξαγωγής, αρχίζοντας έτσι ένα νέο κύκλο λειτουργίας.



## 2-X κινητήρες



Σχήμα 2.3: Κύκλοι λειτουργίας δίχρονης μηχανής

Συμπίεση, η οποία ξεκινάει καθώς κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής ενώ κατευθύνεται το έμβολο από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Κατά τη διάρκεια της συμπίεσης το εργαζόμενο μέσο που βρίσκεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου και λίγο πριν το ΑΝΣ γίνεται η έναυση της καύσης.

Αποτόνωση, η οποία συμβαίνει κατά την κίνηση του εμβόλου από το ΑΝΣ στο ΚΝΣ. Τα προϊόντα της καύσης ωθούν το έμβολο προς τα κάτω παράγοντας μηχανικό έργο. Κατά τη διάρκεια της καθοδικής κίνησης του εμβόλου, αρχικά αποκαλύπτονται από την άνω ακμή του οι θυρίδες εξαγωγής (ή ανοίγουν βαλβίδες εξαγωγής) κι έτσι τα καυσαέρια ξεκινούν να εγκαταλείπουν το εσωτερικό του κυλίνδρου. Στη συνέχεια, αποκαλύπτονται οι θυρίδες εισαγωγής βοηθώντας στην απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια και την πλήρωση του κυλίνδρου με νέα ποσότητα εργαζόμενου μέσου. Το έμβολο και οι θυρίδες είναι διαμορφωμένες με κατάλληλο τρόπο ώστε να αποφεύγεται το πέρασμα του εργαζόμενου μέσου απευθείας από την εισαγωγή στην εξαγωγή, ενώ ταυτόχρονα το νεοεισερχόμενο εργαζόμενο μέσο ωθεί τα καυσαέρια στην εξαγωγή. Η διαδικασία αυτή ονομάζεται απόπλυση και πραγματοποιείται, ειδικότερα σε κινητήρες οι οποίοι δεν είναι υπερπληρωμένοι, με τη βοήθεια ειδικής αντλίας αποπλύσεως, η οποία παίρνει κίνηση από τη στροφαλοφόρο άτρακτο και ωθεί το εργαζόμενο μέσο στο εσωτερικό του κυλίνδρου στον πολύ λίγο χρόνο που είναι διαθέσιμος στους 2-X κινητήρες κατά τη διαδικασία της εναλλαγής των αερίων.

Υπάρχουν 3 βασικοί τρόποι (διατάξεις) απόπλυσης των 2-X κινητήρων. Η εγκάρσια (cross), η βρογχοειδής (loop) και η ευθύγραμμη ή διαμήκης (uniflow) απόπλυση. Η τελευταία χρησιμοποιεί αντί για θυρίδες εξαγωγής, μια ή περισσότερες βαλβίδες εξαγωγής στην κεφαλή του κυλίνδρου. Η ευθύγραμμη απόπλυση έχει επικρατήσει των άλλων δύο και είναι πλέον η μοναδική που απαντάται σε μεγάλους 2-X ναυτικούς κινητήρες.

## 2.1.4 Σύγκριση δίχρονων και τετράχρονων μηχανών

### Πλεονεκτήματα τετράχρονης μηχανής:

Σε μια τετράχρονη μηχανή ο καθαρισμός του κυλίνδρου από τα καυσαέρια μπορούμε να πούμε ότι είναι πιο εύκολος και απλός απ' ό,τι σε μια δίχρονη. Συγκεκριμένα, για την εξαγωγή των καυσαερίων σε μια 4-X μηχανή εκμεταλλευόμαστε μια πλήρη διαδρομή του εμβόλου (κατά τη φάση της εξαγωγής - βλ. προηγούμενη παράγραφο) ενώ στη 2-X η εξαγωγή διαρκεί μόνο για λίγες μοίρες στροφάλου.

Αντίστοιχα, η εκτόνωση των καυσαερίων σε μια 4-X μηχανή διαρκεί περισσότερο χρόνο απ' ό,τι σε μια 2-X, δηλαδή στη δίχρονη μηχανή έχουμε νωρίτερα διακοπή της εκτονώσεως των καυσαερίων για να μπορέσουμε να αποκτήσουμε καλή σάρωση.

Όλες οι φάσεις διαρκούν περισσότερο από τις αντίστοιχες της δίχρονης (π.χ. σάρωση, εξαγωγή). Υπάρχει δηλαδή περισσότερη άνεση χρόνου για την εκτέλεση των διαφόρων φάσεων λειτουργίας.

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-X μηχανές θεωρούνται καταλληλότερες για λειτουργία σε μεγάλο αριθμό στροφών.

Στις τετράχρονες μηχανές είναι εύκολη η ρύθμιση των στοιχείων διανομής (π.χ. βαλβίδες εισαγωγής, εξαγωγής).

### Πλεονεκτήματα δίχρονης μηχανής:

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-X μηχανής παράγει ωφέλιμο έργο κάθε 4 διαδρομές του εμβόλου (2 στροφές του στροφάλου) ενώ κάθε κύλινδρος μιας 2-X 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.

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 δε τη συναντάμε στη δίχρονη όπου ο αριθμός των βαλβίδων είναι μικρότερος ή και δεν υπάρχουν καθόλου βαλβίδες.

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.

Εξαιτίας των παραπάνω πλεονεκτημάτων και μειονεκτημάτων των 2-Χ μηχανών, έναντι των 4-Χ, οι δίχρονες προτιμούνται σήμερα σαν αργόστροφες μηχανές μεγάλων ισχύων ενώ οι τετράχρονες σαν ταχύστροφες μηχανές μικρότερων γενικά ισχύων.

## **2.1.5 Κατάταξη MEK ανάλογα με τον τρόπο εναύσεως**

Ανάλογα με τον τρόπο εναύσεως (αναφλέξεως), οι εμβολοφόρες MEK χωρίζονται σε μηχανές εναύσεως με σπινθήρα (spark ignition engines) ή κινητήρες Otto και μηχανές εναύσεως με συμπίεση (compression ignition engines) ή κινητήρες Diesel. Στους κινητήρες Otto η ανάφλεξη πραγματοποιείται με τη βοήθεια κάποιου εξωτερικού μέσου, ενός ηλεκτρικού σπινθηριστή, ενώ στους κινητήρες Diesel πραγματοποιείται αυτανάφλεξη (αυτόματη ανάφλεξη) του καυσίμου λόγω ύπαρξης κατάλληλων συνθηκών θερμοκρασίας και πίεσης, χωρίς τη βοήθεια εξωτερικού μέσου.

Οι κινητήρες Otto, ανάλογα με το χρησιμοποιούμενο καύσιμο, διακρίνονται σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές. Οι αεριομηχανές χρησιμοποιούν σαν καύσιμο φυσικά ή τεχνητά αέρια των οποίων η πρόσμιξη με τον αέρα καύσης γίνεται μέσα στον κύλινδρο με τη βοήθεια ειδικής βαλβίδας αναμείξεως που συνδυάζεται συνήθως με τη βαλβίδα εισαγωγής. Οι βενζινομηχανές χρησιμοποιούν σαν καύσιμο κατεξοχήν βενζίνη αλλά και γενικότερα υγρά καύσιμα μεγάλης πτητικότητας. Κατά κανόνα η μηχανή αναρροφά ομογενές μείγμα αέρα καυσίμου που προετοιμάζεται σε ειδικό όργανο που καλείται εξαεριοστή. Υφίστανται όμως και διατάξεις όπου γίνεται μηχανική έγχυση της βενζίνης με τη βοήθεια συγκροτήματος αντλίας καυσίμου – εγχυτήρα, που διακρίνονται σε συστήματα συνεχούς εγχύσεως (αδιάκοπη έγχυση της βενζίνης σε κατάλληλη θέση του σωλήνα εισαγωγής του αέρα) και διακοπτόμενης εγχύσεως (χωριστή έγχυση της βενζίνης σε κάθε κύλινδρο, με ιδιαίτερο εγχυτήρα). Η ρύθμιση της ισχύος του κινητήρα Otto είναι ποσοτική, δηλαδή η αυξομείωση της ισχύος επιτυγχάνεται με τη μεταβολή της ποσότητας που πληροί τον κύλινδρο, η οποία προκαλείται δια περιστροφής της στραγγαλιστικής δικλείδας, ρυθμίζοντας έτσι την πίεση κατά την είσοδο στους κυλίνδρους. Ταυτόχρονα, η ποιότητα του μείγματος (λόγος αέρα-καυσίμου) παραμένει περίπου σταθερή.

Ο κινητήρας Diesel, ή πετρελαιομηχανή, αναρροφά πάντα ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί σαν καύσιμα, τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων. Για το σχηματισμό του καυσίμου μείγματος το πετρέλαιο εισάγεται στον κύλινδρο, διασκορπιζόμενο στη μάζα του ήδη συμπιεσμένου αέρα, με τη βοήθεια μηχανικής εγχύσεως, δηλαδή υπό την επίδραση ισχυρής πίεσεως, που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου – εγχυτήρα. Σε αντίθεση με τον κινητήρα Otto, η ρύθμιση του κινητήρα Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η αυξομείωση της ισχύος επιτυγχάνεται με μεταβολή του  $\lambda$  (λόγος αέρα-καυσίμου) μέσω μεταβολής της ανά κύκλο εγχέομενης ποσότητας καυσίμου ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα και επομένως και του μείγματος παραμένει σταθερή (για σταθερή ταχύτητα περιστροφής).

## 2.2 Υπερπλήρωση στις ΜΕΚ

Η απαίτηση για αύξηση της ισχύος των εμβολοφόρων μηχανών εσωτερικής καύσης διατηρώντας παράλληλα ένα ελάχιστο μέγεθος οδήγησε στη λύση της υπερπλήρωσης. Η λογική της υπερπλήρωσης είναι να αυξήσει την πυκνότητα και την παροχή του αέρα στον κύλινδρο, πράγμα που επιτρέπει την έγχυση περισσότερου καυσίμου ώστε να αυξηθεί η ισχύς χωρίς να αλλάξει το μέγεθος του κινητήρα, δηλαδή να αυξήσει την ειδική ισχύ. Η αύξηση αυτή της πυκνότητας και της παροχής επιτυγχάνεται μέσω της συμπίεσης του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο μέσω κατάλληλου συμπιεστή. Οι διάφοροι τύποι υπερπλήρωσης χωρίζονται ανάλογα με:

Τον τρόπο κίνησης του συμπιεστή υπερπλήρωσης:

- Κινούμενος από την άτρακτο του κινητήρα (μηχανική υπερπλήρωση)
- Εξωτερικά κινούμενος (π.χ. μέσω ηλεκτροκινητήρα)
- Κινούμενος από στρόβιλο καυσαερίου (στροβιλοϋπερπλήρωση)
- Μέσω κύματος πίεσης (Comprex)

Το σχεδιασμό του συμπιεστή υπερπλήρωσης:

- Θετικής εκτόπισης
- Δυναμικής ροής

Τη σύνδεση μονάδας υπερπλήρωσης και κινητήρα:

- Μηχανική υπερπλήρωση
- Απλή στροβιλοϋπερπλήρωση

- Στροβιλοϋπερπλήρωση με ενδιάμεσο ψυγείο αέρα
- Συνδυασμένη στροβιλοϋπερπλήρωση (combined supercharging)
- Διβάθμια στροβιλοϋπερπλήρωση (two-stage turbocharging)
- Στρόβιλος με αεριογόνο

Το είδος του κινητήρα

- Κινητήρας εναύσεως με σπινθηριστή
- Κινητήρας Diesel

Επειδή κατά τη μηχανική υπερπλήρωση (ή και τη συνδυασμένη) ο συμπιεστής απορροφά έργο από την άτρακτο του κινητήρα οδηγώντας σε αύξηση της ειδικής κατανάλωσης για κάθε πρόσθετη αύξηση ισχύος λόγω υπερπλήρωσης, η χρήση αυτής της μεθόδου έχει πλέον σχεδόν εγκαταλειφθεί. Από την άλλη, επειδή τα καυσαέρια κατά την έξοδο τους από τον κινητήρα φέρουν μεγάλη ενέργεια (λόγω υψηλών θερμοκρασιών), ως και 40% του καταναλωθέντος καυσίμου, προσπαθούμε να εκμεταλλευτούμε αυτήν την απώλεια θερμότητας με τη χρήση ενός στροβίλου. Ο στρόβιλος αυτός αποτονώνει το καυσαέριο μέχρι μια χαμηλότερη θερμοκρασία και πίεση, απορροφώντας έτσι ένα μέρος της ενέργειας του, την οποία μεταφέρει μέσω κοινής άτρακτου σε ένα συμπιεστή υπερπλήρωσης. Με τον τρόπο αυτό αυξάνεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης καθώς εκμεταλλευόμαστε ένα μέρος της θερμότητας των καυσαερίων, το οποίο διαφορετικά θα διέφευγε στο περιβάλλον. Ο τρόπος αυτός υπερπλήρωσης είναι πλέον ο πιο διαδεδομένος, με εφαρμογές στην αυτοκίνηση, στις μηχανές πλοίων κτλ. Επειδή ο συμπιεστής και ο στρόβιλος στη στροβιλοϋπερπλήρωση είναι συνδεδεμένοι σε κοινή άτρακτο και περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα, έχουν θεωρητικά και την ίδια ισχύ. Στην πράξη όμως, λόγω των απωλειών τριβής στα έδρανα του υπερπληρωτή, η ισχύς που απορροφά ο συμπιεστής είναι ελαφρώς μικρότερη από αυτή που παρέχει ο στρόβιλος κατά ένα μηχανικό βαθμό απόδοσης  $\eta_m$ .

Για λόγους χώρου και κόστους οι συμπιεστές των εμβολοφόρων ΜΕΚ είναι συνήθως ακτινικοί (φυγοκεντρικοί) και πολύ σπανιότερα αξονικοί, σε αντίθεση με τους στροβίλους που απαντώνται και στις δύο μορφές. Κατασκευαστικοί πάντως λόγοι περιορίζουν συνήθως τους ακτινικούς στροβίλους σε μικρές μονάδες, δεδομένου ότι πρέπει να χυτευθούν με ακρίβεια και με υψηλής θερμικής αντοχής υλικά, τεχνική η οποία είναι οικονομική μόνο σε περίπτωση παραγωγής μικρών μονάδων σε μεγάλες ποσότητες. Πρακτικά, για διαμέτρους πτερωτής κάτω από 160 mm απαντώνται σχεδόν αποκλειστικά ακτινικοί, και επάνω από 300 mm αξονικοί στρόβιλοι. Οι αξονικοί στρόβιλοι επιτυγχάνουν ικανοποιητική αξιοποίηση των θερμών καυσαερίων σε μια μόνο βαθμίδα. Η χρησιμοποίηση περισσότερων βαθμίδων αυξάνει σημαντικά το

κόστος, ενώ προσφέρει ελάχιστη βελτίωση στο βαθμό απόδοσης, οπότε οι μεγάλοι αξονικοί στρόβιλοι είναι σχεδόν πάντοτε μονοβάθμιοι.

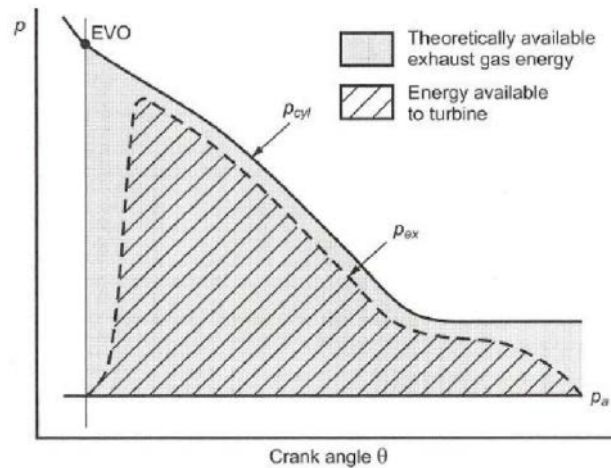
Τόσο ο ακτινικός όσο και ο αξονικός στρόβιλος λειτουργούν γενικά σε αρκετά χαμηλά επίπεδα θορύβου. Στο συμπιεστή όμως, παράγεται έντονο ηχητικό πεδίο, κυρίως κατά την είσοδο του ρευστού στο διαχύτη, εξαιτίας της ανομοιομορφίας του πεδίου ροής στο άκρο της κινητής πτερύγωσης. Η ένταση του θορύβου εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής και τον αριθμό των πτερυγίων της πτερωτής. Έτσι, ένας σημαντικός αριθμός υπερπληρωμένων κινητήρων (κυρίως μεγάλων διαστάσεων) αναρροφούν αέρα όχι κατευθείαν από το περιβάλλον αλλά μέσω αποσιωπητήρα.

## 2.2.1 Κατηγορίες συστημάτων στροβιλοϋπερπλήρωσης

Υπάρχουν δύο γενικές κατηγορίες συστημάτων στροβιλοϋπερπλήρωσης, με ταξινόμηση σύμφωνα με τη διάταξη παροχής των καυσαερίων από τον κινητήρα στο στρόβιλο:

- Σύστημα παλμών
- Σύστημα σταθερής πίεσεως

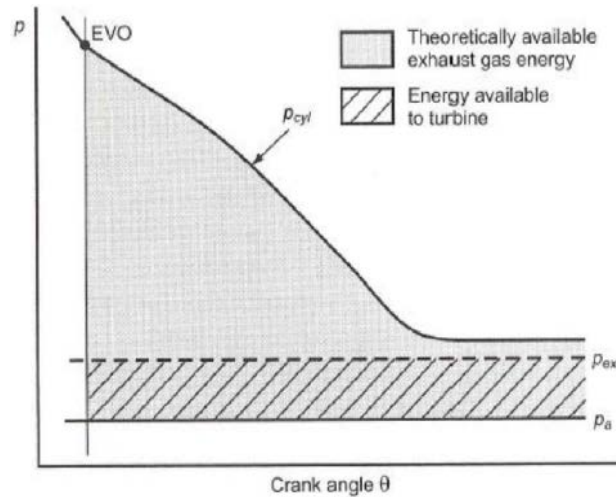
Στο σύστημα παλμών, γίνεται προσπάθεια να διατηρηθεί η υψηλή θερμοκρασία και πίεση που υπάρχουν στον κύλινδρο κατά τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα (ή θυρίδα) εξαγωγής για την αύξηση της διαθέσιμης ενέργειας προς το στρόβιλο, έστω κι αν δημιουργηθούν ιδιαίτερα άστατες συνθήκες ροής διαμέσου του στροβίλου. Συνήθως η αύξηση της διαθέσιμης ενέργειας εξισορροπεί ή και υπερκαλύπτει τη μείωση του βαθμού απόδοσης του στροβίλου που προκύπτει λόγω της ασταθούς ροής. Παρατηρώντας το σχήμα 2.4 βλέπουμε ότι είναι φανερό η μεγαλύτερη διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο. Το σύστημα παλμών απαιτεί να λειτουργεί ο στρόβιλος σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών φορτίου κατά τη διάρκεια του κύκλου. Κατά την εξαγωγή του καυσαερίου από τον κύλινδρο δημιουργείται ένας παλμός εκτόνωσης που ταξιδεύει μέσω του αγωγού εξόδου προς το στρόβιλο με ηχητική ταχύτητα. Καθώς κινείται ο παλμός, μεταφέρει ένα μεγάλο ποσοστό ενέργειας στατικής πίεσης και ένα μικρότερο ποσοστό κινητικής ενέργειας, το οποίο μειώνεται λόγω τριβών. Όταν ο παλμός φτάσει στο στρόβιλο, ο στρόβιλος στιγμιαία αντιλαμβάνεται μια μεγάλη διαφορά πίεσεως στα άκρα του, οπότε αυξάνονται στιγμιαία η παροχή, η ισχύς και ο λόγος εκτόνωσης του στροβίλου. Λόγω της παλλόμενης ροής, ο βαθμός της απόδοσης του στροβίλου είναι μικρός αλλά η ενέργεια που προσδίδεται σ' αυτόν είναι, στιγμιαία, αρκετά μεγάλη. Όταν όμως πέσει η πίεση (στο διάστημα μεταξύ των διαδοχικών παλμών) μειώνεται και η απόδοση του στροβίλου. Ενώ δηλαδή στο σύστημα παλμών έχουμε περισσότερη ενέργεια διαθέσιμη για μετατροπή, η απόδοση της μετατροπής είναι μειωμένη.



**Σχήμα 2.4:** Πίεση καυσαερίων σε σύστημα παλμών

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, στο σύστημα παλμών, οι κύλινδροι εκτονώνουν σε διαφορετικές στιγμές ανάλογα με το χρονοισμό του κινητήρα, δηλαδή η ροή των καυσαερίων προς το στρόβιλο είναι ασυνεχής. Όμως, οι στρόβιλοι παρόλο που μπορούν να δεχθούν τέτοια ασυνεχή ροή, σχεδιάζονται ως μηχανές σταθερής ροής και ο μέγιστος βαθμός απόδοσης τους προκύπτει σε συνθήκες που η ροή είναι ομαλή.

Στο σύστημα σταθερής πίεσεως οι εξαγωγές όλων των κυλίνδρων ενός πολυκύλινδρου κινητήρα οδηγούνται σε ένα συλλέκτη καυσαερίων, αρκετά μεγάλο σε όγκο, ώστε η πίεση σ' αυτόν να μπορεί να θεωρηθεί σταθερή με το χρόνο, εφόσον η ροή σε ένα εμβολοφόρο κινητήρα είναι από τη φύση της μηχανής, ασυνεχής. Η κεντρική ιδέα του συστήματος σταθερής πίεσης είναι να μειώνονται οι χρονικές διακυμάνσεις πίεσης και παροχής που προκύπτουν στην εξαγωγή διάφορων κυλίνδρων. Από το συλλέκτη καυσαερίων, εν συνεχεία, τροφοδοτείται ο στρόβιλος. Η λειτουργία του συστήματος σταθερής πίεσης φαίνεται στο σχήμα 2.5. Όπως φαίνεται και στο διάγραμμα αυτό, παρόλο που επιτυγχάνεται εξομάλυνση της πίεσης, μόνο ένα τμήμα της ενέργειας των εξερχόμενων καυσαερίων είναι διαθέσιμο στο στρόβιλο.



**Σχήμα 2.5:** Πίεση καυσαερίων σε σύστημα σταθερής πίεσης

Για να αυξήσουμε τη διαθέσιμη ενέργεια προς το στρόβιλο πρέπει να αυξηθεί η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής. Όμως πολύ υψηλή τιμή της πίεσης αυτής θα εμποδίσει την απόπλυση. Αυτό είναι ανεπιθύμητο στις 4-X μηχανές διότι αν η πίεση στην έξοδο του κινητήρα υπερβεί την πίεση εισόδου, αυξάνεται το αρνητικό έργο των κυλίνδρων κατά την εναλλαγή των αερίων, με αποτέλεσμα να έχουμε απώλεια ισχύος, το ακριβώς αντίθετο αποτέλεσμα από αυτό που επιδιώκουμε δηλαδή με την υπερπλήρωση. Στις δε 2-X μηχανές μια τέτοια κατάσταση είναι ανεπίτρεπτη, αφού οι κινητήρες αυτοί δεν είναι αυτοεκκενούμενοι όπως οι 4-X, οπότε υποχρεωτικά η πίεση στην είσοδο πρέπει να είναι μεγαλύτερη από αυτή στην έξοδο για την πραγματοποίηση της απόπλυσης. Χρησιμοποιώντας την εξίσωση ενεργειακού ισοζυγίου του συμπιεστή διαπιστώνεται ότι χρειάζεται βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή μεγαλύτερος από 60% για να λειτουργήσει ικανοποιητικά ο κινητήρας. Στα μερικά φορτία η απόδοση του συστήματος μειώνεται σημαντικά. Αυτό συμβαίνει διότι η αύξηση ενέργειας των καυσαερίων, μέσω αύξησης του εγγεόμενου καυσίμου μετατρέπεται σε αύξηση πίεσης στην εξαγωγή, αλλά λόγω του μεγάλου όγκου του δοχείου εξαγωγής ο στρόβιλος καθυστερεί να αντιληφθεί την αύξηση αυτή, με αποτέλεσμα ο συμπιεστής να αυξάνει την πίεση και την παροχή του αέρα σταδιακά και όχι σύμφωνα με τις ανάγκες του κινητήρα. Έτσι η απόκριση του κινητήρα σε μεταβολές φορτίου δεν είναι ικανοποιητική (φαινόμενο *turbolag* – μεταβατική απόκριση υπερπληρωτή).

Ο κύριος σκοπός της υπερπλήρωσης είναι η αύξηση της παραγόμενης ισχύος χωρίς αύξηση του μεγέθους του κινητήρα. Αυτό επιτυγχάνεται αυξάνοντας την πίεση εισαγωγής, αυξάνοντας δηλαδή την πυκνότητα (και άρα τη μάζα) που αναρροφάται από τον κύλινδρο, επιτρέποντας να καεί περισσότερο καύσιμο οπότε και να παραχθεί περισσότερη ισχύς. Ωστόσο, είναι αδύνατον να συμπιεστεί ο αέρας χωρίς ταυτόχρονη αύξηση της θερμοκρασίας του. Από τη στιγμή λοιπόν, που σκοπός είναι η αύξηση της πυκνότητας του αέρα, η θερμοκρασιακή ανύψωση αντισταθμίζει εν μέρει το όφελος από την ανύψωση της πίεσης αφού:



$$\rho = \frac{P}{RT}$$

Έτσι, σκοπός είναι η ανύψωση της πίεσης με την ελάχιστη δυνατή αύξηση της θερμοκρασίας. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με επεμβάσεις και βελτίωση του συμπιεστή, ωστόσο το όφελος παραμένει μικρό. Μεγαλύτερη επιτυχία έχει η χρησιμοποίηση ενός ψυγείου του αέρα υπερπλήρωσης (εναλλάκτης θερμότητας) αμέσως μετά το συμπιεστή, το οποίο κατεβάζει σημαντικά τη θερμοκρασία, ενώ προκαλεί ελάχιστη πτώση πίεσης στον αέρα, ανεβάζοντας έτσι την πυκνότητα στα επιθυμητά επίπεδα. Επιτυγχάνεται κατ' αυτόν τον τρόπο όχι μόνο αύξηση της πυκνότητας αλλά και χαμηλότερες θερμοκρασίες του κινητήρα σε ολόκληρο τον κύκλο λειτουργίας του, μικρότερη δηλαδή θερμική φόρτιση του κινητήρα.

Η ελάττωση της θερμοκρασίας του αέρα στο ψυγείο είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου και του βαθμού εκμετάλλευσης του ψυγείου. Ο βαθμός εκμετάλλευσης είναι ο λόγος της πραγματικά μεταδιδόμενης θερμότητας στο ψυγείο προς τη μέγιστη δυνατή θερμότητα που μπορεί να μεταδοθεί στο ψυγείο και ορίζεται ως:

$$\eta_{\text{cooler}} = \frac{T_2 - T_{IN}}{T_2 - T_w}$$

όπου με δείκτη  $w$  συμβολίζεται το νερό που εισέρχεται στο ψυγείο, με δείκτη  $IN$  η θερμοκρασία του αέρα που εξέρχεται απ' το ψυγείο και οδηγείται στον κύλινδρο της μηχανής και η θέση 2 αντιστοιχεί στην έξοδο του συμπιεστή. Εκτός από τα προφανή πλεονεκτήματα, που είναι η αύξηση της ισχύος του κινητήρα, η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης έχει και κάποια μειονεκτήματα, τα οποία είναι:

- Απώλειες πίεσης, οι οποίες όταν είναι μεγάλες, πρακτικά αναιρούν το όφελος της μείωσης της θερμοκρασίας. Ωστόσο στα σύγχρονα ψυγεία που έχουν καλύτερο σχεδιασμό, οι απώλειες αυτές έχουν μειωθεί σημαντικά.
- Δυσκολία στην παροχή μεγάλης ποσότητας ψυκτικού μέσου χαμηλής θερμοκρασίας.
- Μεγάλο μέγεθος, πρόβλημα χώρου.
- Αύξηση του κόστους.

Στους ναυτικούς κινητήρες, που δεν υπάρχει περιορισμός χώρου και υπάρχει δυνατότητα παροχής μεγάλων ποσοτήτων ψυκτικού μέσου χαμηλής θερμοκρασίας (είτε θαλασσινού νερού είτε από δεξαμενή του πλοίου που περιέχει αποκλειστικά νερό ψύξης), η τοποθέτηση ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης έχει επικρατήσει καθολικά, καθώς τα οφέλη που επιτυγχάνονται αντισταθμίζουν το κόστος κτήσης του ψυγείου. Οπότε κάθε υπερπληρωμένη ναυτική μηχανή, πλέον, φέρει ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης (aftercooler).

## 2.3 Σύντομη θεωρία βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων Diesel

Τις τελευταίες δεκαετίες έχει επικρατήσει η χρήση του κινητήρα Diesel ως κύρια μηχανή πρόωσης πλοίων. Οι βασικοί λόγοι είναι διότι ο θερμοδυναμικός βαθμός αποδόσεως του κινητήρα diesel είναι καλύτερος από αυτόν του ατμοστροβίλου ή του αεριοστροβίλου και επειδή ο κινητήρας Diesel (όπως και ο ατμοστροβίλος) είναι ικανός να καίει καύσιμα χαμηλής ποιότητας, αποτελεί δηλαδή την πιο οικονομική εγκατάσταση. Ακόμα, ο βαθμός απόδοσης του μπορεί να βελτιωθεί χρησιμοποιώντας περαιτέρω την απορριπτόμενη θερμότητα που περιέχεται στα καυσαέρια, είτε με τη χρήση στροβίλου ισχύος μετά τον υπερπληρωτή είτε με σύγχρονα συστήματα ανάκτησης θερμότητας για τις ενεργειακές απαιτήσεις του πλοίου (waste heat recovery systems). Οι ναυτικοί κινητήρες διακρίνονται σε:

- 2-X ή 4-X ανάλογα με τον κύκλο λειτουργίας
- Με σύστημα διωστήρα-στροφάλου ή με βάκτρο-σταυρό-διωστήρα-στροφόλο ανάλογα τον κινηματικό μηχανισμό
- Φυσικής αναπνοής ή υπερπληρωμένοι και

Ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής τους διακρίνονται σε :

- Βραδύστροφους 60– 200 rpm
- Μεσόστροφους 375 – 750 rpm
- Ταχύστροφους 1000– 2500 rpm

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). Η επικράτηση του 2-X κινητήρα έναντι του 4-X επετεύχθη διότι ο 2-X έχει μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος, αποδίδει περίπου 1,7- 1,8 φορές παραπάνω ισχύ από ένα 4-X κινητήρα με το ίδιο μέγεθος. Το μέγεθος μιας μηχανής 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:

$$P = \bar{p}_i \times A \times s \times \frac{n}{60}$$

όπου

P = μέγιστη ισχύς σε W

p<sub>i</sub> = μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου

A = επιφάνεια του εμβόλου σε m<sup>2</sup>

s = διαδρομή του εμβόλου σε m

n = 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 προώσεως 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 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.

Υπάρχουν ουσιαστικά, δύο διαφορετικά τμήματα σε κάθε ναυτική μηχανή Diesel, ο κύλινδρος στο οποίο αναπτύσσεται η ισχύς και ο στροφαλοθάλαμος, στον οποίο η παλινδρομική ισχύς του κυλίνδρου μετατρέπεται σε περιστροφική στον στροφαλοφόρο άξονα. Η διάταξη αυτή ακολουθεί το παράδειγμα της παλινδρομικής ατμομηχανής που αναπτύχθηκε στο τέλος του 19ου αιώνα, όπου οι κύλινδροι τοποθετούνταν πάνω από το στροφαλοθάλαμο. Ένα διάφραγμα χωρίζει τους κυλίνδρους από το στροφαλοθάλαμο, εμποδίζοντας τα προϊόντα της καύσης από τους κυλίνδρους να εισέλθουν και να αλλοιώσουν τη σύσταση του λιπαντικού ελαίου. Το διάφραγμα επίσης λειτουργεί ως το κάτω όριο του θαλάμου προσαγωγής αέρα

σάρωσης το οποίο περιβάλλει το κατώτερο τμήμα του χιτωνίου. Αντίθετα με τις μεσόστροφες μηχανές χωρίς σταυρό, όπου ένα λιπαντικό λάδι χρησιμοποιείται για τη λίπανση όλης της μηχανής, οπότε πρέπει να γίνουν συμβιβασμοί ως προς τις ιδιότητες του, στην αργόστροφη μηχανή χρησιμοποιείται καθαρό λάδι λιπάνσεως εδράνων στο στροφαλοθάλαμο και χωριστό κυλινδρέλαιο, με κάποια αλκαλικότητα, για να αντιμετωπιστούν τα όξινα κατάλοιπα της καύσης. Ένα παρέμβυσμα επιτρέπει στο διωστήρα να διέρχεται διαμέσου του διαφράγματος ενώ διατηρεί τη στεγάνωση μεταξύ του αγωγού αέρα σάρωσης και του στροφαλοθαλάμου.

Η μετατροπή της ευθύγραμμης κίνησης του εμβόλου (και του βάκτρου) στη σύνθετη κίνηση (swinging) του διωστήρα απαιτεί την ύπαρξη εδράνου το οποίο προσφέρεται από το ζύγωμα (ή σταυρός – crosshead). Το άνω μέρος του διωστήρα συνδέεται με την κεφαλή του ζυγώματος, μέσω εδράνων, η οποία συνδέεται γερά στο βάκτρο μέσω βιδών. Το κάτω μέρος του διωστήρα συνδέεται στο στρόφαλο και όσο η μηχανή λειτουργεί, οι δυνάμεις στο βάκτρο και το διωστήρα ποικίλουν, ανάλογα τη γωνιακή μετατόπιση του διωστήρα που αλλάζει καθώς περιστρέφεται ο στροφαλοφόρος άξονας. Η γωνιακή αυτή μετατόπιση του διωστήρα ασκεί πλάγιες δυνάμεις στο στροφαλοφόρο και στο ζύγωμα. Οι δυνάμεις αυτές πρέπει να εξουδετερωθούν και ενώ η δύναμη στο στροφαλοφόρο αντιμετωπίζεται άμεσα από τα έδρανα του, αυτή του ζυγώματος πρέπει να αντιμετωπιστεί με τη χρήση πεδίων και ευθυντηρίας (guides). Λόγω της απουσίας των δύο κύκλων εναλλαγής αερίων που υπάρχουν στις 4-χρονες μηχανές, στις 2-χρονες τα έδρανα του ζυγώματος φορτίζονται πάντα προς τα κάτω χωρίς κάποια φυσική ώθηση προς τα πάνω ώστε να ανανεωθεί το παλιό στρώμα λιπαντικού.

Ο χρονισμός της εγχύσεως του καυσίμου γίνεται μηχανικά με τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα, ο οποίος παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω αλυσίδας. Μέσω του εκκεντροφόρου (camshaft) ρυθμίζεται ο χρονισμός των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Στις πιο σύγχρονες μηχανές οι ρυθμίσεις αυτές γίνονται ηλεκτρονικά με τη χρήση υδραυλικών επενεργητών, οπότε η χρήση του εκκεντροφόρου τείνει να εξαλειφθεί στο μέλλον. Χωρίς εκκεντροφόρο άξονα οι μηχανές καθίστανται ελαφρύτερες και με λιγότερες μηχανικές απώλειες, καταφέρνοντας έτσι να έχουν πιο οικονομική λειτουργία και να επιτυγχάνουν τη βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου σε χαμηλότερα φορτία (70% αντί για 80% που έχουν οι τυπικές μηχανές με εκκεντροφόρο). Τίθενται όμως κάποια θέματα αξιοπιστίας αυτών των μηχανών, καθώς η τεχνολογία δεν είναι αρκετά ώριμη ακόμη.

Στις 4-X μηχανές οι δύο επιπρόσθετες διαδρομές του εμβόλου καθιστούν τη μηχανή ικανή να αναπνέει μόνη της σε όλα τα φορτία. Όμως στις 2-X, κατά τη λειτουργία χωρίς φορτίο, κατά την εκκίνηση και τους ελιγμούς, η θερμοκρασία των καυσαερίων είναι πολύ χαμηλή, με αποτέλεσμα η ενέργεια του στροβίλου από μόνη της να μη μπορεί να παράσχει την πίεση σαρώσεως στα χαμηλά φορτία και τότε πρέπει να υποβοηθηθεί με κάποια επιπρόσθετη ενέργεια. Αυτό μπορεί να συμβεί με μια αντλία σαρώσεως εν σειρά με το στροβιλοσυμπιεστή, με ένα ηλεκτροκίνητο φουσητήρα είτε χρησιμοποιώντας

την κάτω πλευρά του εμβόλου ως αντλία με ηλεκτρική, υδραυλική, πνευματική κίνηση του στροφείου του συμπιεστή κτλ. Αυτή η επιπρόσθετη κίνηση διακόπτεται, όταν δεν είναι απαραίτητη σε υψηλότερα φορτία, προκειμένου να βελτιωθεί η κατανάλωση.

Πλεονεκτήματα του αργόστροφου δίχρονου κινητήρα Diesel με άμεση σύνδεση με την έλικα είναι η χαμηλή κατανάλωση βαρέως καυσίμου χαμηλής ποιότητας, καθώς και η απλότητα στη σχεδίαση και κατασκευή με μικρό αριθμό κυλίνδρων για δεδομένη ισχύ, άρα υψηλή λειτουργική αξιοπιστία. Η αργόστροφη μηχανή έχει λιγότερους κυλίνδρους και κατά συνέπεια λιγότερα κινούμενα μέρη, κάτι που σημαίνει ότι υπάρχει μικρότερη πιθανότητα να δημιουργηθεί πρόβλημα και το κόστος συντήρησης αποδεικνύεται συχνά ότι είναι μικρότερο από αυτό των μεσόστροφων μηχανών. Το επίπεδο θορύβου της είναι αρκετά χαμηλότερο από αυτό του μεσόστροφου τύπου.

Η κύρια μέθοδος για την περαιτέρω βελτίωση της θερμοδυναμικής αποδόσεως και ενεργειακής οικονομίας κινητήρων diesel είναι μέσω αυξήσεων της μέσης ενδεικνύμενης πίεσης. Μικρές βελτιώσεις στο βαθμό απόδοσης μπορούν να επιτευχθούν με περαιτέρω μείωση της διάρκειας καύσεως, μέσω συστημάτων ψεκασμού καυσίμου υψηλής πίεσεως και βελτιώσεις στην ανάμιξη αέρα-καυσίμου. Τυχόν βελτιώσεις από μεγαλύτερους λόγους διαδρομής/διαμέτρου εμβόλου περιορίζονται λόγω των αυξήσεων θερμικών απωλειών. Οι πολύ μεγάλες διαδρομές εμβόλου παρέχουν μεν περιθώριο μεγαλύτερης εκτόνωσης αλλά αυτό δεν προσφέρει ιδιαίτερες βελτιώσεις εφόσον υπάρχει ο στροβιλοπληρωτής και οι διατάξεις εξοικονόμησης ενέργειας κατάντι του κινητήρα. Επίσης η υπερβολική αύξηση του  $s/D$  οδηγεί σε μακρόστενους κυλίνδρους οπότε είναι πιθανό να υπάρξουν προβλήματα αποπλύσεως αλλά κυρίως αυξάνονται οι θερμικές απώλειες ενώ το κατασκευαστικό κόστος αυξάνεται περίπου στη μισή ποσοστιαία αύξηση του  $s/D$  (π.χ. αύξηση κόστους 5% για 10% αύξηση  $s/D$ ).

## 2.4 Αντίσταση πλοίου και ο νόμος της έλικας

Από το νόμο του Bernoulli γνωρίζουμε ότι νερό με ταχύτητα  $V$  και πυκνότητα  $\rho$  έχει δυναμική πίεση ίση με  $\frac{1}{2}\rho V^2$ . Επομένως όταν το νερό σταματήσει πάνω σε ένα ακίνητο στερεό σώμα θα εξασκήσει πάνω σ' αυτό μια δύναμη λόγω δυναμικής πίεσης. Η σχέση αυτή χρησιμοποιείται ως βάση όταν υπολογίζονται ή μετρώνται οι διάφορες αντιστάσεις  $R$  της γάστρας του πλοίου μέσω αδιάστατων συντελεστών αντίστασης  $C$ . Έτσι οι  $C$  σχετίζονται με τη δύναμη αναφοράς  $K$ , που ορίζεται ως η δύναμη, που η δυναμική πίεση νερού με ταχύτητα ίση με την ταχύτητα του πλοίου  $V$  ασκεί σε μια επιφάνεια, η οποία είναι ίση με τη βρεχόμενη επιφάνεια της γάστρας,  $A_s$ . Έτσι λοιπόν η δύναμη  $K$  είναι μια δύναμη της μορφής:

$$K = \frac{1}{2} \rho V^2 A_s$$

και οι αντιστάσεις R είναι της μορφής:

$$R = C \times K = C \times \frac{1}{2} \rho V^2 A_s \Rightarrow R \propto V^2$$

Άρα όλες οι αντιστάσεις του πλοίου είναι ανάλογες του τετραγώνου της ταχύτητας του και συνεπώς η αντίσταση ρυμουλκήσεως του πλοίου (towing resistance) που ισούται με το άθροισμα των επιμέρους αντιστάσεων είναι επίσης ανάλογη του τετραγώνου της ταχύτητας. 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 τους αντίστασης. Η αντίστοιχη ισχύς ρυμουλκήσεως που απαιτείται για να κινηθεί το πλοίο μέσα στο νερό, δηλαδή για να ρυμουλκηθεί με ταχύτητα V, είναι ίση με το γινόμενο της αντίστασης ρυμουλκήσεως επί την ταχύτητα V:

$$P_T = V \times R_T \Rightarrow P_T \propto V^3$$

Οπότε και η ισχύς που πρέπει να αναπτύξει η έλικα προκειμένου να υπερνικήσει την ισχύ της αντίστασης θα είναι επίσης ανάλογη της 3ης δύναμης της ταχύτητας του πλοίου. Όμως για ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος, δηλαδή μια έλικα της οποίας το βήμα δεν είναι δυνατόν να μεταβληθεί, η ταχύτητα V είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής της έλικας n, δηλαδή:

$$P = c \times n^3$$

που εκφράζει ακριβώς το νόμο της έλικας, ο οποίος διατυπώνεται ως εξής: 'η αναγκαία ισχύς που απορροφάται από την έλικα είναι ανάλογη με την 3η δύναμη του ρυθμού περιστροφής της. Πραγματικές μετρήσεις έδειξαν ότι η σχέση μεταξύ ισχύος και στροφών μηχανής συχνά εμφανίζεται με μια δύναμη μεγαλύτερη του τρία. Ισχύουν οι ακόλουθες προσεγγίσεις για διάφορες κατηγορίες πλοίων:

- Πλοία υψηλών ταχυτήτων:  $P \propto V^{4.5}$
- Πλοία μεσαίου μεγέθους και ταχύτητας:  $P \propto V^4$
- Πλοία χαμηλής ταχύτητας όπως δεξαμενόπλοια, πλοία μεταφοράς

χύδην φορτίου, μικρά πλοία εμπορευματοκιβωτίων:  $P \propto V^{3.5}$

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.

## 2.5 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης

Για την παράγραφο αυτή χρησιμοποιήθηκε κυρίως το πολύ καλό και σύντομο επεξηγηματικό φυλλάδιο της MAN Diesel (Basic Principles of Ship Propulsion) και το αντίστοιχο του στα ελληνικά (Βασικές Αρχές Πρόωσης Πλοίων), για την απόδοση των όρων στην ελληνική γλώσσα.

### 2.5.1 Εισαγωγή

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

$$P_e = c \times \bar{p}_e \times n \Rightarrow P_e \propto n$$

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

$$P_e = c \times n^3 \Rightarrow P_e \propto n^3$$

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:

$$P = c \times n^i$$

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

$$\log P = i \times \log n + \log c$$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 3$  και οι γραμμές της σταθερής  $m_{ep}$  θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση  $i = 1$ . Έτσι λοιπόν στα πεδία λειτουργίας και στα διαγράμματα φόρτισης των κινητήρων Diesel όπως περιγράφονται παρακάτω, χρησιμοποιείται λογαριθμική κλίμακα μετατρέποντας τις διάφορες καμπύλες σε απλές ευθείες γραμμές.

## 2.5.2 Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής

### Σημείο σχεδίασεως έλικας (propeller design point – PD)

Κανονικά, 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 σχεδίασεως της έλικας (propeller design point – PD), σχήμα 2.6. Από την άλλη μεριά, μερικά ναυπηγεία ή/και κατασκευαστές ελίκων χρησιμοποιούν μερικές φορές ένα σημείο σχεδίασεως της έλικας λαμβάνοντας υπ’ όψη τους όλο ή μέρος ενός καλούμενου ‘περιθωρίου θαλάσσης’ που περιγράφεται παρακάτω.

### Ρυπασμένη γάστρα

Όταν το πλοίο έχει ταξιδέψει για αρκετό καιρό, η γάστρα και η έλικα ρυπαίνονται, προκαλώντας αλλαγή στο πεδίο ομόρρου της έλικας και αυξημένη αντίσταση γάστρας. Εάν ταυτόχρονα ο καιρός δεν είναι καλός, με ανέμους αντίθετους απ’ την κατεύθυνση του πλοίου, η αντίσταση του πλοίου αυξάνεται περαιτέρω. Συνεπώς, η ταχύτητα του πλοίου θα μειωθεί, εκτός εάν η μηχανή μπορεί να δώσει κι άλλη ισχύ, δηλαδή το φορτίο της έλικας θα αυξηθεί περαιτέρω και θα λειτουργεί με αυξημένη φόρτιση (heavy running – HR). Επίσης, τα καινούρια πλοία υψηλών ταχυτήτων έχουν πάρα πολύ λεία επιφάνεια γάστρας και έλικας κατά τη διάρκεια των δοκιμών, όταν παραδίδονται από το ναυπηγείο. Αυτό σημαίνει ότι η αναπόφευκτη αύξηση της τραχύτητας της επιφάνειας της γάστρας και της έλικας λόγω ρύπανσης κατά τη διάρκεια της ζωής του πλοίου, θα οδηγήσει σε μια πολύ αυξημένη φόρτιση έλικας, σε σύγκριση με παλαιότερα πλοία που φτιάχτηκαν με πιο τραχιά επιφάνεια.

### Περιθώριο θαλάσσης του διαγράμματος φόρτισης της μηχανής

Εάν την ίδια στιγμή ο καιρός είναι κακός, με μετωπικούς ανέμους, η αντίσταση του πλοίου θα αυξηθεί πολύ περισσότερο και η έλικα θα λειτουργεί με πιο αυξημένη φόρτιση. Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ισχύς του κινητήρα πρόωσης, είναι κοινή πρακτική να προστίθεται ένα επιπλέον περιθώριο ισχύος, το αποκαλούμενο ‘περιθώριο θαλάσσης’ (sea margin), το οποίο είναι παραδοσιακά περίπου 15% της ισχύος σχεδίασεως έλικας (PD). Όμως σε μεγάλα πλοία εμπορευματοκιβωτίων (containerships) το περιθώριο θαλάσσης μπορεί να είναι και 20– 30%. Όταν καθορίζεται η απαιτούμενη ταχύτητα του κινητήρα, για το πεδίο λειτουργίας του, προτείνεται – σε σύγκριση με την καμπύλη έλικας καθαρής γάστρας και καλού καιρού (6) – να επιλέξουμε την πιο φορτισμένη καμπύλη (2), σχήμα 2.6, που έχει χαμηλότερη ταχύτητα 3 – 7% σε σχέση με την καμπύλη (6).



### **Σημείο συνεχούς λειτουργίας (Service point – SP)**

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 σε κατάσταση υπηρεσίας, και η καμπύλη έλικας για καθαρή γάστρα και καλό καιρό (6) θα αντιπροσωπεύει τη λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση (light running – LR).

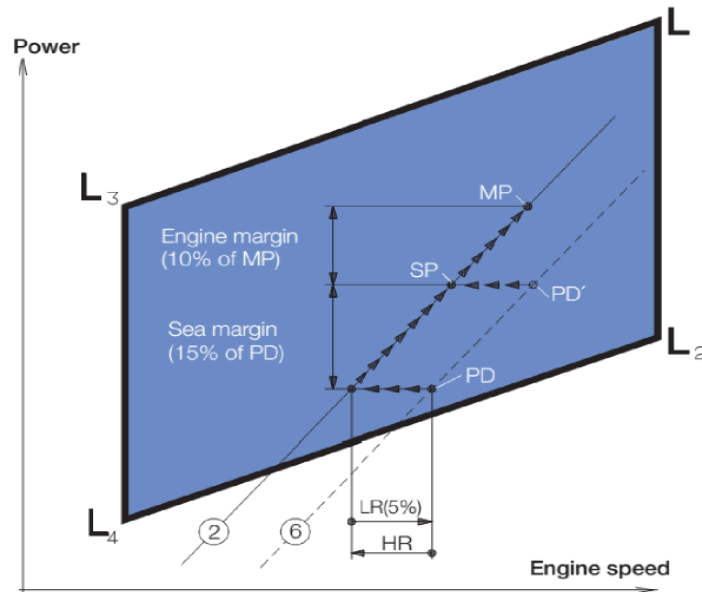
### **Ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (Continuous service rating – S)**

Η ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (continuous service rating) 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 κατάσταση υπηρεσίας SP, εκτός και αν υπάρχει εγκατεστημένη γεννήτρια άξονα, οπότε θα έχουμε μια απώλεια ισχύος από τον κινητήρα προς τη γεννήτρια και δε θα χρησιμοποιείται όλη η ισχύς της μηχανής για πρόωση.

### **Συντελεστής λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση (light running factor – fLR)**

Η καμπύλη της έλικας για ρυπασμένη γάστρα (και κακοκαιρία) μπορεί να χρησιμοποιηθεί ως βάση για την καμπύλη λειτουργίας της μηχανής κατά την υπηρεσία, 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 λέγεται ότι αντιπροσωπεύει τη ‘λειτουργία της έλικας με μειωμένη φόρτιση’ (light running – LR) και θα συσχετισθεί με συνθήκες ρυπασμένης γάστρας μέσω ενός συντελεστή λειτουργίας με μειωμένη φόρτιση fLR, 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:

$$f_{LR} = \frac{n_{LR} - n_{HR}}{n_{HR}} \times 100\%$$



- ② Heavy propeller curve – fouled hull and heavy weather
- ⑥ Light propeller curve – clean hull and calm weather
- MP: Specified propulsion MCR point
- SP: Service propulsion point
- PD: Propeller design point
- PD': Alternative propeller design point
- LR: Light running
- HR: Heavy running

Σχήμα 2.6: Διάγραμμα ρυθμίσεως μηχανής και σημεία λειτουργίας

### 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 ‘προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς για πρόωση’ MP (βλ. σχήμα 2.6), και αναφέρεται στο γεγονός ότι ισχύς για το σημείο SP είναι 10– 15% χαμηλότερη από αυτή του σημείου MP, δηλαδή ίση με το 85– 90% του MP.

### Προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς (specified maximum continuous rating – M)

Η προδιαγεγραμμένη μέγιστη συνεχής ισχύς 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 του άξονα πρέπει επίσης να ληφθεί υπ’ όψη.

Σημείωση: 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.

### 2.5.3 Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής

Για τις 2-X 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 πίεσης (mep) 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 προηγούμενα, 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. ~στόσο σε ειδικές περιπτώσεις, το σημείο M μπορεί να βρίσκεται δεξιά της γραμμής L1-L2 (βλ. παρακάτω 'Σημείο Βέλτιστης Λειτουργίας').

#### Σημείο βέλτιστης λειτουργίας (O)

Το σημείο βέλτιστης λειτουργίας O είναι ο συνδυασμός ισχύος και ταχύτητας περιστροφής (rating) όπου γίνεται η σύζευξη κινητήρα - υπερπληρωτή και στον οποίο ρυθμίζονται ο χρονισμός της μηχανής και ο λόγος συμπίεσης. Όπως φαίνεται στα επόμενα σχήματα στην παράγραφο 'Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής' (2.5.4), 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, όταν ληφθούν υπ' όψη ο υπερπληρωτής και ο χρονισμός (εγχύσεως καυσίμου) της μηχανής. 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.

## 2.5.4 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής

Το διάγραμμα φόρτισης (σχήμα 2.7) 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 υπηρεσίας του εγκατεστημένου κινητήρα συμπεριλαμβάνουν την απαιτούμενη ισχύ του κινητήρα για την πρόωση του πλοίου και για τη γεννήτρια του άξονα, αν υπάρχει. Στο παρακάτω σχήμα δίνονται οι εξής καμπύλες:

**Γραμμή 1:** Η γραμμή 1 αντιστοιχεί στην καμπύλη της έλικας που διέρχεται από το σημείο συνεχούς λειτουργίας M.

**Γραμμή 2:** Η γραμμή 2 αντιστοιχεί εδώ όπως και στο διάγραμμα του πεδίου ρυθμίσεως της μηχανής στην καμπύλη βαριάς λειτουργίας έλικας, για ρυπασμένη γάστρα και άσχημες καιρικές συνθήκες.

**Γραμμή 3 και 9:** Η γραμμή 3 αντιστοιχεί στη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής που μπορεί να γίνει αποδεκτή για συνεχή λειτουργία, δηλαδή περίπου 105% του A, ωστόσο όχι πάνω από 105% του L1. Κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών, και μόνον, η μέγιστη ταχύτητα μπορεί να επεκταθεί ως το 107% του A, (γραμμή 9). Τα παραπάνω όρια μπορούν γενικά να επεκταθούν στο 105% και κατά τη διάρκεια των δοκιμών στο 107% της ονομαστικής ταχύτητας λειτουργίας της μηχανής L1, μόνο όταν οι συνθήκες των στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν. Το όριο υπερτάχυνσης είναι 109% της ταχύτητας στο A, όμως μπορεί να μετακινηθεί και στο 109% της ονομαστικής ταχύτητας του L1, δεδομένου ότι οι συνθήκες στρεπτικών ταλαντώσεων το επιτρέπουν.

**Γραμμή 4:** Η γραμμή 4 αντιπροσωπεύει το όριο μέχρι το οποίο υπάρχει ικανοποιητική ποσότητα αέρα για καύση και θέτει ένα περιορισμό στο μέγιστο συνδυασμό ροπής – ταχύτητας.

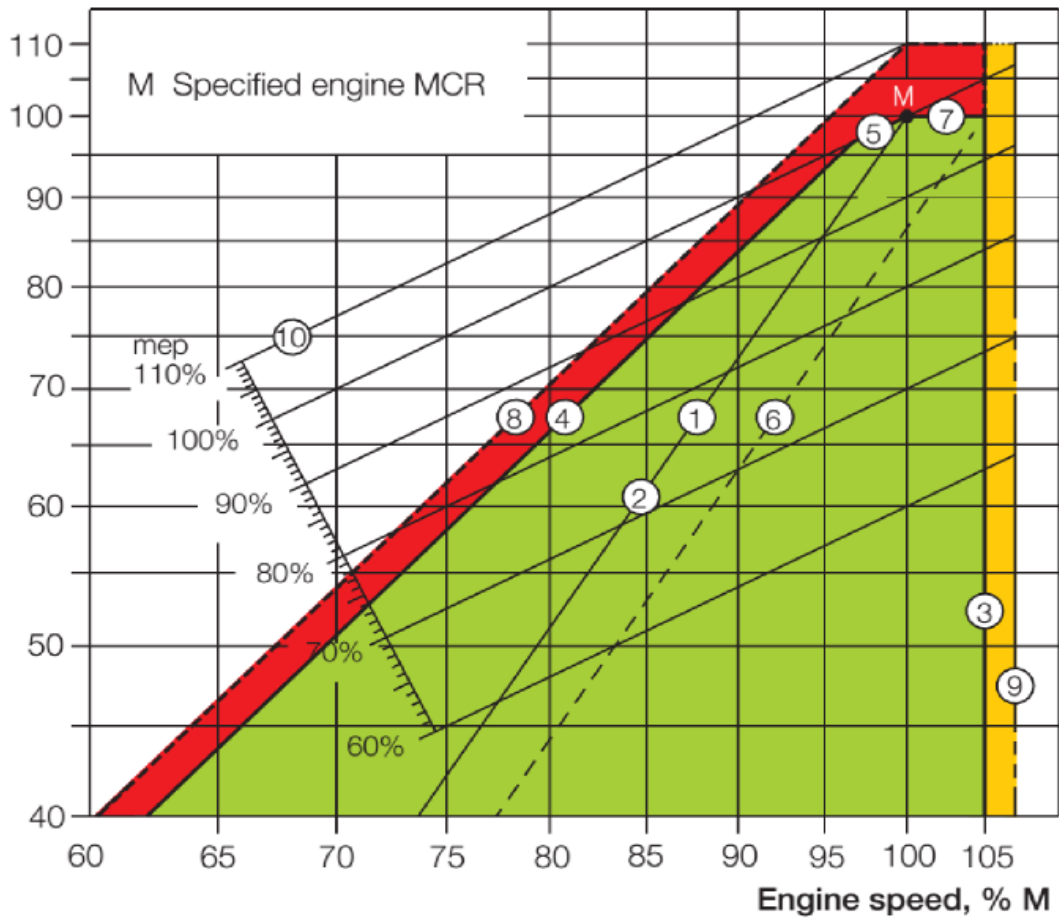
**Γραμμή 5:** Η γραμμή 5 αντιστοιχεί στο μέγιστο επίπεδο μέσης πίεσης (mean effective pressure – mep) που μπορεί να γίνει αποδεκτό για συνεχή λειτουργία.

**Γραμμή 6:** Η γραμμή 6 αντιστοιχεί εδώ όπως και στο διάγραμμα του πεδίου ρυθμίσεως της μηχανής στην καμπύλη ελαφριάς λειτουργίας έλικας, για καθαρή γάστρα και καλές καιρικές συνθήκες.

**Γραμμή 7:** Η γραμμή 7 αντιπροσωπεύει τη μέγιστη ισχύ για συνεχή λειτουργία.

**Γραμμή 8:** Η γραμμή 8 αντιπροσωπεύει τους περιορισμούς για λειτουργία με υπερφόρτιση, οι οποίοι υλοποιούνται μέσω ηλεκτρονικού ελεγκτή περιορισμού φορτίου και είναι οι εξής δύο:

**Engine shaft power, % M**



- Line 1: Propeller curve through SMCR point (M) – layout curve for engine
- Line 2: Heavy propeller curve – fouled hull and heavy seas
- Line 3: Speed limit
- Line 4: Torque/speed limit
- Line 5: Mean effective pressure limit
- Line 6: Light propeller curve – clean hull and calm weather – layout curve for propeller
- Line 7: Power limit for continuous running
- Line 8: Overload limit
- Line 9: Sea trial speed limit
- Line 10: Constant mean effective pressure (mep) lines

**Σχήμα 2.7:** Διάγραμμα φόρτισης μηχανής

- Περιοριστής ροπής

Ο σκοπός της λειτουργίας του περιοριστή ροπής είναι να εξασφαλίσει την λειτουργία του κινητήρα εντός της επιτρεπτής περιοχής του διαγράμματος φόρτισης του. Ο αλγόριθμος του περιοριστή ροπής συγκρίνει την υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου (δηλαδή την ποσότητα του καυσίμου) και την πραγματικά μετρούμενη ταχύτητα του κινητήρα με μία καμπύλη αναφοράς του περιοριστή, που δίνει την μέγιστη επιτρεπτή θέση του κανόνα καυσίμου για μια δεδομένη ταχύτητα του κινητήρα. Εάν η υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου είναι πάνω από αυτήν την καμπύλη, η προκύπτουσα θέση του κανόνα θα ελαττωθεί κατάλληλα. Η καμπύλη αναφοράς του περιοριστή είναι έτσι ρυθμισμένη, ώστε να αντιστοιχεί στις περιοριστικές γραμμές του διαγράμματος φόρτισης του κινητήρα.

- Περιοριστής πίεσης αέρα σάρωσης

Ο σκοπός του περιοριστή πίεσης του αέρα σάρωσης είναι να εξασφαλίσει ότι ο κινητήρας δεν υπερτροφοδοτείται με καύσιμο κατά την επιτάχυνση, όπως για παράδειγμα κατά τη διάρκεια ελιγμών. Ο αλγόριθμος του περιοριστή πίεσης αέρα σαρώσεως συγκρίνει την υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου και τη μετρημένη πίεση του αέρα σαρώσεως με μία καμπύλη αναφοράς του περιοριστή, που δίνει τη μέγιστη επιτρεπτή θέση του κανόνα καυσίμου σε μία δεδομένη πίεση αέρα σάρωσης. Εάν η υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου είναι πάνω από αυτή την καμπύλη, η προκύπτουσα θέση του κανόνα θα μειωθεί κατάλληλα. Αυτή η καμπύλη αναφοράς του περιοριστή ρυθμίζεται έτσι ώστε να εξασφαλιστεί ότι επαρκής αέρας θα είναι πάντα διαθέσιμος για καλή καύση.

**Γραμμή 10:** Η οικογένεια γραμμών 10 αντιστοιχεί στις ευθείες σταθερής μέσης ενεργού πίεσης ( $m_{ep}$  lines). Η γραμμή 5 ανήκει σε αυτές και είναι η γραμμή 100% της  $m_{ep}$ . Οι γραμμές σταθερής μέσης ενεργού πίεσης αποτελούν μια ένδειξη του εγγεόμενου καυσίμου του κινητήρα.

Στο διάγραμμα φόρτισης ορίζονται οι εξής περιοχές λειτουργίας:

#### Περιοχή συνεχούς λειτουργίας

Η περιοχή συνεχούς λειτουργίας (πράσινο χρώμα στο σχήμα 2.7 και σχήμα 2.8), ορίζεται από τις τέσσερις γραμμές 4, 5, 7 και 3. Στην περιοχή αυτή επιτρέπεται συνεχής λειτουργία της μηχανής χωρίς περιορισμούς χρόνου. Η περιοχή αυτή χωρίζεται σε επιμέρους περιοχές:

Περιοχή μόνιμης λειτουργίας, μεταξύ των γραμμών 2, 5, 7 και 6. Για λειτουργία με έλικα σταθερού βήματος, σε ήρεμο νερό, με φορτωμένο πλοίο και καθαρή γάστρα, η μηχανή μπορεί να λειτουργεί πάνω ή κοντά στην καμπύλη 6. Μετά από κάποιο χρόνο λειτουργίας που η γάστρα του πλοίου και η έλικα ρυπαίνονται, η έλικα φορτίζεται περισσότερο, με συνέπεια η καμπύλη της έλικας να μετατίθεται προς τη γραμμή 2 και θα χρειάζεται επιπλέον ισχύς για την πρόωση, αν πρέπει να διατηρηθεί η ταχύτητα του σκάφους.

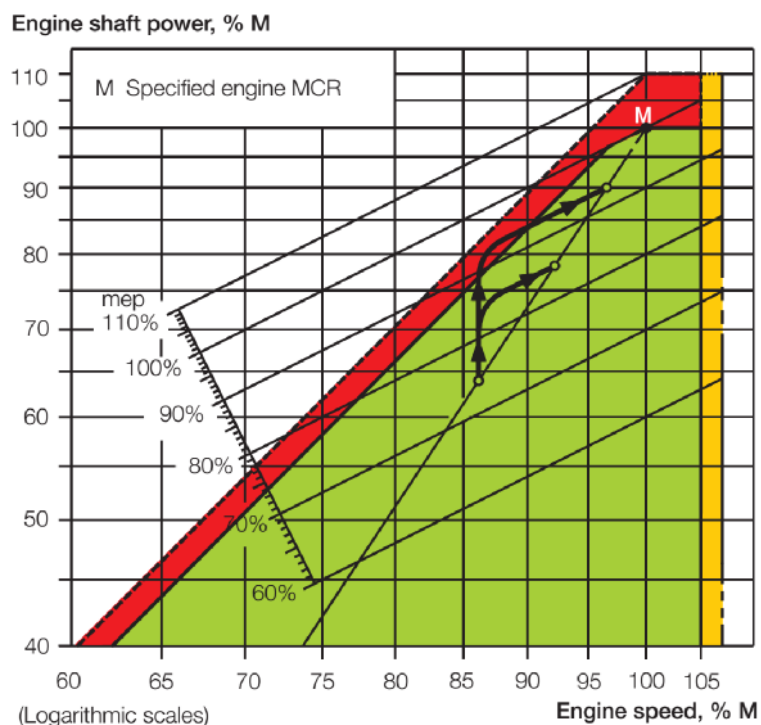
Περιοχή ελιγμών, μεταξύ των γραμμών 4, 5 και 1. Η περιοχή αυτή είναι διαθέσιμη για λειτουργία σε ρηχό νερό, άσχημο καιρό και κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, δηλαδή για μη μόνιμη λειτουργία, χωρίς όμως ρητό περιορισμό χρόνου. Π.χ. όταν το πλοίο επιταχύνει, η έλικα υπόκειται σε μεγαλύτερα φορτία απ' ό,τι σε ελεύθερη πλεύση. Η ισχύς που απαιτείται για την έλικα, συνεπώς, θα είναι υψηλότερη και το σημείο λειτουργίας της μηχανής θα αντιστοιχεί σε αυξημένη φόρτιση, καθώς παίρνει κάποιο χρόνο μέχρι να ανέβει η ταχύτητα της έλικας. Ένα τέτοιο παράδειγμα φαίνεται στο σχήμα 2.8 όπου μάλιστα για την πιο μεγάλη επιτάχυνση, παρατηρούμε ότι η μηχανή εισέρχεται για ένα διάστημα και στην περιοχή υπερφόρτισης.

### Περιοχή υπερφόρτισης

Η περιοχή (κόκκινο χρώμα στα σχήματα 2.7 και 2.8) μεταξύ των γραμμών 4, 5, 7 και της διακεκομμένης γραμμής 8 είναι διαθέσιμη για λειτουργία με υπερφόρτιση (π.χ. σε κάποιο ελιγμό του πλοίου ή επιτάχυνση) για περιορισμένες χρονικές περιόδους μόνο (1 ώρα κάθε 12 ώρες).

### Περιοχή υπερτάχυνσης

Η περιοχή (κίτρινο χρώμα στα σχήματα 2.7 και 2.8) μεταξύ των γραμμών 3 και 9 είναι διαθέσιμη μόνο κατά τη διεξαγωγή των θαλάσσιων δοκιμών (sea trials) της μηχανής και απαγορεύεται να λειτουργεί σε αυτήν η μηχανή κατά την υπόλοιπη διάρκεια της ζωής της.

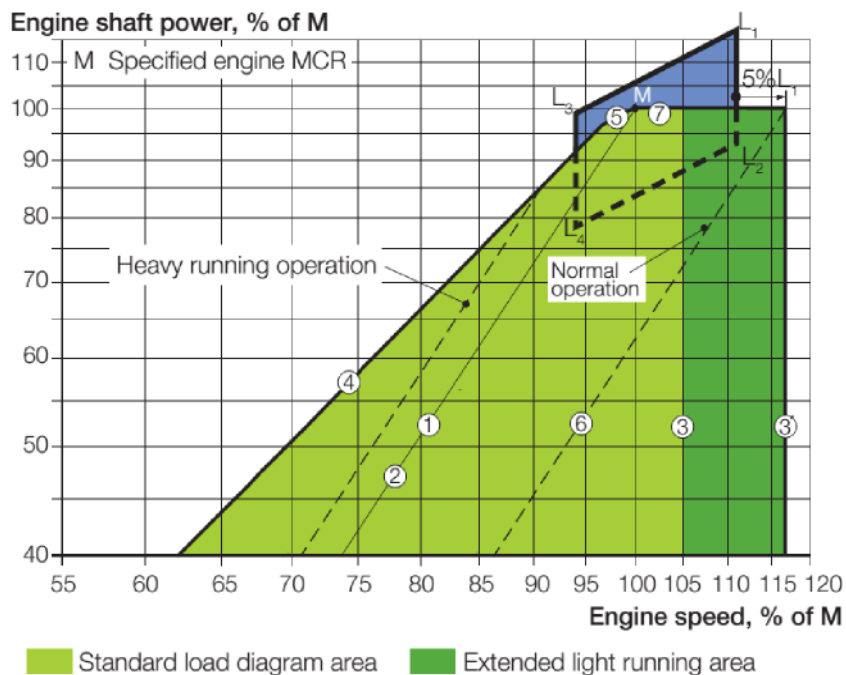


**Σχήμα 2.8:** Διάγραμμα φόρτισης με 2 καμπύλες επιτάχυνσης

## 2.5.5 Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης

Όταν ένα πλοίο με έλικα σταθερού βήματος λειτουργεί σε κανονικές συνθήκες, γενικά η λειτουργία του θα είναι κοντά στην καμπύλη έλικας 6 (light running curve), όπως φαίνεται στο σχήμα 2.7. Μερικές φορές, όταν η μηχανή λειτουργεί σε άσχημες καιρικές συνθήκες, η καμπύλη της έλικας μετακινείται προς τα αριστερά, τείνει προς τη γραμμή 2 (heavy running curve), δηλαδή για την ίδια απορρόφηση ισχύος της έλικας, η ταχύτητα της θα είναι μικρότερη. Επειδή οι μεγάλοι 2-Χ βραδύστροφοι ναυτικοί κινητήρες συνδέονται απευθείας με την έλικα, η μηχανή πρέπει να ακολουθήσει τη συμπεριφορά της έλικας. Ακόμη και στην περίπτωση βαριάς λειτουργίας της έλικας, συνήθως υπάρχει αρκετό περιθώριο στην περιοχή φόρτισης μεταξύ των γραμμών 6 και 4 (όριο για τον ικανοποιητικό συνδυασμό ροπής – ταχύτητας), ώστε να λειτουργεί η μηχανή χωρίς πρόβλημα.

Στα αριστερά της καμπύλης 4 (περιοχή υπερφόρτισης), υπάρχει έλλειψη αέρα σάρωσης από τον υπερπληρωτή και δε γίνεται σωστά η διαδικασία καύσης, με αποτέλεσμα η μηχανή να υπερθερμαίνεται και να αυξάνονται σημαντικά οι τάσεις στα έδρανα της μηχανής. Για μερικά ειδικά πλοία και συνθήκες λειτουργίας, θα ήταν πλεονέκτημα, όταν απαιτείται περιστασιακά, να μπορεί η μηχανή/έλικα να λειτουργεί όσο το δυνατόν στα αριστερά της καμπύλης 6 αλλά εντός του ορίου της γραμμής 4, δηλαδή στην περιοχή ελιγμών της μηχανής. Τέτοιες περιπτώσεις αποτελούν:



Σχήμα 2.9: Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης

Πλοία που πλέουν σε περιοχές με μεγάλη κακοκαιρία  
 Πλοία που λειτουργούν σε παγωμένες θάλασσες  
 Πλοία με 2έλικες σταθερού βήματος, όταν η μία έλικα σταματήσει να λειτουργεί για οποιοδήποτε λόγο



Η αύξηση των ορίων της ταχύτητας λειτουργίας, μεταξύ των γραμμών 6 και 4 του κανονικού διαγράμματος φόρτισης, φαίνεται στο εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης, σχήμα 2.9. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρούμε ότι υπάρχει μεγάλο περιθώριο μεταξύ των δύο καμπυλών της έλικας, και το σημείο κανονικής λειτουργίας της μηχανής M βρίσκεται προς τα αριστερά του διαγράμματος λειτουργίας (μπλε χρώμα στο σχήμα), έχει γίνει δηλαδή το λεγόμενο derating της μηχανής. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι θα μπορούσε να επιλεγεί μια μικρότερη μηχανή, βάσει και της καμπύλης 6,η οποία δεν διέρχεται καν από το διάγραμμα λειτουργίας.

Υπολογίζεται ωστόσο μια μεγαλύτερη μηχανή, ώστε να μπορεί να αποδώσει καλά σε ακραίες συνθήκες που προβλέπονται να είναι συνήθεις για το συγκεκριμένο πλοίο, για κάποιο λόγο απ' αυτούς που περιγράφηκαν πιο πάνω. Κατ' αυτόν τον τρόπο το άνω όριο ταχύτητας (γραμμή 3 – 105% του M), είναι αρκετά μικρότερο της μέγιστης που αντιστοιχεί στη μηχανή που επιλέχθηκε, και άρα μπορεί να επεκταθεί για κατάσταση υψηλής φόρτισης έως τη γραμμή 3 που αντιστοιχεί στο 105% του L1, αρκεί να επιτρέπεται βάσει των στρεπτικών ταλαντώσεων που αναπτύσσονται στον άξονα της έλικας. Για το συγκεκριμένο παράδειγμα (σχήμα 2.9), η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα φτάνει ως και το 117% του M. Το μόνο πρόβλημα σε αυτή την περίπτωση είναι ότι, σε κανονική λειτουργία της μηχανής, μειώνεται ο βαθμός απόδοσης της έλικας καθώς αυτή έχει επιλεγεί αρχικά για υψηλότερη ταχύτητα λειτουργίας.

## 2.5.6 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 καμπύλη της έλικας. 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 (σχήμα 2.6, σχήμα 2.8). 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 εξαρχής 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 κοστοβόρος 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 ξαναρυθμιστεί.

# Κεφάλαιο 3

## Οι κινητήρες που εξετάζονται στην παρούσα διπλωματική

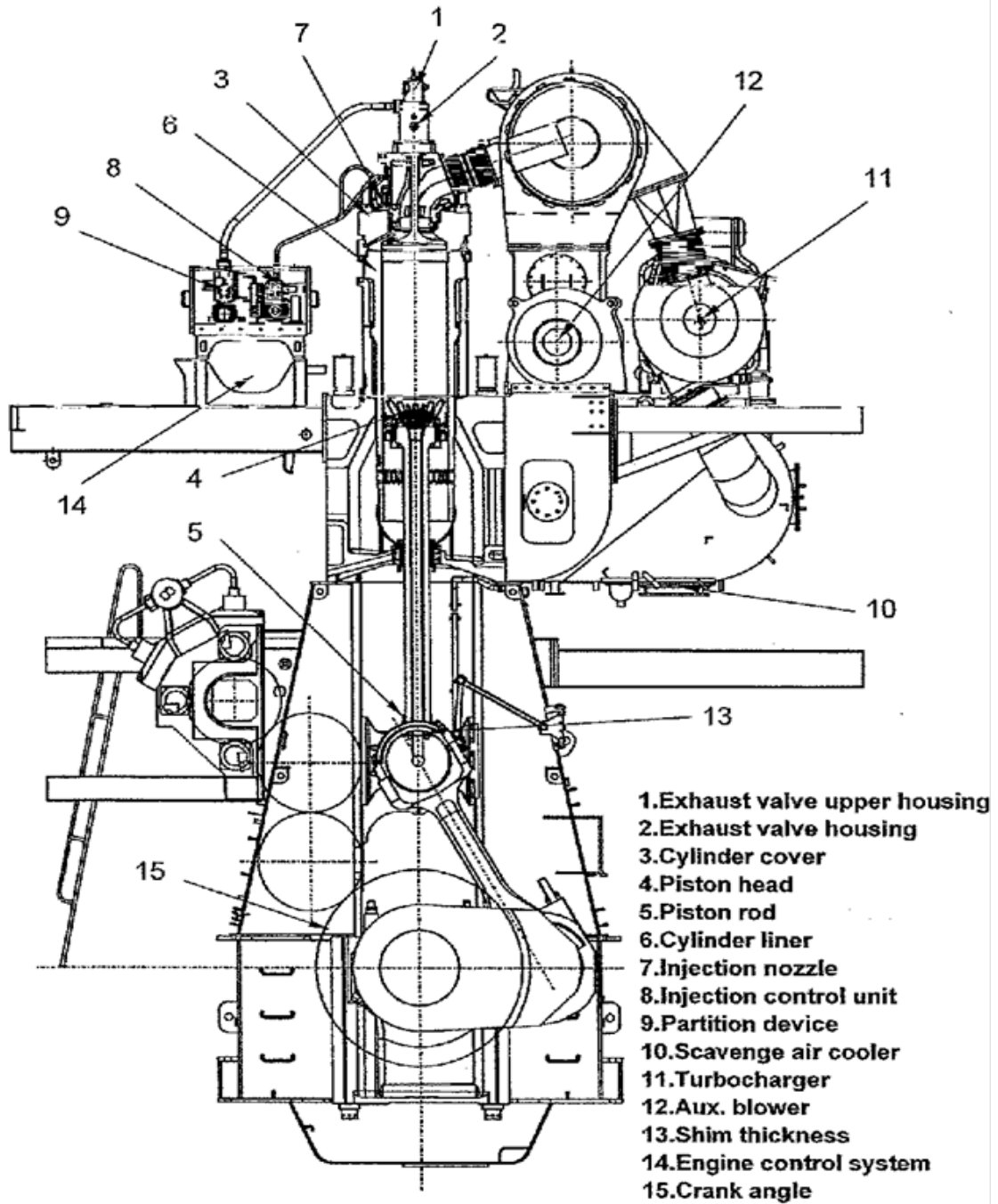
### 3.1 Ο κινητήρας DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD

Η Wärtsilä παράγει ένα ευρύ φάσμα χαμηλής και μέσης ταχύτητας κινητήρων ντίζελ, φυσικού αερίου, διπλών και πολλαπλών καυσίμων για θαλάσσια προώθηση, την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας σε πλοία και για χερσαίους σταθμούς παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας.

Τα βασικά χαρακτηριστικά του συγκεκριμένου κινητήρα είναι:

- 840= διάμετρος του εμβόλου σε mm
- 7= αριθμός κυλίνδρων
- 3150= μήκος του διωστήρα σε mm
- 4200= ισχύς σε kW/cyl
- 76= στροφές σε rpm

**NUMBERING SYNOPTIC of IMO ID-NUMBER for RT-flex ENGINE**



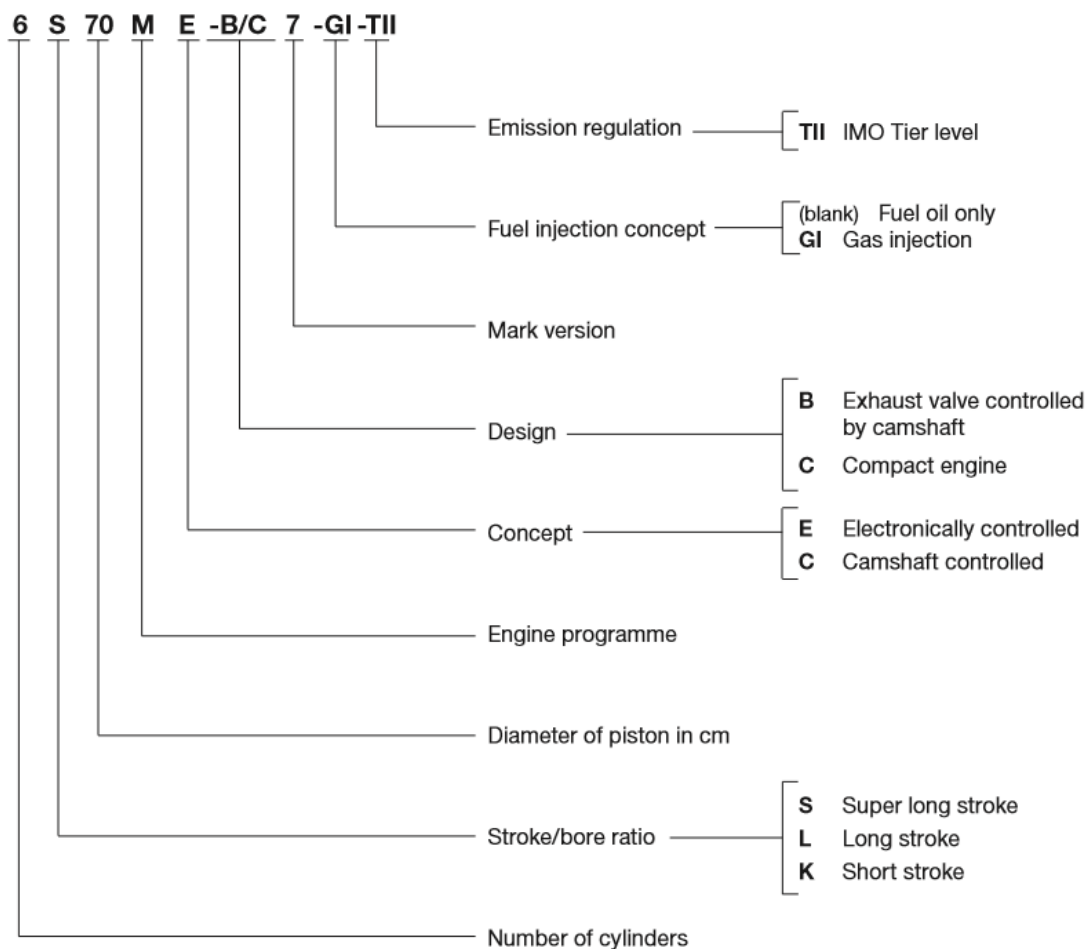
Doosan Engine Co., Ltd.

**Σχήμα 3.1: Τομή του κινητήρα DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD**

## 3.2 Ο κινητήρας MAN B & W 6S60ME-C8.2

Η σειρά μηχανών ME/ME-C της MAN είναι εδώ και αρκετά χρόνια μια από τις πιο δημοφιλείς και ευρέως διαδεδομένες ναυτικές μηχανές. Εισήχθη για πρώτη φορά στην αγορά το 1982, όταν η γερμανική MAN εξαγόρασε τη δανέζικη εταιρεία κατασκευής ναυτικών μηχανών Burmeister & Wain και δημιουργήθηκε η MAN Diesel. Το Σεπτέμβριο του 1983 κυκλοφόρησε και την πρώτη της μηχανή μεγάλης διαμέτρου εμβόλου (large bore engine), μια 6-κύλινδρη μηχανή L60MC. Η σειρά κυκλοφορεί σε 11 διαφορετικές κατηγορίες ανάλογα με το μέγεθος του εμβόλου (260 mm – 1080 mm), και 4 κατηγορίες ανάλογα με τη διαδρομή του εμβόλου, K (short stroke), L (long stroke), S (super-long stroke) και εσχάτως G (ultra-long stroke). Είναι μηχανές μεγάλου μεγέθους, βραδύστροφες, δίχρονες και υποχρεωτικά υπερπληρούμενες. Χρησιμοποιούνται σαν κύριες μηχανές πρόωσης σε μια ευρεία γκάμα πλοίων. Τα γράμματα και οι αριθμοί της ονομασίας της μηχανής σημαίνουν:

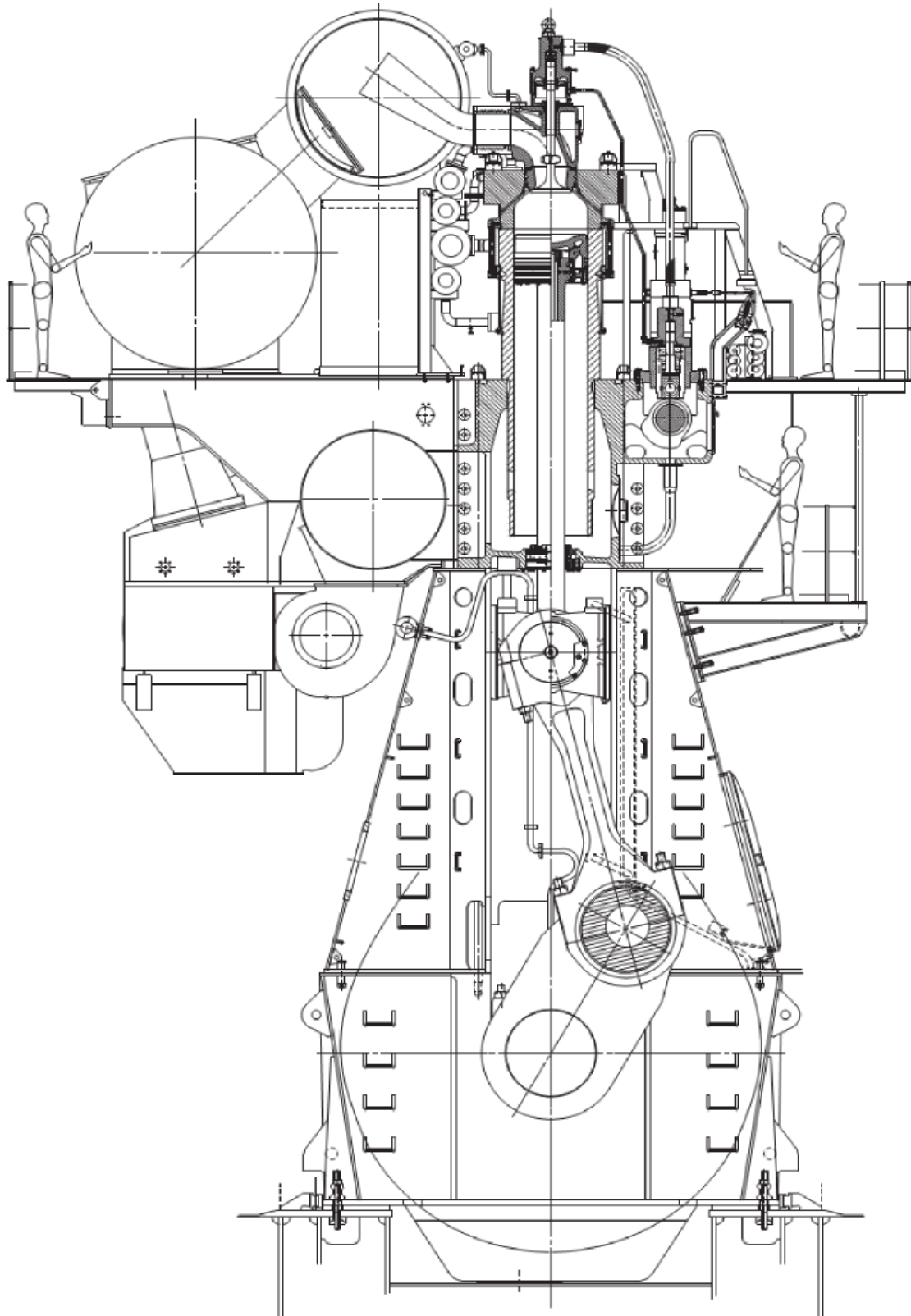
- 6= αριθμός κυλίνδρων
- S = κατηγορία της μηχανής σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου της, η συγκεκριμένη είναι πολύ μεγάλης διαδρομής (super-long stroke)
- 60= διάμετρος του εμβόλου σε εκατοστά (cm)
- E = ο χειρισμός του συστήματος έγχυσης, μέσω εκκεντροφόρου (C – camshaft controlled) ή ηλεκτρονικός 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)
- 8.2 =η έκδοση της μηχανής, συνήθως οι νεότερες εκδόσεις παράλο που έχουν το ίδιο μέγεθος και σχεδιασμό παρουσιάζουν βελτιώσεις π.χ. αύξηση μέσης ενδεικνύμενης πίεσης, αύξηση μέγιστης πίεσης κτλ.



Τα βασικά χαρακτηριστικά της μηχανής αυτής (για 6 κυλίνδρους) παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Η μηχανή αυτή, 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 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 2 g/kWh στα φορτία αυτά.

- 600= διάμετρος του εμβόλου σε mm
- 6= αριθμός κυλίνδρων
- 2400= μήκος του διωστήρα σε mm
- 4200= ισχύς σε kW/cyl



**Σχήμα 3.2:** Τομή του κινητήρα MAN B & W 6S60ME-C8.2

## Κεφάλαιο 4

# Προσδιορισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου για την μηχανή MAN 6S60ME-C8.2

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται η μελέτη του υπερπληρωτή της μηχανής MAN 6S60ME-C8.2. Οι μεγάλες δίχρονες ναυτικές μηχανές diesel πάντα λειτουργούν με υπερπληρωτή, ο οποίος καθορίζει την πίεση και την παροχή του αέρα σάρωσης της μηχανής, που αποτελεί ένα από τα βασικότερα λειτουργικά μεγέθη της μηχανής. Οι 4 βασικές παράμετροι για τη λειτουργία ενός στροβιλοϋπερπληρωτή (turbocharger) δηλαδή του συστήματος συμπιεστή – στροβίλου είναι η παροχή αέρα που διακινείται, η ταχύτητα περιστροφής  $N$ , ο λόγος πίεσης  $p_c$  και φυσικά ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης  $\eta_{is}$ . Με βάση αυτές τις παραμέτρους φτιάχνεται ο χάρτης λειτουργίας του συμπιεστή ή του στροβίλου. Δυστυχώς οι κατασκευαστές δεν παρέχουν ποτέ τους χάρτες λειτουργίας των συνιστωσών του στροβιλοϋπερπληρωτή όποτε θα πρέπει κάποιες παράμετροι να μετρηθούν με όργανα (πίεση, ταχύτητα περιστροφής) και οι υπόλοιπες (παροχή αέρα, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης) να υπολογιστούν – εκτιμηθούν.

Θα ξεκινήσουμε με την εκτίμηση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή και των συνιστωσών του (συμπιεστή-στροβίλου). Αυτό θα γίνει για να επιβεβαιωθεί ότι οι υπερπληρωτές λειτουργούν μέσα στις προδιαγραφές που δίνει ο κατασκευαστής αλλά και για να ελεγχθεί η αξιοπιστία των μετρήσεων



# Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης

## 4.1 Ενεργειακό ισοζύγιο συμπιεστή – στροβίλου

Ο στρόβιλος και ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένοι σε κοινή άτρακτο και περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα. Η ισχύς που απορροφά ο στρόβιλος από τα καυσαέρια μετατρέπεται σε ισχύ στο συμπιεστή, ο οποίος τη χρησιμοποιεί για να αυξήσει την παροχή και την πίεση του αέρα σάρωσης του κινητήρα. Λόγω των απωλειών τριβής στα έδρανα του υπερπληρωτή η ισχύς στροβίλου και συμπιεστή διαφέρει, με την ισχύ του συμπιεστή να είναι φυσικά μικρότερη. Το ισοζύγιο ισχύος στην άτρακτο του στροβιλοϋπερπληρωτή δίνεται απ' τον ακόλουθο τύπο:

$$P_C = P_T \Rightarrow \dot{m}_a c_{p_a} \frac{T_2 - T_1}{\eta_{m_c}} = \dot{m}_G c_{p_G} (T_3 - T_4) \eta_{m_T}$$

## 4.2 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ενός συμπιεστή μας δίνει το λόγο του απαιτούμενου έργου για αδιαβατική συμπίεση προς το πραγματικό έργο για την επίτευξη του ίδιου λόγου πίεσης ή με πιο απλά λόγια αποτελεί ένα μέτρο σύγκρισης μεταξύ της πραγματικής απόδοσης μιας θερμικής μηχανής και της απόδοσης που θα επιτυγχανόταν σε ιδανικές συνθήκες για την ίδια κατάσταση

$$\eta_{i_{sc}} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1}$$

εισόδου και την ίδια πίεση εξόδου. Ορίζεται ως:

όπου  $T_{2is}$  είναι η ισεντροπική θερμοκρασία συμπίεσης, η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{2is} = T_1 \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Από τις 2 παραπάνω εξισώσεις προκύπτει ένας πιο συμπαγής τύπος, χωρίς να χρειάζεται να υπολογιστεί πρώτα η ισεντροπική θερμοκρασία συμπίεσης:

$$\eta_{i_{sc}} = \frac{(\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

Τυπικές τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή είναι 75-85%.

## 4.3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου ορίζεται ως ο λόγος του προσδιδόμενου πραγματικού έργου για αδιαβατική εκτόνωση προς το θεωρητικά δυνατό έργο που παράγεται μέσω ισεντροπικής εκτόνωσης μεταξύ του ίδιου λόγου πιέσεων.

$$\eta_{isT} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}}$$

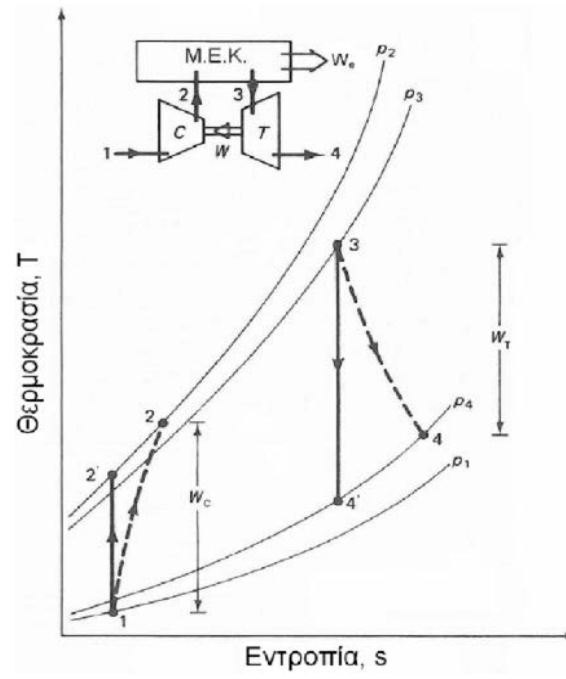
όπου  $T_{4is}$  είναι η ισεντροπική θερμοκρασία εκτόνωσης, η οποία υπολογίζεται ως εξής:

$$T_{4is} = T_3 \left( \frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_4 \left( \frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Και εδώ, από τις 2 παραπάνω εξισώσεις προκύπτει ένας πιο συμπαγής τύπος, χωρίς να χρειάζεται να υπολογιστεί πρώτα η ισεντροπική θερμοκρασία εκτόνωσης.

$$\eta_{isT} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - (\pi_T)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$$

Τυπικές τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου είναι 70-90%



**Σχήμα 4.1:** Διάγραμμα Θερμοκρασίας – Εντροπίας στροβιλοϋπερπληρωτή.

## 4.4 Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή

Ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή είναι το επιμέρους γινόμενο των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπίεστή και στροβίλου καθώς και των μηχανικών βαθμών απόδοσης αυτών. Έτσι:

$$\eta_{TC} = \eta_{isC} \eta_{isT} \eta_{mC} \eta_{mT}$$

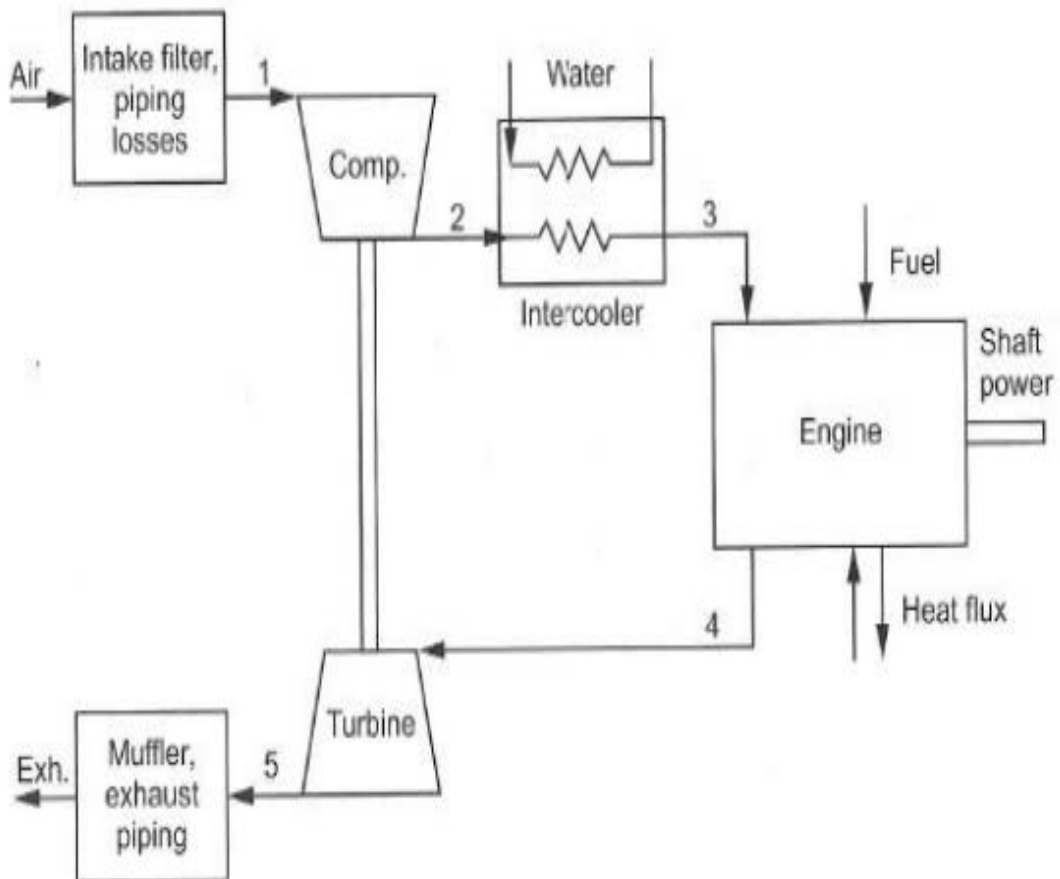
Ένας τύπος υπολογισμού του βαθμού απόδοσης υπερπληρωτή είναι και ο παρακάτω, ο οποίος προκύπτει με εφαρμογή του ισοζυγίου ενέργειας στην άτρακτο του υπερπληρωτή και ο οποίος μας δίνει το β.α. συναρτήσει των θερμοκρασιών εισόδου και των λόγων πίεσης συμπίεστή και στροβίλου.

$$\eta_{TC} = \frac{T_1}{T_3} \frac{\dot{m}_a c_{p_a}}{\dot{m}_G c_{p_G}} \left[ \frac{(\pi_C)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\gamma_G-1}{\gamma_G}}} \right]$$

Με αυτό τον τρόπο δεν χρειάζεται να γνωρίζουμε τους επιμέρους ισεντροπικούς και μηχανικούς βαθμούς απόδοσης συμπίεστή και στροβίλου, ούτε τις θερμοκρασίες εξόδου. Έχουμε μια απευθείας εκτίμηση του βαθμού απόδοσης ολόκληρου του υπερπληρωτή χωρίς να μας ενδιαφέρει πως μοιράζονται οι απώλειες στις συνιστώσες του.

Μια τυπική διάταξη του συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή παρουσιάζεται στο σχήμα. Οι διάφορες θέσεις αριθμούνται ως εξής:

- Θέση 1:** Είσοδος συμπιεστή
- Θέση 2:** Έξοδος συμπιεστή – Είσοδος ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης (After Cooler)
- Θέση 3:** Έξοδος ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης– Είσοδος κινητήρα
- Θέση 4:** Έξοδος κινητήρα – Είσοδος στροβίλου
- Θέση 5:** Έξοδος στροβίλου



## 4.5 Περιγραφή υπολογισμού πίεσης – θερμοκρασίας σε κάθε θέση

Οι υπολογισμοί που ακολουθούν έγιναν με τις εξής παραδοχές:

- Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κινητήρα – 0,95
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη – 0,95
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης στροβίλου – 0,95
- Βαθμός απόπλυσης κινητήρα – 0,15
- Αέρας σάρωσης και καυσαέριο συμπεριφέρονται ως τέλεια αέρια με σταθερές ιδιότητες σε όλα τα φορτία
- Σταθερά αερίου  $\gamma_a=1,4$
- Σταθερά καυσαερίου  $\gamma_G=1,36$
- Σταθερά τελείου αερίου  $R = 287 \text{ kJ/kgK}$
- Ειδική θερμοχωρητικότητα αέρα  $c_{pG}=1 \text{ kJ/kg}$
- Ειδική θερμοχωρητικότητα καυσαερίου  $c_{pa}=1,1 \text{ kJ/kg}$

Η παροχή αέρα μέσω του κινητήρα υπολογίζεται από τη σχέση: όπου:

$$m_k = \frac{N}{60K} \rho_{scav} \eta_v V_H$$

$N$  = στροφές του κινητήρα σε rpm,  $K = 1$  για 2-Χ κινητήρα ή 2 για 4-Χ κινητήρα (εμείς έχουμε 2-Χ και άρα θέτουμε  $K=1$ ),  $\rho_{scav}$  = πυκνότητα αέρα σάρωσης και υπολογίζεται μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου:

$$\rho_{scav} = \frac{P_3}{RT_3}$$

$\eta_v$  = ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα (υποτέθηκε ίσος με 0,95)

$V_H$  = ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα ο οποίος υπολογίζεται ως εξής:

$$V_H = \frac{z\pi D^2 s}{4}$$

με

$z$  = ο αριθμός κυλίνδρων

$s$  = η διαδρομή του εμβόλου

$D$  = η διάμετρος του εμβόλου

$A$  = η επιφάνεια (διατομή) του εμβόλου

$V_d$  = ο όγκος εμβολισμού ενός κυλίνδρου

Για  $z=6, s=2,4\text{m}$  και  $D=0,6\text{m}$  ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα προκύπτει:

$$V_H = 4.069 \text{ m}^3$$

Γνωρίζοντας την παροχή αέρα διαμέσου του κινητήρα μπορούμε να υπολογίσουμε και τις παροχές αέρα που διέρχονται από το συμπιεστή και το στρόβιλο. Επειδή όμως ο κινητήρας είναι δίχρονος χάνεται και ένα ποσοστό αέρα απόπλυσης το οποίο διαφεύγει την ώρα που είναι συγχρόνως ανοιχτές οι θυρίδες εισαγωγής και οι βαλβίδες εξαγωγής. Το ποσοστό αυτό καθορίζεται από το βαθμό απόπλυσης  $\eta_k$ . Και η παροχή αέρα σάρωσης από το συμπιεστή είναι τελικά:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}a_{21} = \dot{m}k_1 - \eta_k \dot{m}_2$$

Από το στρόβιλο διέρχεται παροχή καυσαερίων ίση με το άθροισμα του αέρα που διέρχεται από το συμπιεστή συν το καύσιμο:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}G_{22} = \dot{m}a + \dot{m}_{fuel}$$

Στους παρακάτω πίνακες αποτυπώνονται τα αποτελέσματα των υπολογισμών των λειτουργικών μεγεθών του υπερπληρωτή (λόγοι πίεσης, θερμοκρασίες, ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, ταχύτητες, παροχή μάζας) κατά τη διάρκεια των shop tests, τα οποία προέκυψαν με χρήση των τύπων που αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους

Οι πιέσεις δίνονται σε bar και οι θερμοκρασίες σε βαθμούς Κελσίου, ωστόσο για τους θερμοδυναμικούς υπολογισμούς μετατρέπονται σε Pascal(N/m<sup>2</sup>) και Kelvin αντίστοιχα.

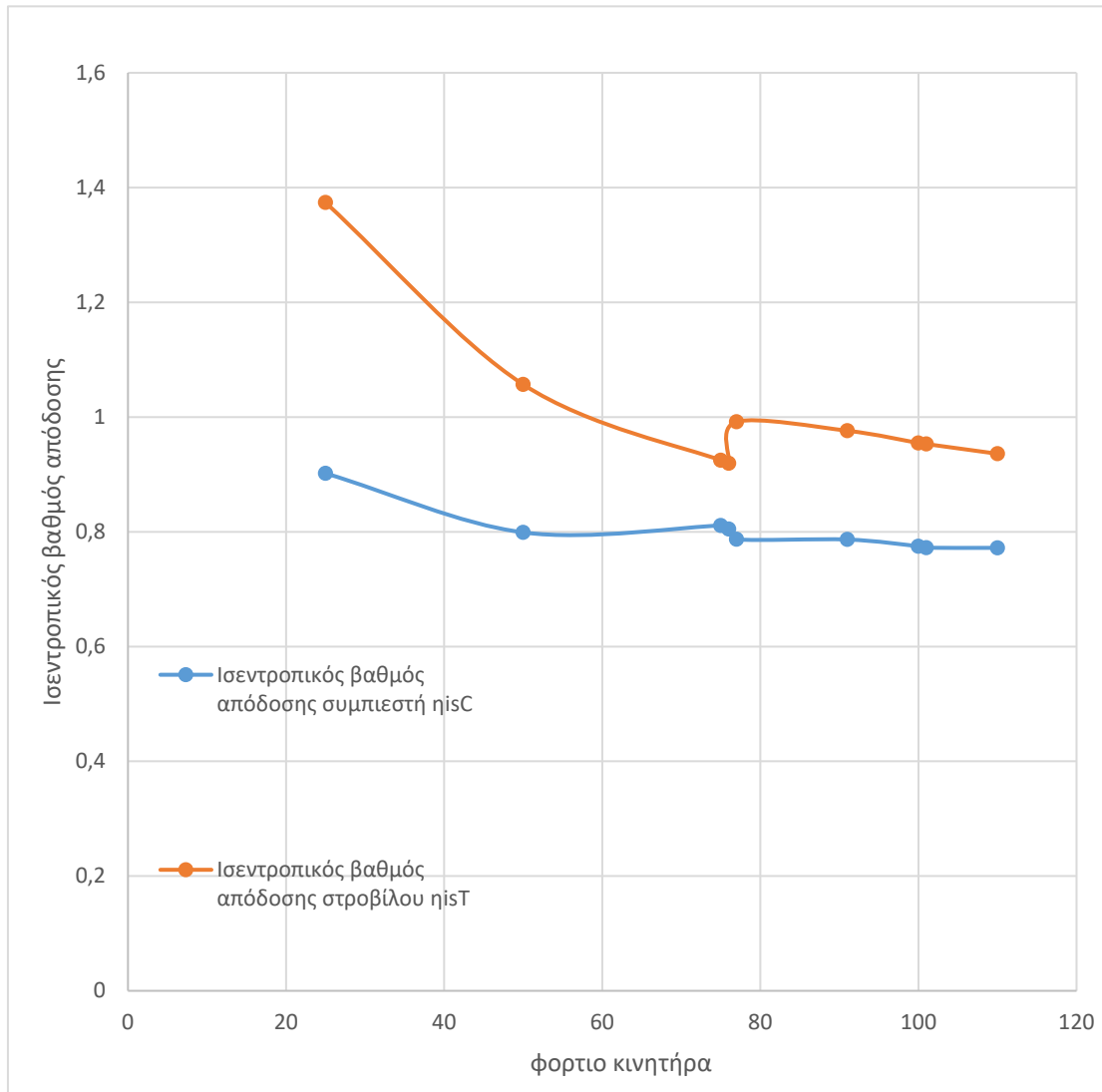
φορτίο κινητήρα %	P <sub>atm</sub> (N/m <sup>2</sup> )	P1 (N/m <sup>2</sup> )	P2 (N/m <sup>2</sup> )	P3 (N/m <sup>2</sup> )	P4 (N/m <sup>2</sup> )	P5 (N/m <sup>2</sup> )	rpm	fuel kg/h	fuel kg/s
<b>25</b>	101325	101325	147400	147400	140400	101325	56,8	434,7	0,12075
<b>50</b>	101325	101325	212400	212400	202400	101325	71	828,6	0,230167
<b>75</b>	101325	101325	301400	301400	286400	101325	82	1211,9	0,336639
<b>76</b>	101325	101325	301400	301400	288400	101325	82	1210,5	0,33625
<b>77</b>	101325	101325	305400	305400	271560	101325	82,4	1228,4	0,341222
<b>91</b>	101325	101325	344400	344400	306258	101325	87,2	1457,2	0,404778
<b>100</b>	101325	101325	373400	373400	332279	101325	90,3	1640	0,455556
<b>101</b>	101325	101325	374400	374400	333180	101325	90,3	1637,9	0,454972
<b>110</b>	101325	101325	403400	403400	359396	101325	93,2	1825,6	0,507111

<b>φορτίο κινητήρα %</b>	<b>T<sub>atm</sub></b>	<b>T<sub>1</sub></b>	<b>T<sub>2</sub></b>	<b>T<sub>3</sub></b>	<b>T<sub>4</sub></b>	<b>T<sub>5</sub></b>
<b>25</b>	296	296	333	333	533	468
<b>50</b>	296	296	383	383	608	493
<b>75</b>	296	296	429	429	633	483
<b>76</b>	296	296	430	430	633	483
<b>77</b>	296	296	435	435	638	483
<b>91</b>	296	296	453	453	663	488
<b>100</b>	296	296	468	468	693	503
<b>101</b>	296	296	469	469	693	503
<b>110</b>	296	296	481	481	723	518

Έχοντας βρει τους λόγους πίεσης, και με γνωστές τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου σε συμπιεστή και στρόβιλο, υπολογίζουμε τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της κάθε συνιστώσας. Τα αποτελέσματα που βρήκαμε παριστάνονται στους πίνακες και τα διαγράμματα που ακολουθούν:

<b>φορτίο κινητήρα %</b>	<b>Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή <math>\eta_{isC}</math></b>	<b>Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου <math>\eta_{isT}</math></b>
<b>25</b>	0,90	1,37
<b>50</b>	0,79	1,05
<b>75</b>	0,81	0,92
<b>76</b>	0,80	0,91
<b>77</b>	0,78	0,99
<b>91</b>	0,78	0,97
<b>100</b>	0,77	0,95
<b>101</b>	0,77	0,95
<b>110</b>	0,77	0,93





**Διάγραμμα 4.1:** Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή στροβίλου

Για το στρόβιλο του υπερπληρωτή παρατηρούμε ότι όλες οι τιμές είναι άνω του 0,90 και μάλιστα οι περισσότερες είναι και άνω της μονάδας. Αυτό συμβαίνει προφανώς διότι υπάρχει σφάλμα μέτρησης των θερμοκρασιών εισόδου – εξόδου. Αυτό είναι ένα πρόβλημα που απαντάται συχνά στις μετρήσεις θερμοκρασιών στροβίλου διότι λόγω πολύ υψηλής θερμοκρασίας των καυσαερίων και έντονου στροβιλισμού της ροής οι μετρήσεις των θερμοστοιχείων παρουσιάζουν μεγάλα σφάλματα. Το φαινόμενο αυτό εμφανίζεται κυρίως στην έξοδο του στροβίλου.

## 4.6 Διόρθωση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου $\eta_{isT}$

Όπως έχει αποδειχθεί και σε παλαιότερη διπλωματική εργασία, για τη διόρθωση των θερμοκρασιών αυτών χρησιμοποιείται η μέθοδος ενεργειακού ισοζυγίου συμπιεστή-στροβίλου, και με τη θεώρηση ότι μια εκ των 2 θερμοκρασιών (εισόδου ή εξόδου στροβίλου) είναι σωστή, διορθώνεται η άλλη. Με τη μέθοδο αυτή αποδείχτηκε ότι το μεγαλύτερο σφάλμα παρουσιάζεται στη θερμοκρασία εξόδου T5, ενώ η θερμοκρασία εισόδου T4 είναι πιο ακριβής και δίνει πιο λογικά αποτελέσματα. Οπότε κι εμείς από δω και πέρα θα θεωρούμε σωστή τη μέτρηση της θερμοκρασίας στην είσοδο του στροβίλου και όχι αυτή της εξόδου. Στη διπλωματική αυτή χρησιμοποιούμε μια πιο απλή μέθοδο διόρθωσης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου.

Πρώτα βρίσκουμε τον ισεντροπικό βαθμό ολόκληρου του υπερπληρωτή και μετά γνωρίζοντας ήδη τον ισεντροπικό του συμπιεστή και υποθέτοντας μηχανικό βαθμό απόδοσης για συμπιεστή και στρόβιλο ίσο με 0,95 θα βρούμε τον ισεντροπικό βαθμό του στροβίλου μέσω της επόμενης σχέσης:

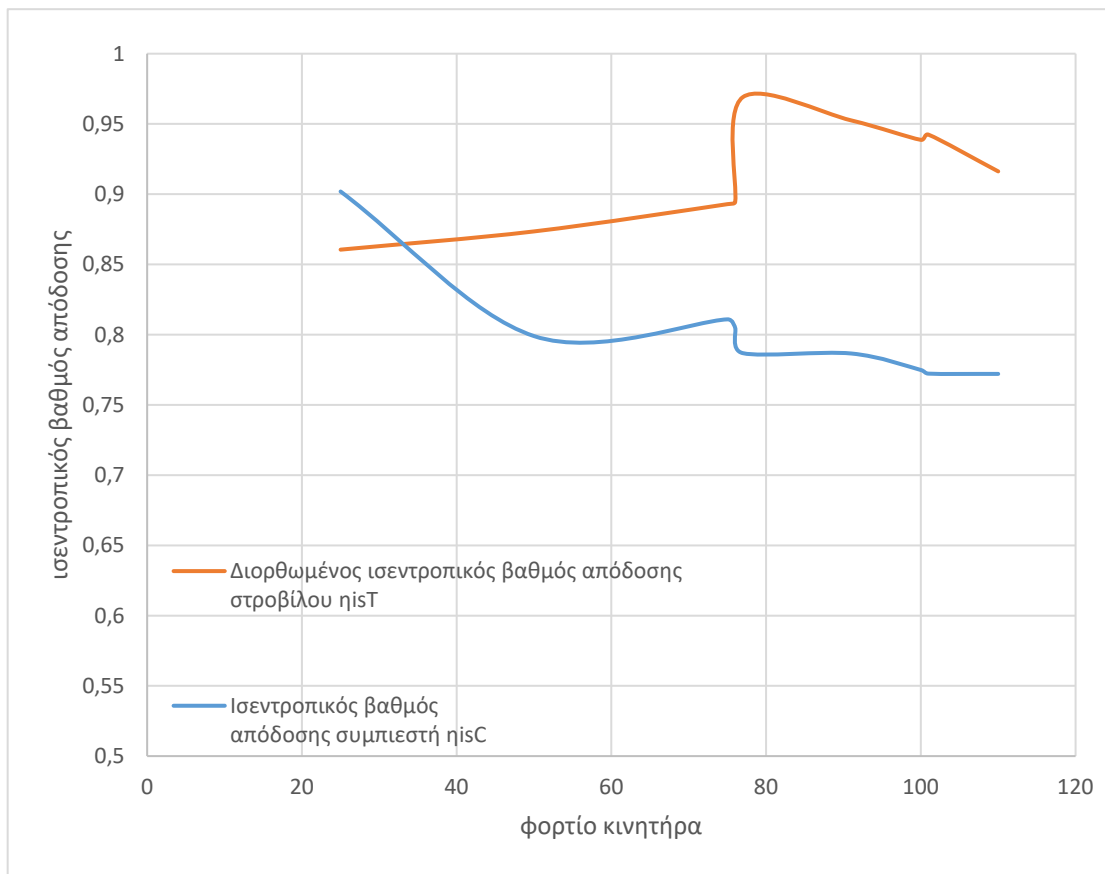
$$\eta_{isT} = \frac{\eta_{TC}}{0,9025 \eta_{isC}}$$

Με αυτό τον τρόπο αποφεύγουμε να χρησιμοποιήσουμε τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων, η οποία όπως εμπεριέχει σφάλμα κι επίσης η διαδικασία υπολογισμού επιταχύνεται καθώς παραλείπονται κάποιοι ενδιάμεσοι υπολογισμοί (π.χ. νέας διορθωμένης θερμοκρασίας εξόδου καυσαερίων στροβίλου).

$\rho_{scav}$	παροχή αέρα $m_k$	παροχή αέρα συμπιεστή $m_a$	παροχή αέρα στοβίλου $m_g$	$m_a/m_g$	Λόγος πίεσης συμπιεστή $\pi_C$	Λόγος πίεσης στροβίλου $\pi_T$
<b>1,54</b>	5,64	6,64	6,76	0,98	1,45	1,39
<b>1,93</b>	8,84	10,40	10,63	0,98	2,10	2,00
<b>2,45</b>	12,93	15,21	15,55	0,98	2,97	2,83
<b>2,44</b>	12,90	15,18	15,52	0,98	2,97	2,85
<b>2,45</b>	12,99	15,28	15,62	0,98	3,01	2,68
<b>2,65</b>	14,88	17,51	17,91	0,98	3,40	3,02
<b>2,78</b>	16,17	19,03	19,48	0,98	3,69	3,28
<b>2,78</b>	16,18	19,04	19,49	0,98	3,70	3,29
<b>2,92</b>	17,55	20,64	21,15	0,98	3,98	3,55

**Διορθωμένος** ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα.

φορτίο κινητήρα %	Βαθμός απόδοσης υπερ-πληρωτή $\eta_{TC}$	Διορθωμένος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου $\eta_{isT}$
<b>25</b>	0,75	0,86
<b>50</b>	0,67	0,87
<b>75</b>	0,70	0,89
<b>76</b>	0,69	0,89
<b>77</b>	0,73	0,97
<b>91</b>	0,72	0,95
<b>100</b>	0,70	0,94
<b>101</b>	0,70	0,94
<b>110</b>	0,68	0,92



**Διάγραμμα 4.2:** Διορθωμένος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα.

## 4.7 Συμπεράσματα

Στο παραπάνω σχήμα παρατηρούμε πως οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης διορθώθηκαν παραμένουν όμως αρκετά υψηλές κοντά στο 90%. Φυσικά είναι γνωστό ότι οι υπερπληρωτές που χρησιμοποιούνται σε αυτές τις μηχανές είναι πολύ υψηλής απόδοσης, οπότε περιμέναμε τιμές μεταξύ 0,80 – 0,90. Εφόσον όμως οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή ήταν φυσιολογικές (άρα και οι θερμοκρασίες εισόδου (T1) και εξόδου (T2) απ' αυτόν) και με δεδομένο ότι αν γινόταν διόρθωση στη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου (T4), οι τιμές του ισεντροπικού β.α. του στροβίλου θα προέκυπταν ακόμη υψηλότερες, δεχόμαστε αυτές τις τιμές που βρήκαμε ως την καλύτερη προσέγγιση. Άλλωστε για τον υπολογισμό των τιμών αυτών έχουν γίνει αρκετές παραδοχές, όπως π.χ. μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου ίσος με 0,95, ο οποίος ίσως και να υποτιμάει την επίδοση του υπερπληρωτή. Αν ο μηχανικός βαθμός απόδοσης γίνει 0,96, αλλάξει δηλαδή μόλις κατά 1%, τότε οι τιμές του ισεντροπικού του στροβίλου μειώνονται κατά περίπου 3%, λαμβάνοντας έτσι ακόμη πιο λογικές τιμές, κάτω του 0,90.

# Κεφάλαιο 5

## Παρουσίαση και σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών του πλοίου AMPHITRITE

### 5.1 Χαρακτηριστικά του πλοίου AMPHITRITE



Εικόνα 5.1: VLCC AMPHITRITE

Το πλοίο για το οποίο θα γίνει η ανάλυση και η συγκριτική αξιολόγηση των δεδομένων από τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης είναι το AMPHITRITE ένα Very Large Crude Carrier (VLCC), χωρητικότητας 320137.30 τόνων DWT, κατασκευής του 2010. Οι κύριες διαστάσεις και τα γενικά χαρακτηριστικά του παρουσιάζονται παρακάτω.

Ολικό Μήκος (Length overall) LOA: 333 m

IMO: 9455973

MMSI: 256906000

Σημαία: Malta [MT]

Διακριτικό (Call Sign): 9HA4033

Μέγιστο Πλάτος (Maximum Breadth), B: 60 m

Μεταφορική Ικανότητα (Deadweight), DWT: 320137.30 ton  
 Κατασκευαστής κύριας μηχανής / τύπος κύριας μηχανής: Doosan Engine /  
 7RT-flex84TD

Για την εκπόνηση της εργασίας χρησιμοποιήθηκαν και συγκρίθηκαν δεδομένα από το torquemeter και το flowmeter του πλοίου AMPHITRITE με τα δεδομένα ενός διαγνωστικού συστήματος ανάλυσης για κινητήρες Diesel το οποίο αναπτύχθηκε από τον καθηγητή Δ. Χουντάλα.

## **5.2 Προσδιορισμός και συγκριτική αξιολόγηση κατανάλωσης καυσίμου από το ανεξάρτητο διαγνωστικό σύστημα και το Flowmeter**

Από τα on-line δεδομένα του πλοίου AMPHITRITE σε διάρκεια 6 μηνών προσδιορίζουμε την κατανάλωση του καυσίμου η οποία φαίνεται στον παρακάτω πίνακα.

Παρατηρούμε πως υπάρχουν σημαντικές αυξομειώσεις στις μετρήσεις από το Flowmeter

<b>ΗΜΕΡΕΣ</b>	<b>fuel consumption kg/day διαγνωστικού συστήματος</b>	<b>fuel consumption kg/day Flowmeter</b>	<b>ποσοστιαία διαφορά</b>
6/9/2015	35405,38	26290,47	34,67
7/9/2015	76059,52	71636,65	6,17
8/9/2015	73078,32	72973,49	0,14
9/9/2015	74020,32	74535,56	-0,69
10/9/2015	76485,47	77966,78	-1,90
11/9/2015	65691,91	78528,98	-16,35
12/9/2015	68446,00	75052,82	-8,80
16/9/2015	28889,18	38425,47	-24,82
17/9/2015	42359,81	27172,43	55,89
18/9/2015	56858,90	45971,61	23,68
19/9/2015	21874,04	35881,25	-39,04
20/9/2015	43122,35	58523,18	-26,32
21/9/2015	67044,64	72400,64	-7,40
22/9/2015	64984,28	74564,71	-12,85
23/9/2015	66099,79	73468,16	-10,03
24/9/2015	66277,03	63455,32	4,45
25/9/2015	59429,15	57810,64	2,80
26/9/2015	55642,67	54726,42	1,67
27/9/2015	59031,88	59067,42	-0,06

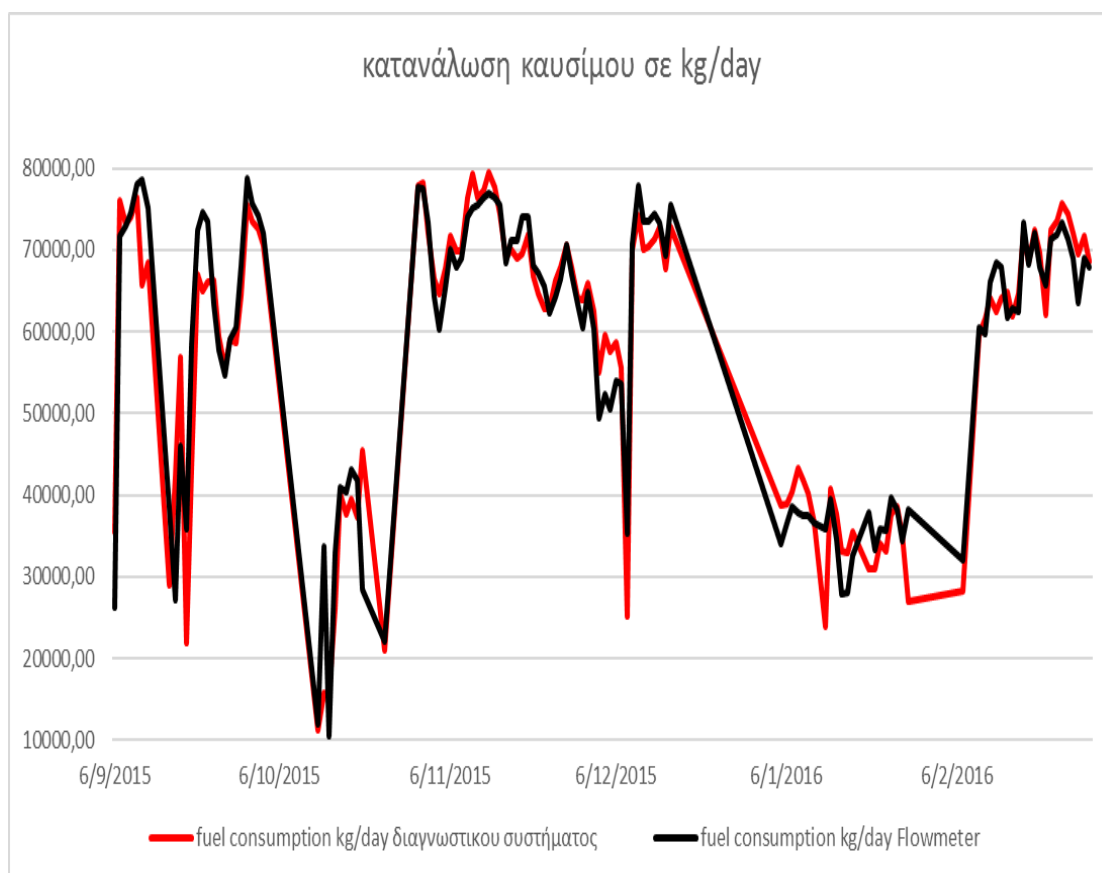
<b>28/9/2015</b>	58603,03	60549,56	-3,21
<b>29/9/2015</b>	64450,79	68147,91	-5,43
<b>30/9/2015</b>	75491,32	78680,43	-4,05
<b>1/10/2015</b>	73470,23	75680,78	-2,92
<b>2/10/2015</b>	72549,54	74228,78	-2,26
<b>3/10/2015</b>	70661,10	72009,24	-1,87
<b>13/10/2015</b>	11139,85	11950,31	-6,78
<b>14/10/2015</b>	15686,85	33600,79	-53,31
<b>15/10/2015</b>	15313,63	10510,60	45,70
<b>16/10/2015</b>	26013,00	33038,22	-21,26
<b>17/10/2015</b>	40180,89	40897,55	-1,75
<b>18/10/2015</b>	37594,87	40412,71	-6,97
<b>19/10/2015</b>	39464,28	43022,19	-8,27
<b>20/10/2015</b>	37234,74	41860,95	-11,05
<b>21/10/2015</b>	45390,19	28506,40	59,23
<b>25/10/2015</b>	21016,41	21997,92	-4,46
<b>31/10/2015</b>	77897,67	77596,29	0,39
<b>1/11/2015</b>	78156,98	77531,12	0,81
<b>2/11/2015</b>	72029,30	73235,92	-1,65
<b>3/11/2015</b>	66420,12	64229,90	3,41
<b>4/11/2015</b>	64597,23	60278,03	7,17
<b>5/11/2015</b>	67749,52	65294,74	3,76
<b>6/11/2015</b>	71657,30	70140,74	2,16
<b>7/11/2015</b>	69939,98	67918,46	2,98
<b>8/11/2015</b>	69837,48	68961,57	1,27
<b>9/11/2015</b>	76463,68	74140,20	3,13
<b>10/11/2015</b>	79298,54	75097,32	5,59
<b>11/11/2015</b>	76470,36	75542,13	1,23
<b>12/11/2015</b>	77368,96	76491,57	1,15
<b>13/11/2015</b>	79463,53	76876,36	3,37
<b>14/11/2015</b>	77748,18	76425,67	1,73
<b>15/11/2015</b>	74501,69	75516,81	-1,34
<b>16/11/2015</b>	68935,15	68364,25	0,84
<b>17/11/2015</b>	70029,85	71216,45	-1,67
<b>18/11/2015</b>	68939,92	71203,53	-3,18
<b>19/11/2015</b>	69539,82	73963,43	-5,98
<b>20/11/2015</b>	71803,75	73990,04	-2,95
<b>21/11/2015</b>	66720,40	68051,17	-1,96
<b>22/11/2015</b>	64713,10	67111,32	-3,57
<b>23/11/2015</b>	62872,08	65602,70	-4,16
<b>24/11/2015</b>	62780,92	62342,84	0,70
<b>25/11/2015</b>	66261,33	64199,90	3,21
<b>26/11/2015</b>	67960,75	66449,50	2,27
<b>27/11/2015</b>	70686,00	70622,40	0,09
<b>28/11/2015</b>	67860,10	66986,54	1,30

<b>29/11/2015</b>	64046,91	63375,22	1,06
<b>30/11/2015</b>	63939,42	60479,13	5,72
<b>1/12/2015</b>	65898,99	64831,57	1,65
<b>2/12/2015</b>	62497,21	60315,83	3,62
<b>3/12/2015</b>	55047,17	49395,03	11,44
<b>4/12/2015</b>	59571,69	52280,80	13,95
<b>5/12/2015</b>	57568,40	50513,55	13,97
<b>6/12/2015</b>	58593,31	53914,38	8,68
<b>7/12/2015</b>	55596,97	53596,51	3,73
<b>8/12/2015</b>	25149,62	35364,50	-28,88
<b>9/12/2015</b>	70113,59	70761,78	-0,92
<b>10/12/2015</b>	74161,20	77827,21	-4,71
<b>11/12/2015</b>	70156,39	73465,70	-4,50
<b>12/12/2015</b>	70350,42	73585,03	-4,40
<b>13/12/2015</b>	71307,84	74346,85	-4,09
<b>14/12/2015</b>	72752,81	73353,02	-0,82
<b>15/12/2015</b>	67642,18	69423,49	-2,57
<b>16/12/2015</b>	72831,34	75495,36	-3,53
<b>5/1/2016</b>	38751,75	33965,33	14,09
<b>6/1/2016</b>	38987,16	36641,01	6,40
<b>7/1/2016</b>	40378,04	38553,24	4,73
<b>8/1/2016</b>	43316,95	37845,47	14,46
<b>9/1/2016</b>	41739,11	37559,16	11,13
<b>10/1/2016</b>	40190,97	37501,04	7,17
<b>11/1/2016</b>	36659,10	36521,69	0,38
<b>12/1/2016</b>	9761,83	75663,38	-87,10
<b>13/1/2016</b>	23933,72	75886,48	-68,46
<b>14/1/2016</b>	40748,57	39468,54	3,24
<b>15/1/2016</b>	37570,57	34657,24	8,41
<b>16/1/2016</b>	33148,64	27827,97	19,12
<b>17/1/2016</b>	32932,74	28052,86	17,40
<b>18/1/2016</b>	35526,22	32567,52	9,08
<b>21/1/2016</b>	31000,61	57884,40	-46,44
<b>22/1/2016</b>	31029,61	33392,37	-7,08
<b>23/1/2016</b>	33969,53	35860,62	-5,27
<b>24/1/2016</b>	33128,90	35617,59	-6,99
<b>25/1/2016</b>	37594,59	39577,42	-5,01
<b>26/1/2016</b>	38474,07	38151,92	0,84
<b>27/1/2016</b>	35044,58	34387,48	1,91
<b>28/1/2016</b>	26978,17	58280,85	-53,71
<b>7/2/2016</b>	28225,43	32014,71	-11,84
<b>10/2/2016</b>	59536,19	60447,79	-1,51
<b>11/2/2016</b>	61639,28	59667,48	3,30
<b>12/2/2016</b>	64161,18	66105,75	-2,94
<b>13/2/2016</b>	62541,73	68396,25	-8,56



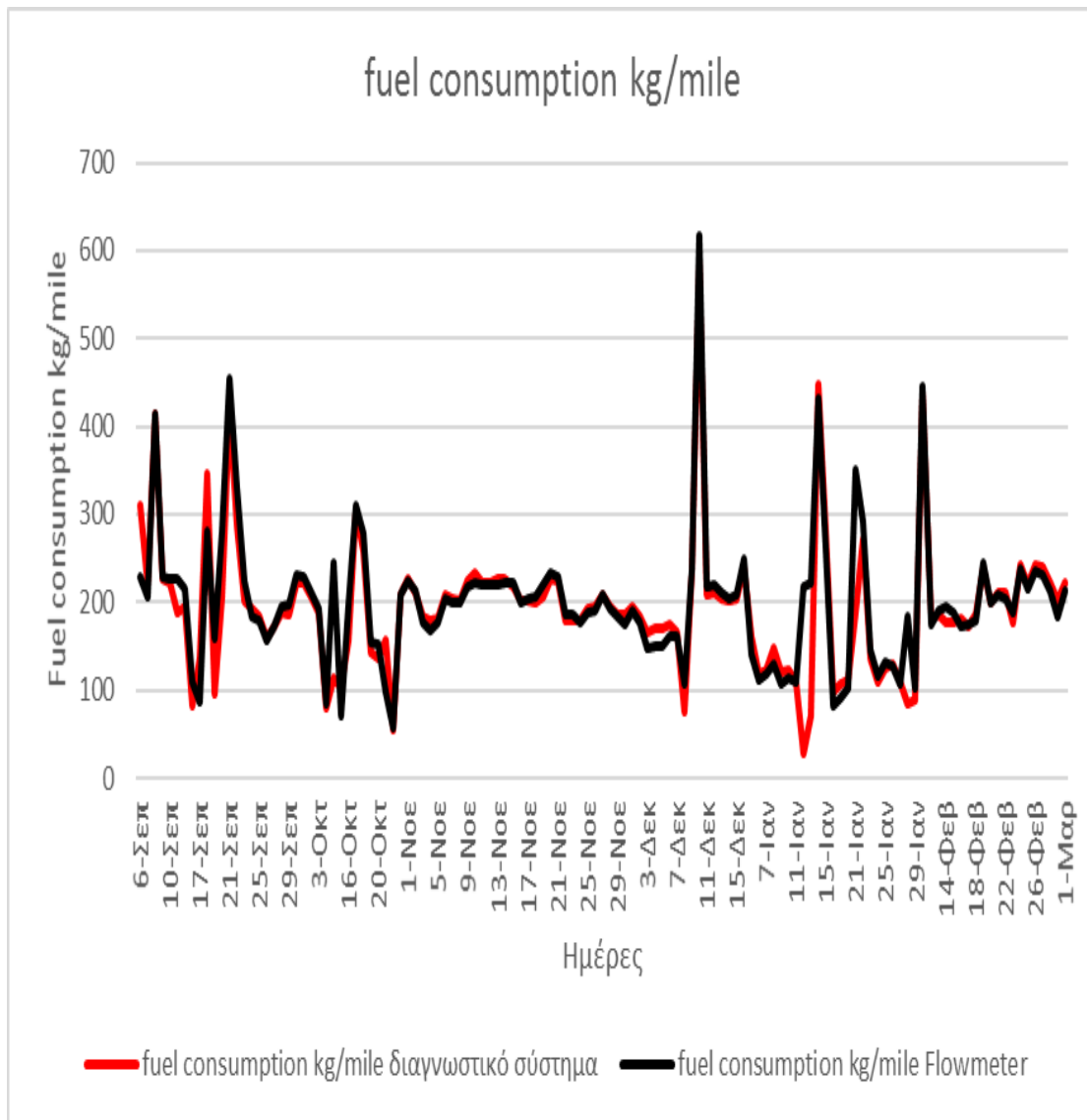
14/2/2016	64136,48	67836,98	-5,45
15/2/2016	64849,47	61800,53	4,93
16/2/2016	61898,79	62803,35	-1,44
17/2/2016	64646,24	62513,89	3,41
18/2/2016	72298,51	73327,56	-1,40
19/2/2016	68445,87	68268,56	0,26
20/2/2016	72349,95	72146,62	0,28
21/2/2016	69785,52	67847,10	2,86
22/2/2016	62127,71	65735,81	-5,49
23/2/2016	72461,58	71316,41	1,61
24/2/2016	73567,55	71824,55	2,43
25/2/2016	75716,62	73380,28	3,18
26/2/2016	74427,30	71294,33	4,39
27/2/2016	72051,95	68960,85	4,48
28/2/2016	69467,84	63559,48	9,30
29/2/2016	71687,14	68994,75	3,90
1/3/2016	68651,43	67952,67	1,03

Στον παρακάτω διάγραμμα φαίνονται οι ημερήσιες καταναλώσεις από το ανεξάρτητο σύστημα ανάλυσης και το flowmeter.



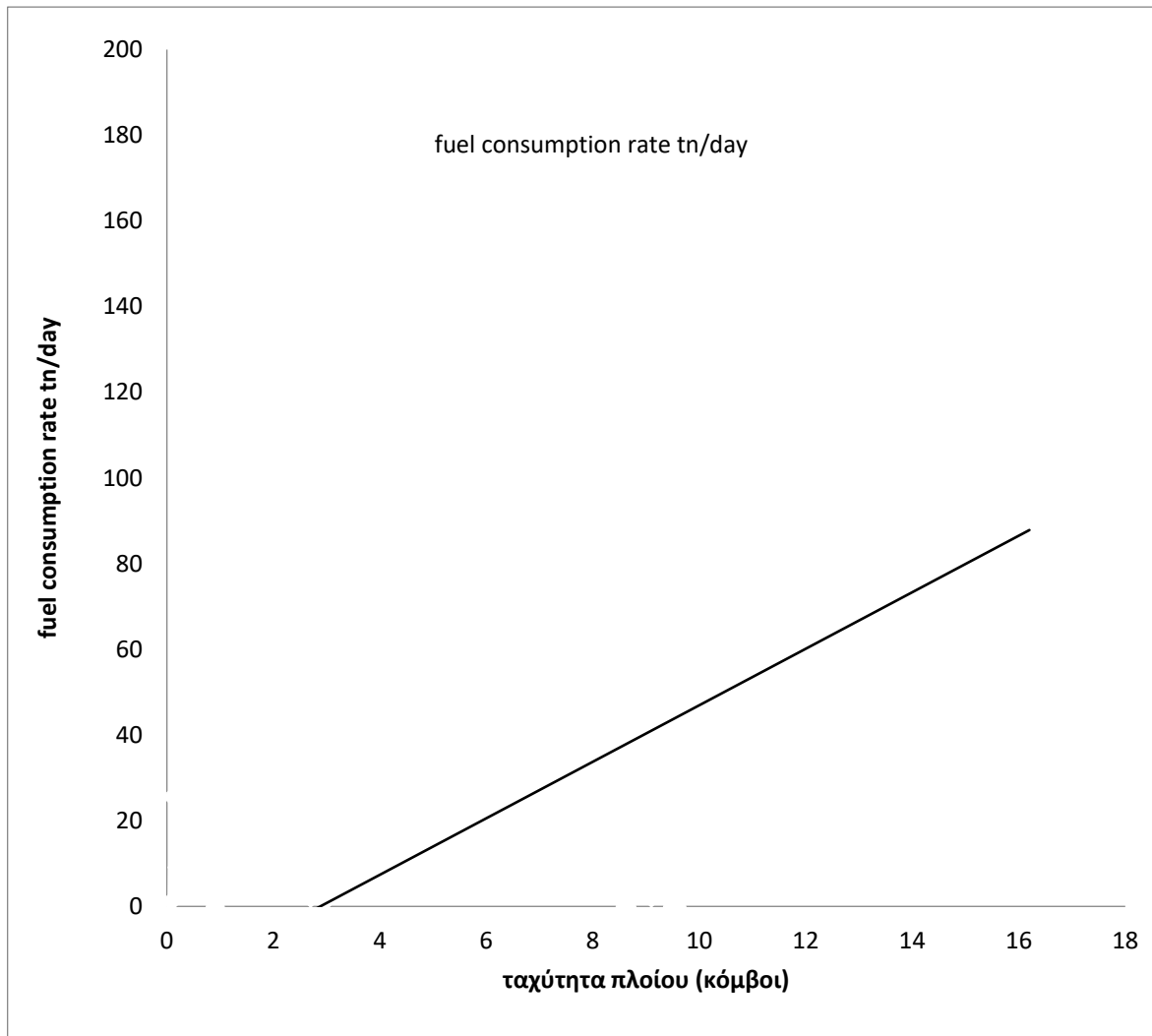
**Διάγραμμα 5.1:** Κατανάλωση καυσίμου σε kg/day

Από τα δεδομένα γεωντοπισμού του πλοίου παράγουμε το διάγραμμα της κατανάλωσης σε kg/mile με τα δεδομένα από το διαγνωστικό σύστημα και το Flowmeter.



Διάγραμμα 5.2: Κατανάλωση καυσίμου σε kg/mile

Με βάση τα παραπάνω δεδομένα παράγω το παρακάτω διάγραμμα για την παρακολούθηση της κατανάλωσης του πλοίου με βάση την ταχύτητα πλεύσης.



**Διάγραμμα 5.3:** Κατανάλωση καυσίμου σε tn/day

## 5.3 Προσδιορισμός λόγου ολίσθησης S

Εάν η έλικα δεν ολίσθαινε καθόλου, δηλαδή, εάν το νερό μέσα στο οποίο "βιδώνεται" δεν υποχωρούσε (δηλαδή, εάν το νερό δεν επιταχυνόταν προς τα πίσω), η έλικα θα προχωρούσε μπροστά με ταχύτητα  $V = p \times n$ , όπου  $n$  είναι ο ρυθμός περιστροφής της έλικας. Όμως επειδή το νερό είναι ρευστό και πράγματι υποχωρεί (δηλαδή, επιταχύνει προς τα πίσω), η πραγματική ταχύτητα της έλικας μειώνεται και γίνεται ίση με την ταχύτητα του πλοίου  $V$ , και η φαινόμενη ολίσθηση μπορεί έτσι να εκφρασθεί ως  $(p \times n - V)$ .

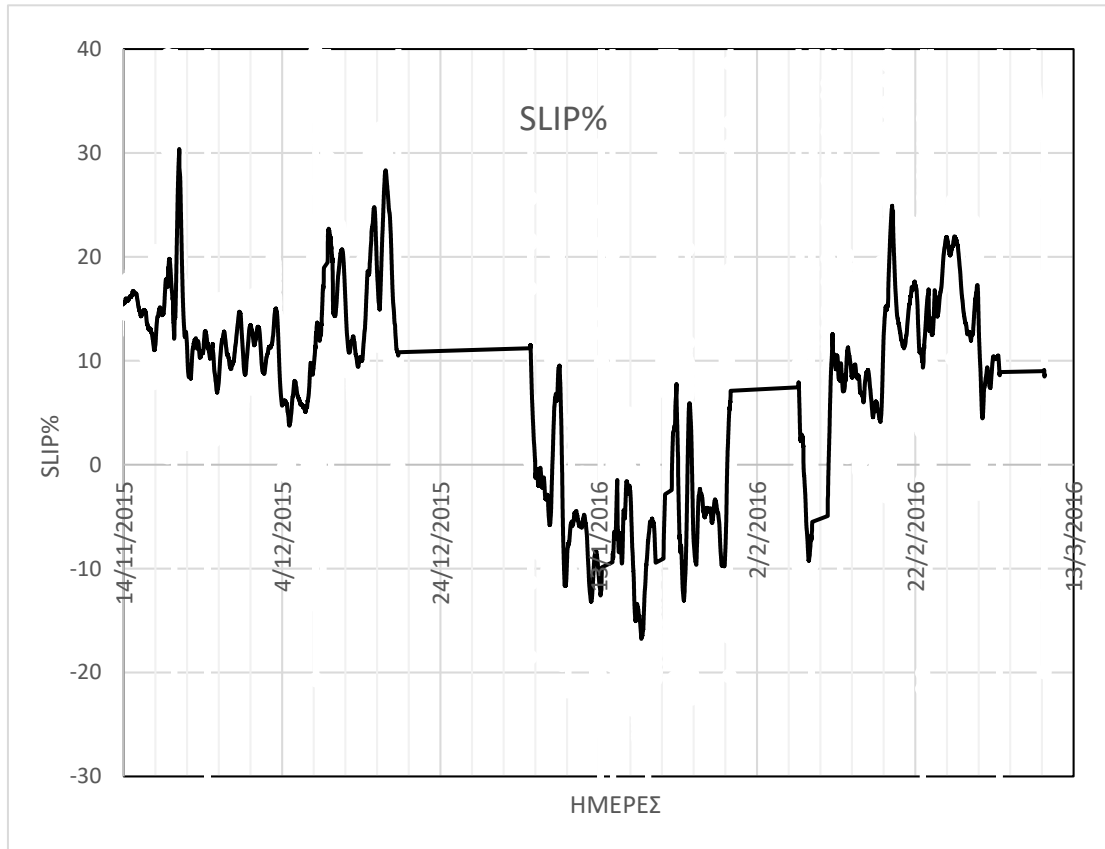
Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης  $S_A$ , που είναι αδιάστατος, ορίζεται ως:

$$S_A = \frac{p \times n - V}{p \times n} = 1 - \frac{V}{p \times n}$$

Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης  $S_A$ , που υπολογίζεται από το πλήρωμα, δίδει μία αποτύπωση των φορτίων, που ασκούνται στην έλικα κάτω από διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης αυξάνεται, μεταξύ άλλων, όταν το σκάφος πλέει αντίθετα με τον άνεμο ή τα κύματα, σε ρηχά νερά, όταν η γάστρα είναι ρυπασμένη, όταν οι δεξαμενές του πλοίου είναι γεμάτες και όταν το σκάφος επιταχύνει. Ο πραγματικός λόγος ολίσθησης θα είναι μεγαλύτερος από τον φαινόμενο, γιατί η πραγματική ταχύτητα προχώρησης  $V_A$  της έλικας είναι, όπως προαναφέρθηκε, μικρότερη από την ταχύτητα του πλοίου  $V$ . Ο πραγματικός λόγος ολίσθησης  $S_R$ , που δίδει μία πιο αληθινή εικόνα λειτουργία της έλικας, είναι:

$$S_R = 1 - \frac{V_A}{p \times n} = 1 - \frac{V \times (1 - w)}{p \times n}$$

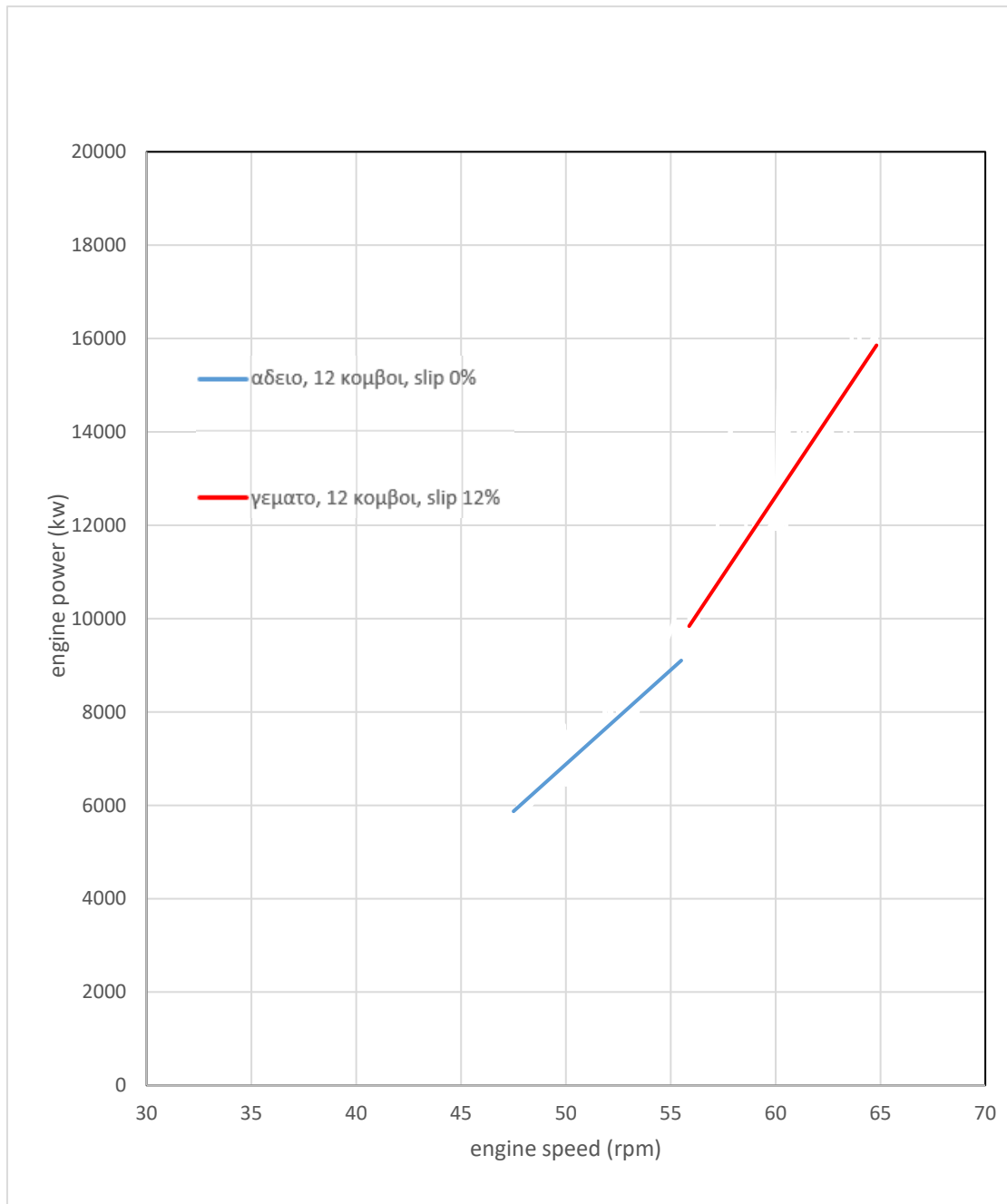
Χρησιμοποιώντας τα δεδομένα του διαγνωστικού συστήματος παράγουμε το propeller slip.



Διάγραμμα 5.4: propeller slip%

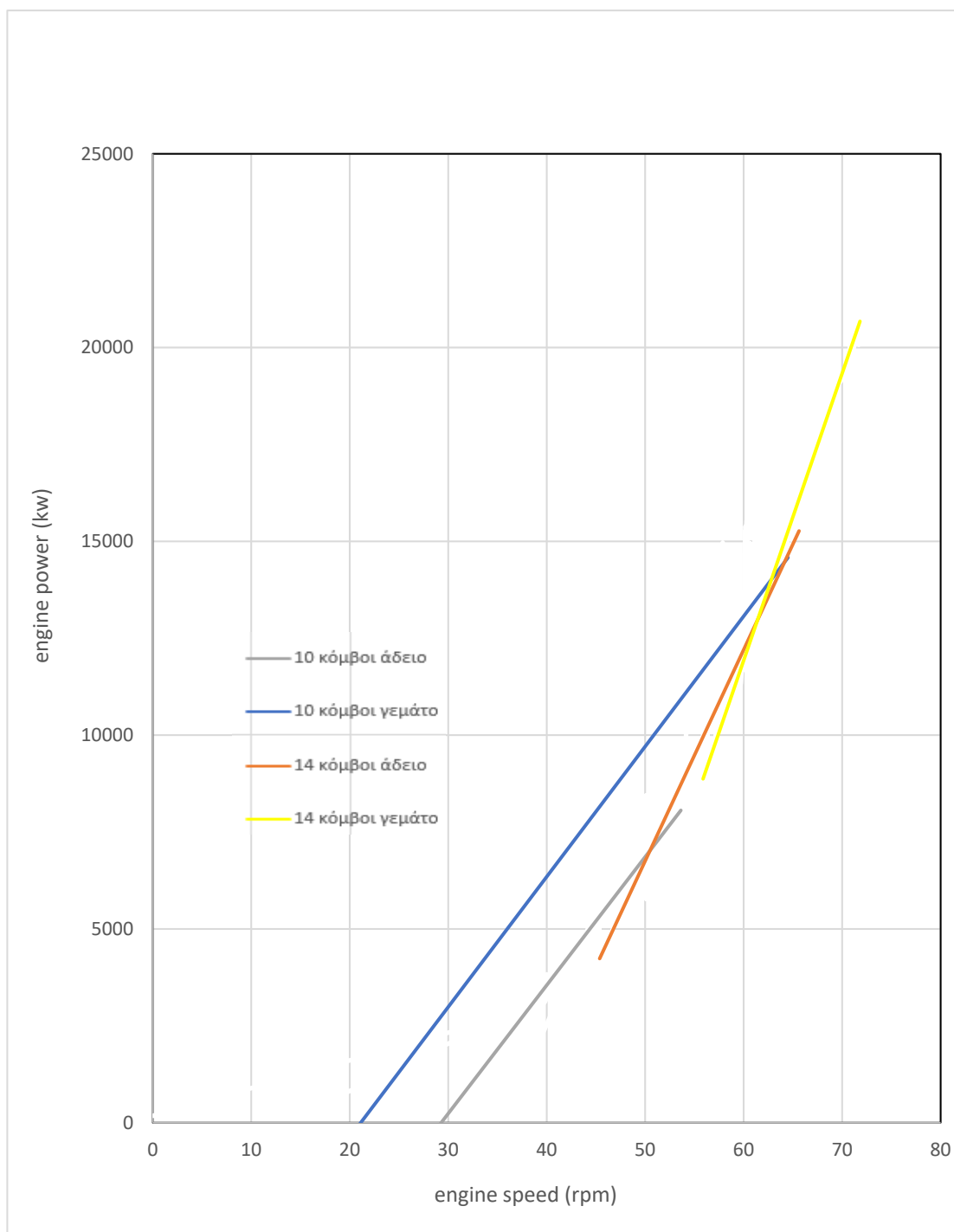
Παρατηρούμε πως στις 4/1 υπάρχει αισθητή πτώση του propeller slip. Επίσης από τα δεδομένα γεωεντοπισμού του πλοίου παρατηρούμε πως στις 4/1 το πλοίο φεύγει από την Κίνα όπου ήταν σε στάση και καταλήγει στα UAE στις 8/2 όπου ξαναγεμίζει τις δεξαμενές του.

Οπότε μπορώ να δημιουργήσω δύο καμπύλες για τα δύο ταξίδια του πλοίου. Η καμπύλη **A** για το ταξίδι του πλοίου με **γεμάτες τις δεξαμενές του** και η καμπύλη **B** για το ταξίδι με **άδειες δεξαμενές**.



**Διάγραμμα 5.5:** Διάγραμμα ισχύος-στροφών

Για την σωστότερη απεικόνιση απομονώνω τα δεδομένα και παράγω καμπύλες εξαρτώμενες από την ταχύτητα.



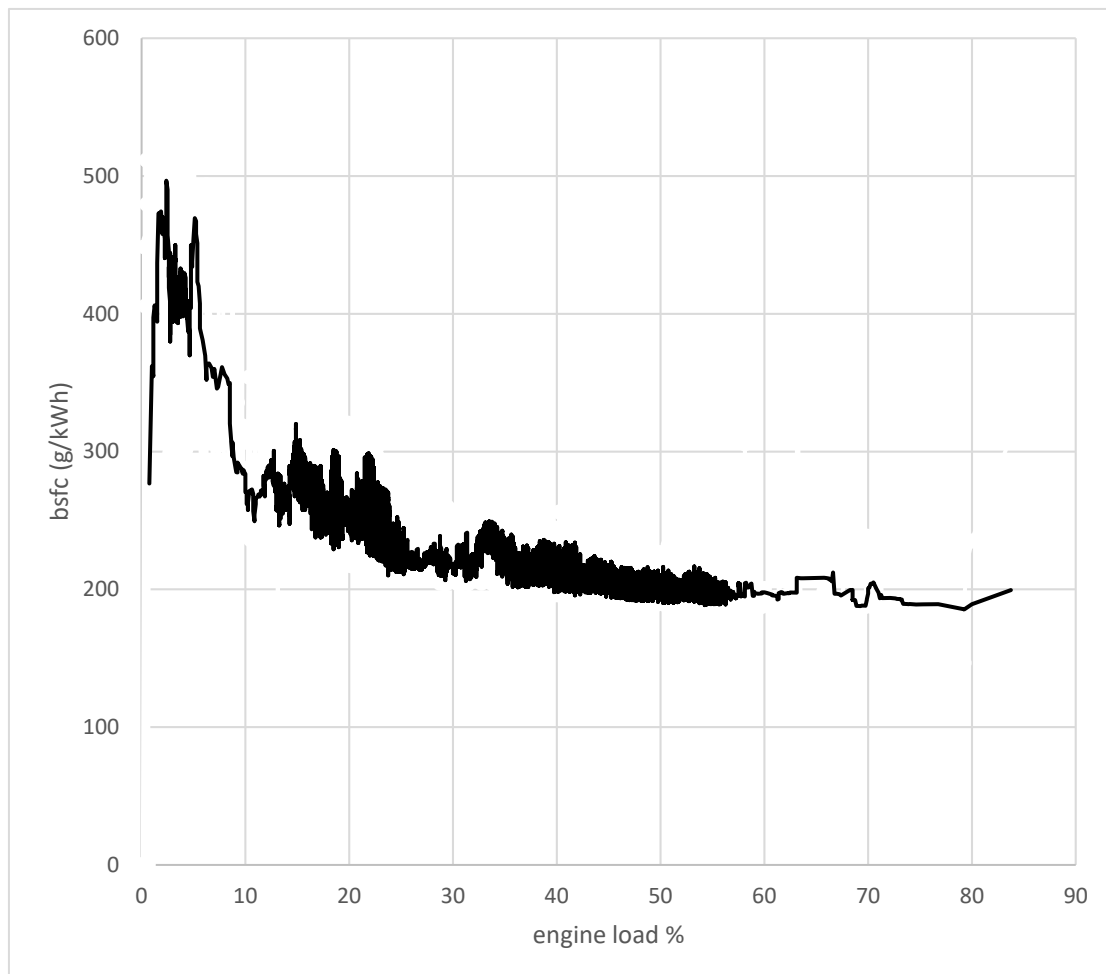
**Διάγραμμα 5.6:** Διάγραμμα ισχύος-στροφών

Παρατηρώ πως από τα διαγράμματα ισχύος του ανεξάρτητου συστήματος η καμπύλη μετακινείται προς τα αριστερά, δηλαδή απαιτείται από την μηχανή του πλοίου περισσότερη ισχύ για διατήρηση ίδιας ταχύτητας όταν το πλοίο ταξιδεύει με γεμάτες τις δεξαμενές του απ' όταν είναι άδειες.

## 5.4 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Ως ειδική κατανάλωση καυσίμου (brake specific fuel consumption – bsfc) ορίζεται η κατανάλωση καυσίμου της μηχανής σε g ανά kW ανά ώρα (g/kWh). Αποτελεί δηλαδή μια ένδειξη της ροής καυσίμου ανά kW της παραγόμενης ισχύος στον άξονα της μηχανής (γι' αυτό και ονομάζεται brake sfc). Διαιρώντας με την ισχύ την κατανάλωση καυσίμου επιτυγχάνουμε μια μορφή 'αδιαστατοποίησης' της κατανάλωσης. Συνεπώς μέσω της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορούν να συγκριθούν ως προς την οικονομική τους λειτουργία μηχανές διαφορετικών μεγεθών και ισχύων, γι' αυτό και αποτελεί ένα πολύ σημαντικό μέγεθος για κάθε μηχανή. Η μορφή της καμπύλης της bsfc σε σχέση με το φορτίο είναι παραβολικής μορφής, με ελάχιστο γύρω στο 70–80% του φορτίου. Είναι σημαντικό να τη διακρίνουμε από την απλή κατανάλωση καυσίμου (fuel rate), η οποία μετριέται σε kg/h και η οποία είναι γραμμική σε σχέση με το φορτίο διότι στους κινητήρες Diesel η αύξηση της ισχύος γίνεται ποιοτικά, με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγγεόμενης ποσότητας καυσίμου.

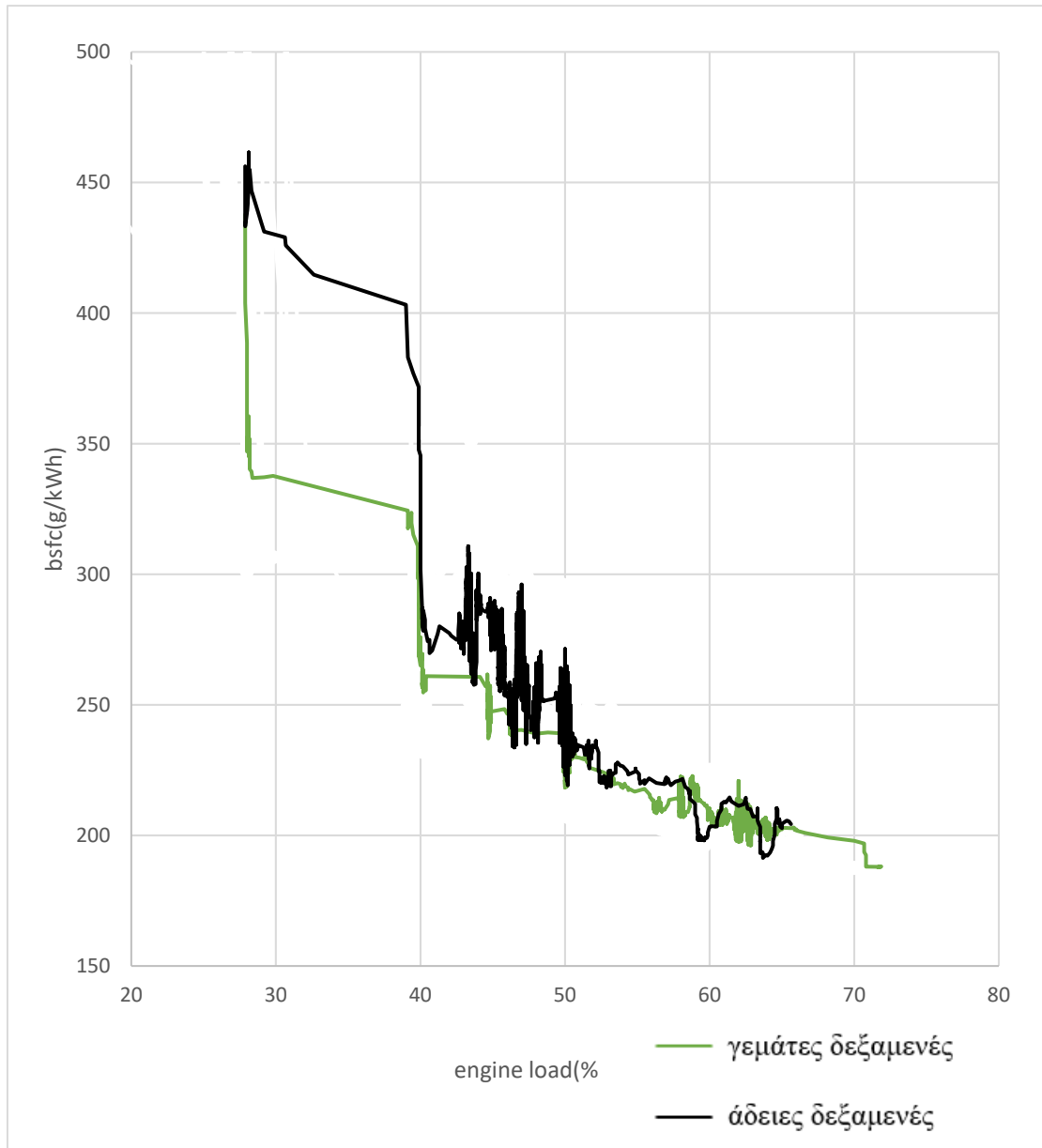
Το παρακάτω διάγραμμα δείχνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου συναρτήσει του φορτίου της μηχανής με βάσει τα δεδομένα από το ανεξάρτητο σύστημα για διάρκεια 6 μηνών.



Διάγραμμα 5.7: Ειδική κατανάλωση καυσίμου

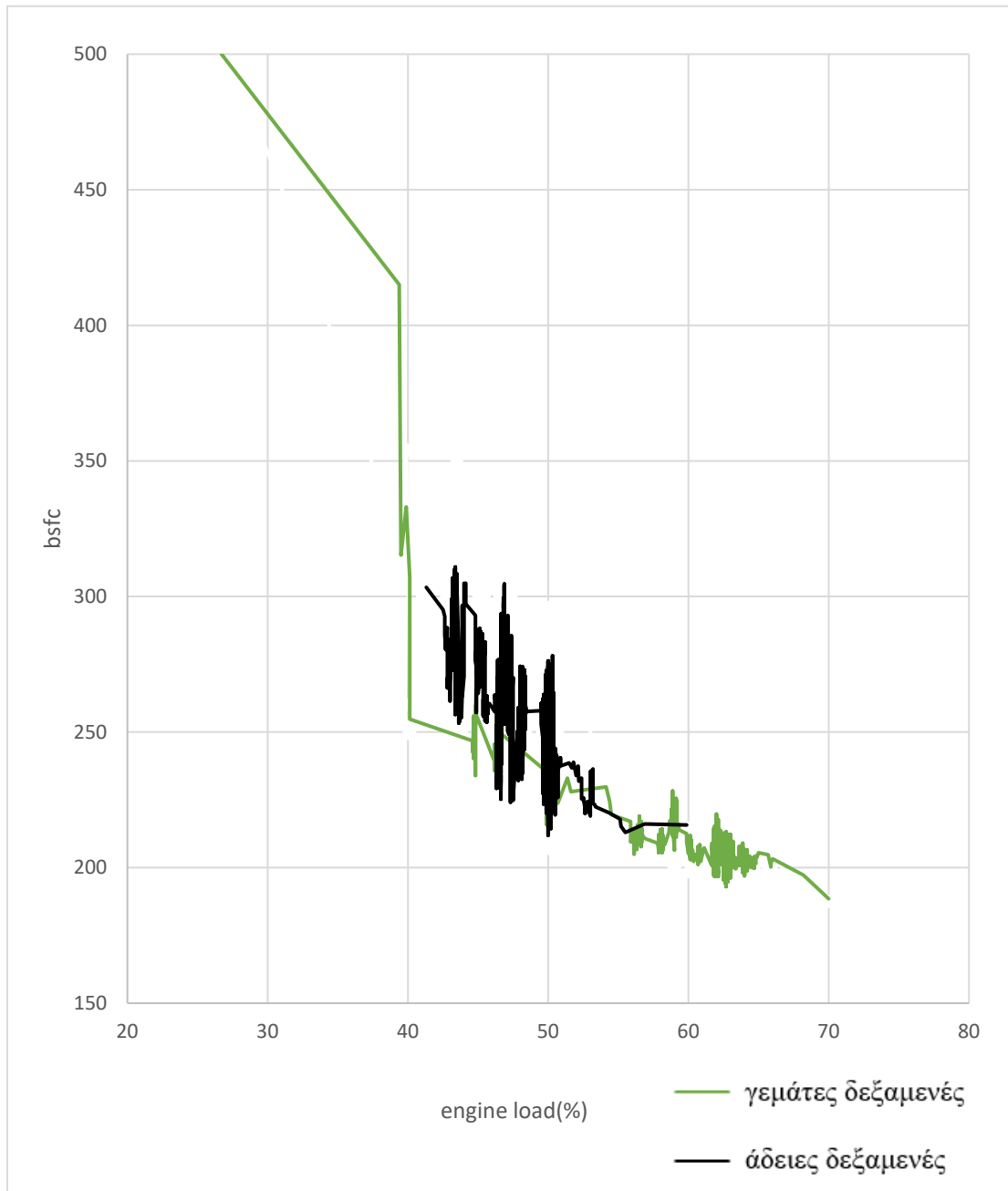


Για την καλύτερη απεικόνιση φτιάχνω 2 καμπύλες, μία για γεμάτες δεξαμενές και μία για άδειες δεξαμενές.



Διάγραμμα 5.8: Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο επόμενο διάγραμμα έχω τις τιμές για σταθερή ταχύτητα 12 κόμβων.



**Διάγραμμα 5.9:** Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Παρατηρούμε πως η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι χαμηλότερη όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε υψηλό φορτίο. Αυτό οφείλεται κυρίως λόγω της υψηλότερης θερμοκρασίας και των μεγαλύτερων στροβιλισμών μέσα στον κύλινδρο, πράγμα που βοηθά στη καλύτερη διάσπαση των ατόμων και στην ανάμειξη των καυσίμων, με αποτέλεσμα να βελτιώνεται η διαδικασία ανάμειξης του αέρα-καυσίμου και κατά συνέπεια να υπάρχει υψηλότερη απόδοση καύσης.

## 5.5 Προσδιορισμός σταθεράς $c$ του νόμου της έλικας από τα SHOP TESTS.

Για τον συγκεκριμένο κινητήρα από τα δεδομένα των shop test μπορούμε να βρούμε την σταθερά  $c$ . Όπου:

$$c = \frac{P}{N^3}$$

Για

$P=14916,23$

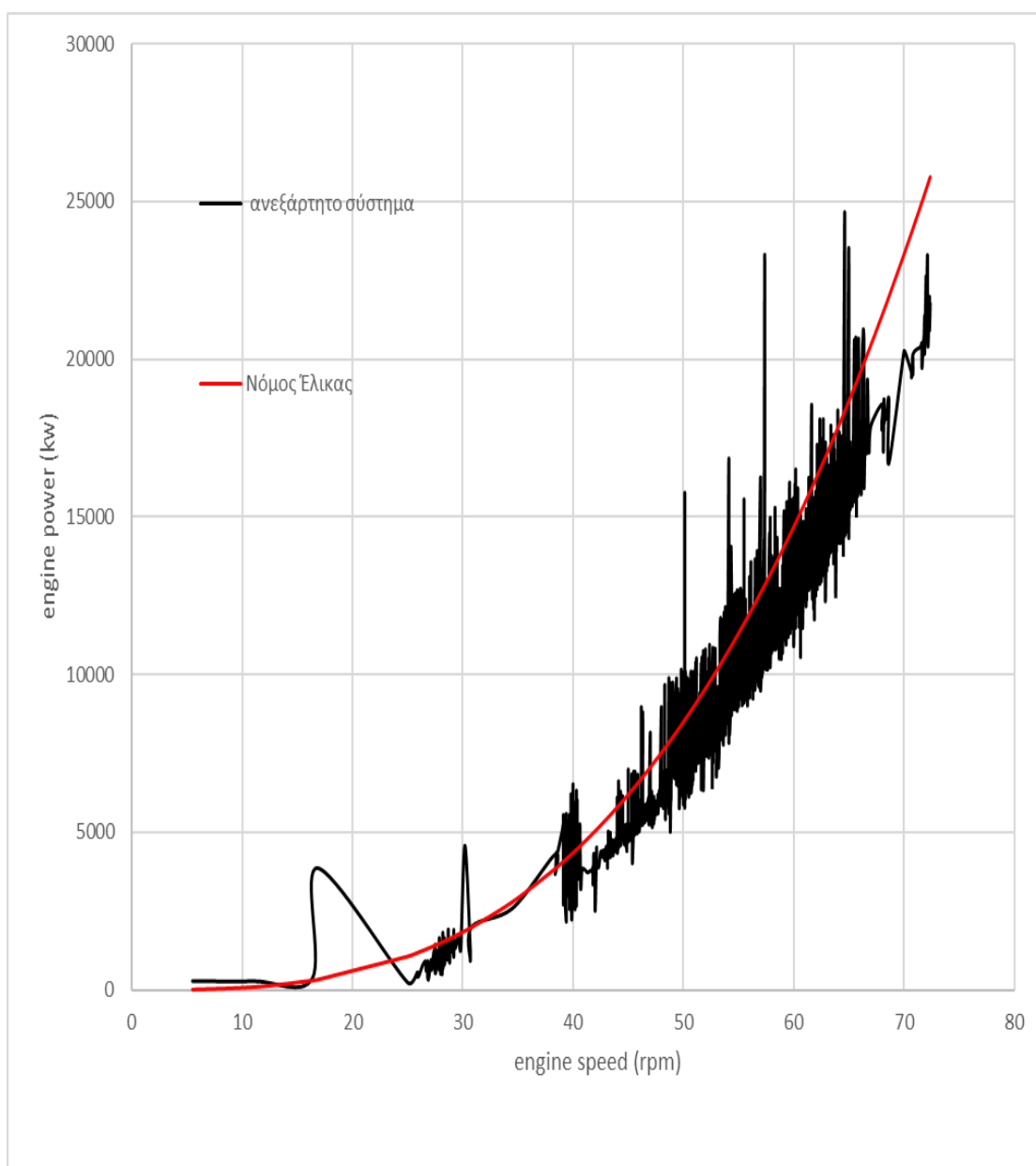
$N=60,3$

**$c = 0,068$**

Οπότε μπορώ να φτιάξω την καμπύλη του νόμου της έλικας στα παρακάτω διαγράμματα και να τοποθετήσω όλα τα δεδομένα από το ανεξάρτητο σύστημα ελέγχου και το torquemeter.

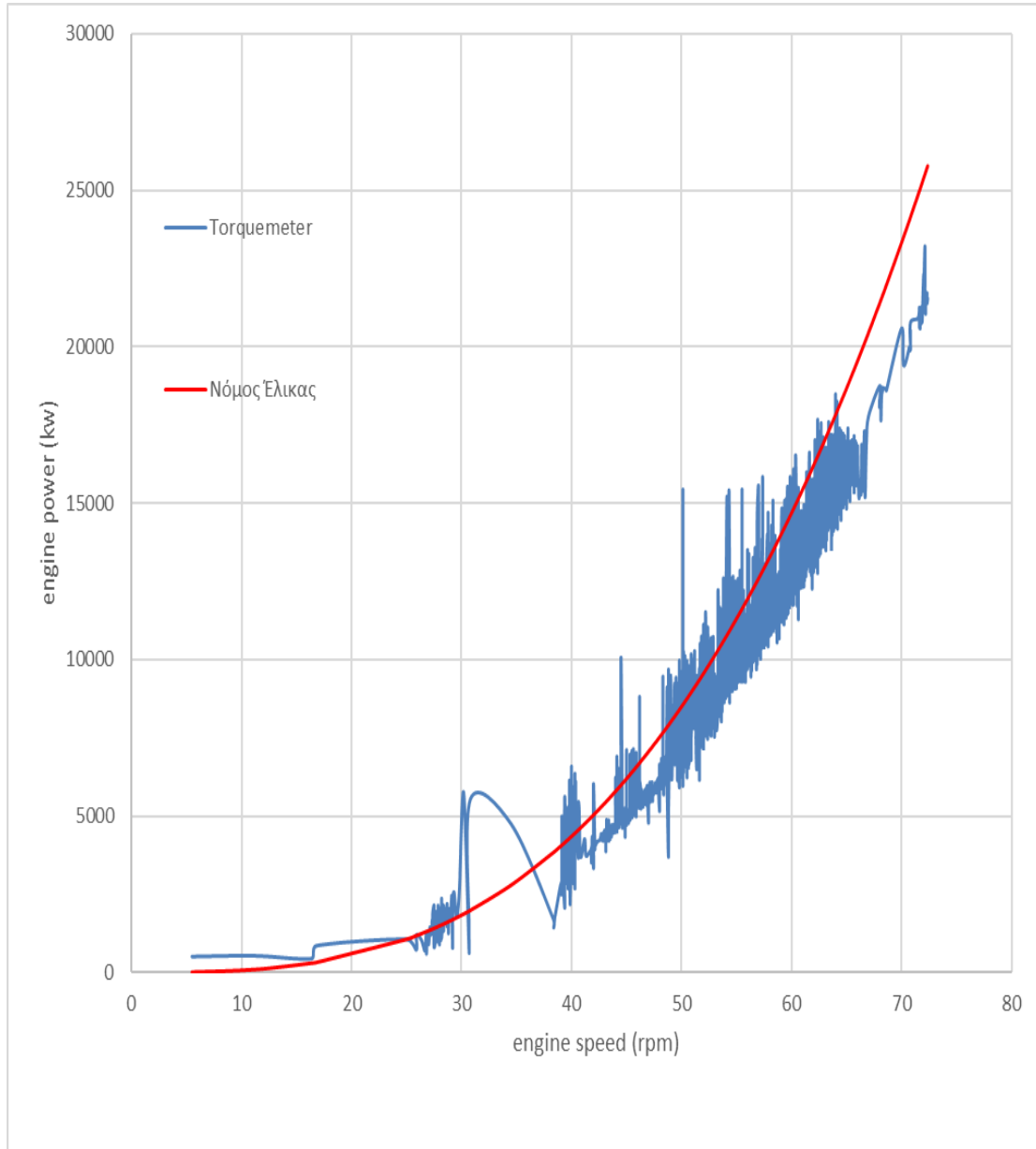
## 5.6 Συγκριτική αξιολόγηση των δεδομένων ισχύος του ανεξάρτητου διαγνωστικού συστήματος με το torquemeter

Το διάγραμμα Engine Power (kw)-Engine Speed (rpm) με όλα τα δεδομένα του ανεξάρτητου διαγνωστικού συστήματος ελέγχου σε διάρκεια 6 μηνών είναι παρακάτω.



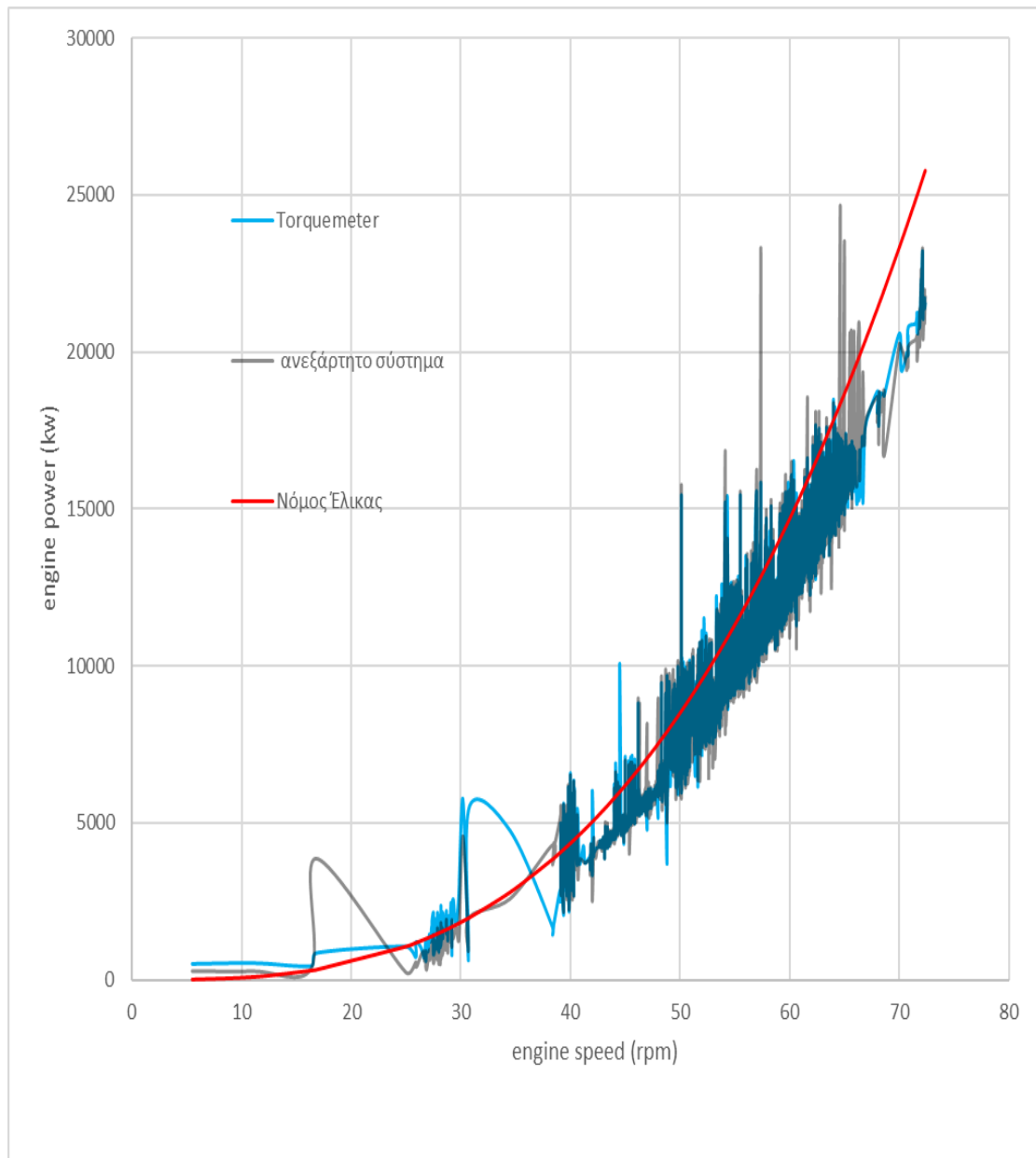
Διάγραμμα 5.10: Διάγραμμα ισχύος(ανεξάρτητο σύστημα)

Το διάγραμμα Engine Power (kw)-Engine Speed (rpm) με όλα τα δεδομένα του Torquemeter σε διάρκεια 6 μηνών είναι παρακάτω.



**Διάγραμμα 5.11:** Διάγραμμα ισχύος(torquemeter)

Στο παρακάτω διάγραμμα παρουσιάζω τα δεδομένα και από τα δύο συστήματα.

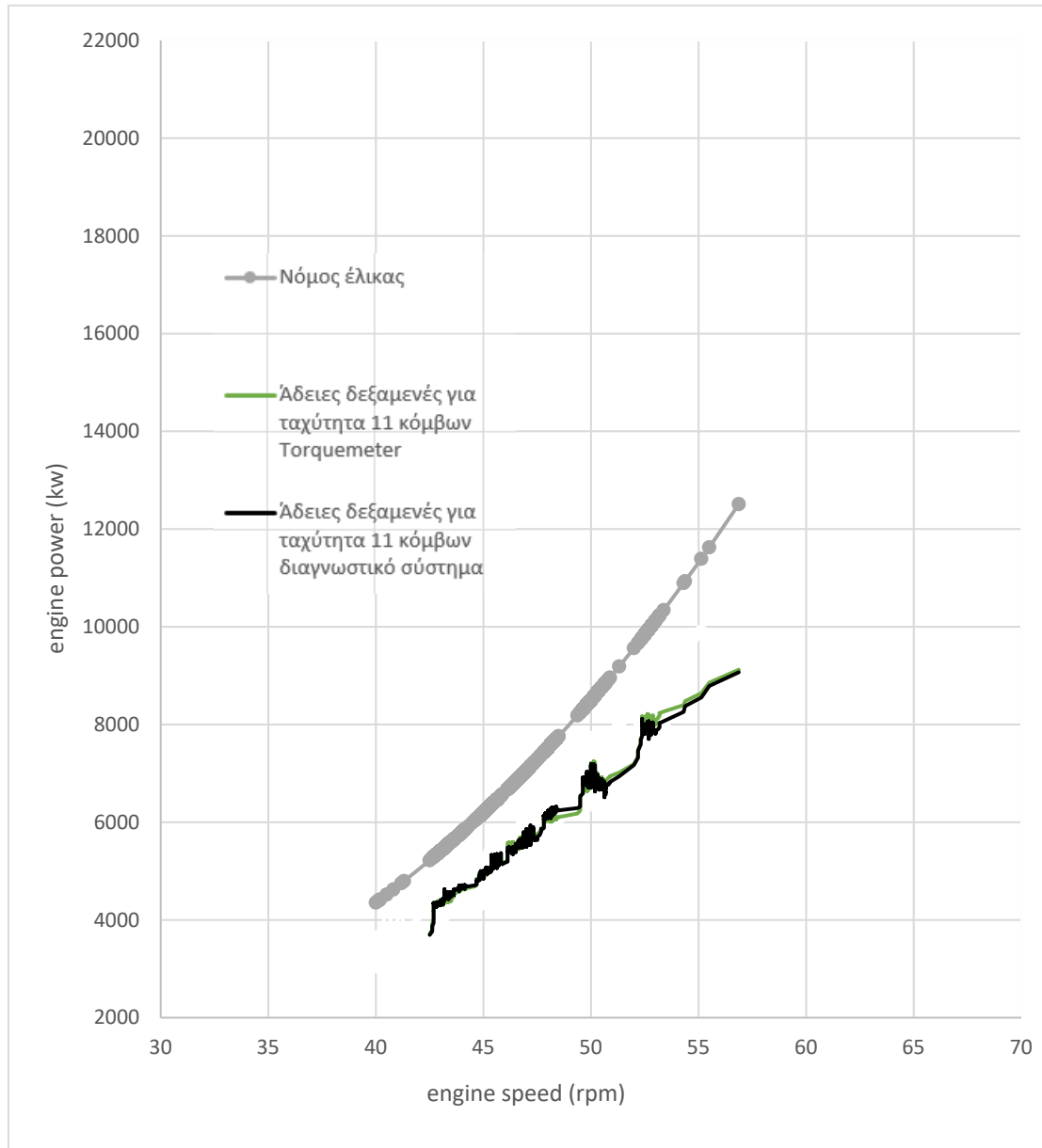


**Διάγραμμα 5.12** Διάγραμμα ισχύος(ανεξάρτητο σύστημα-torquemeter)

Για την καλύτερη απεικόνιση απομονώνω τα δεδομένα του ανεξάρτητου συστήματος και του Torque meter για δύο ταξίδια. Στο πρώτο ταξίδι οι δεξαμενές του πλοίου είναι άδειες και στο δεύτερο είναι γεμάτες.

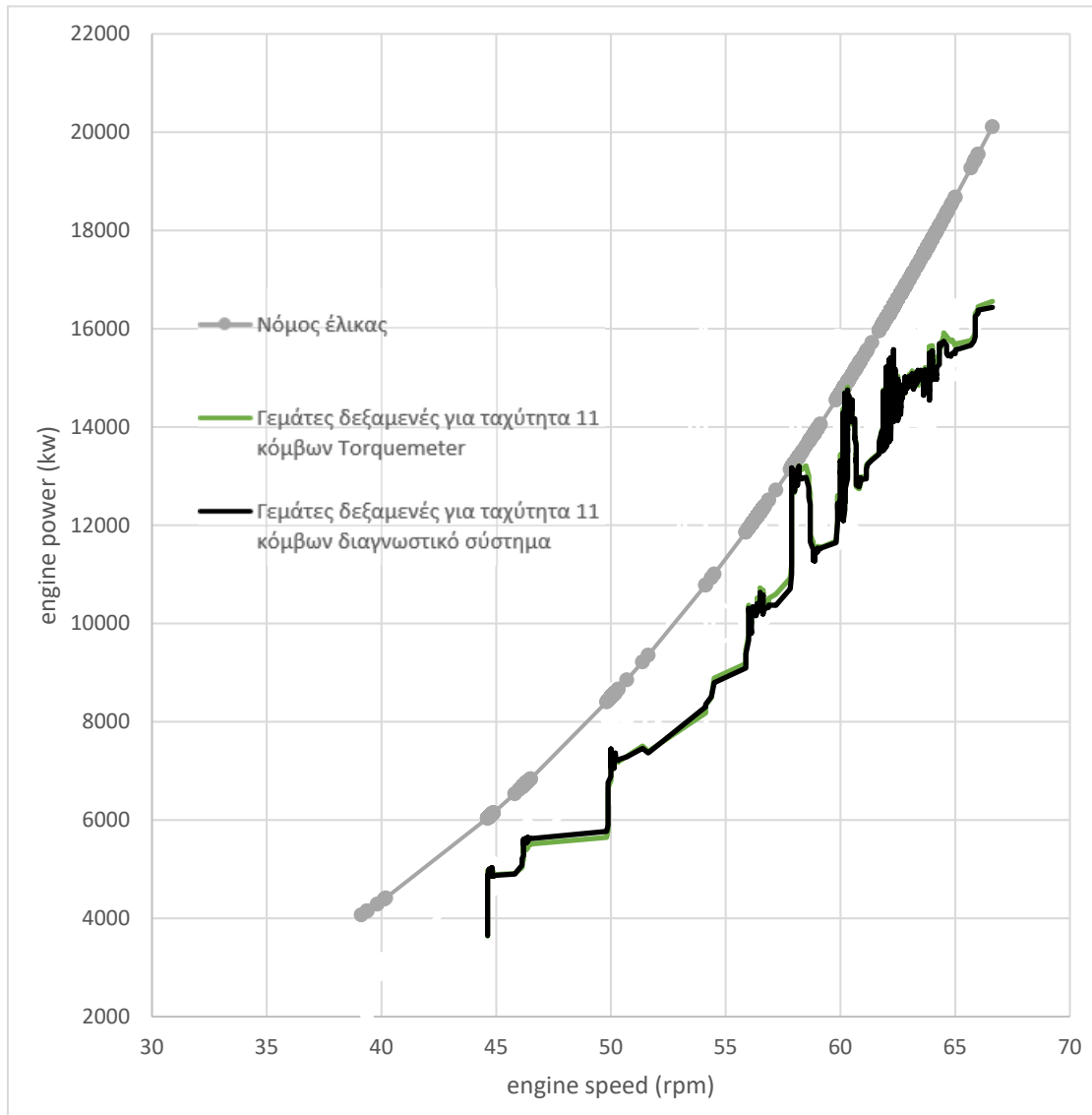
Τα διαγράμματα Engine Power (kw)-Engine Speed (rpm) με τα δεδομένα του ανεξάρτητου συστήματος και του Torque meter για ταχύτητα πλεύσης 11 κόμβων είναι τα ακόλουθα:

#### Για άδειες δεξαμενές:



Διάγραμμα 5.13: Διάγραμμα ισχύος(άδειες δεξαμενές)

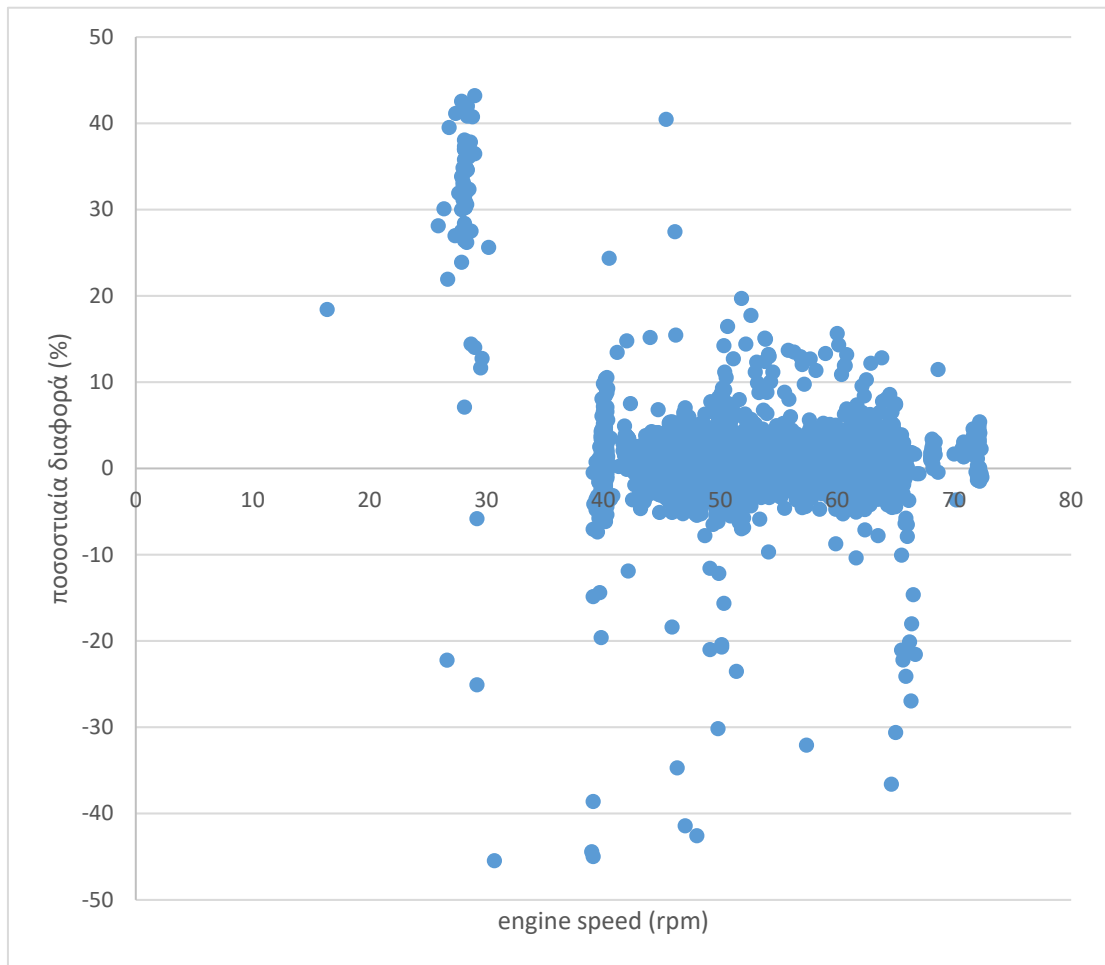
Για γεμάτες δεξαμενές:



Διάγραμμα 5.14: Διάγραμμα ισχύος(γεμάτες δεξαμενές)



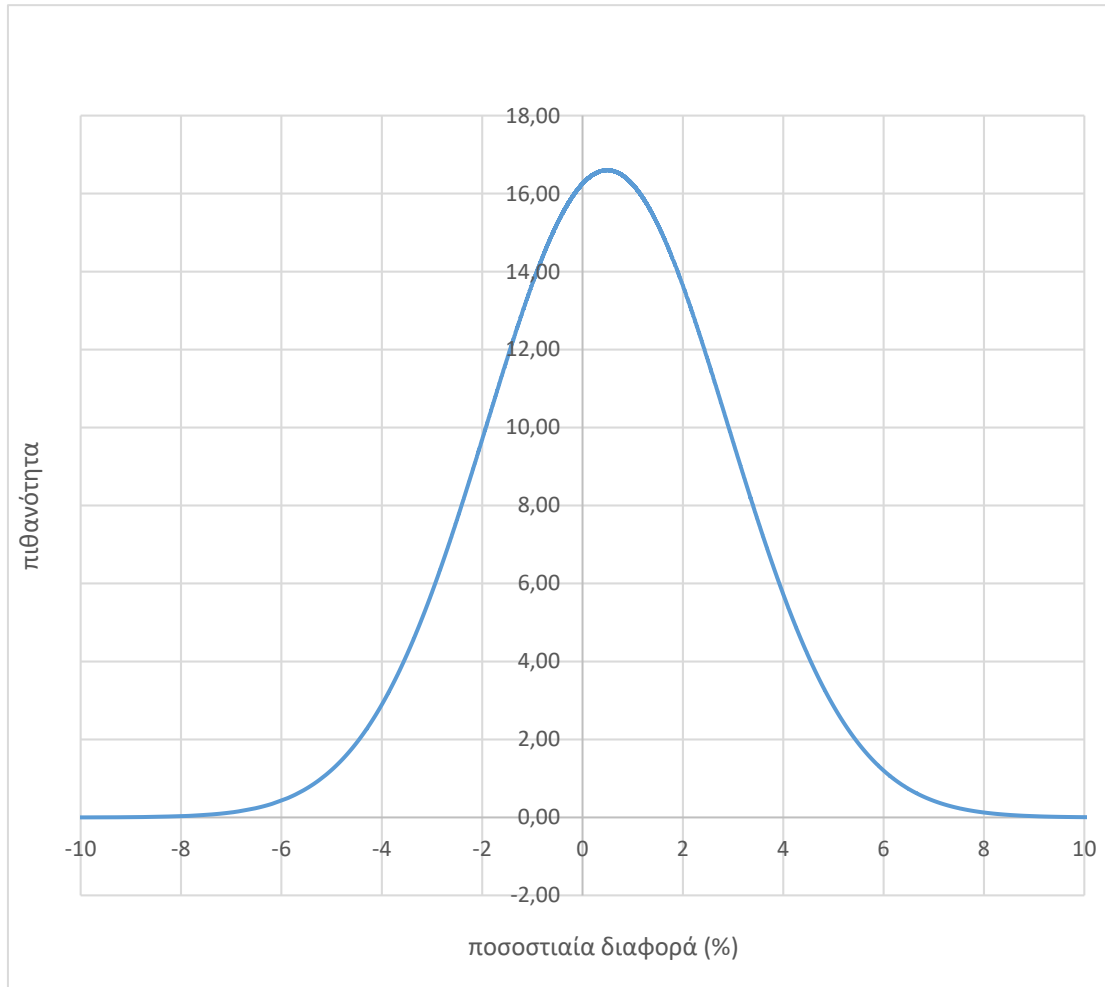
Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται η επί τις εκατό διαφορά των τιμών της ισχύος από το ανεξάρτητο σύστημα ελέγχου και το torque meter.



**Διάγραμμα 5.15:** Διάγραμμα ποσοστιαίας διαφοράς

Παρατηρούμε ότι τα δεδομένα του ανεξάρτητου συστήματος ελέγχου σχεδόν ταυτίζονται με τα δεδομένα από το Torque meter και η απόκλιση είναι ελάχιστη από τις 40 rpm και πάνω.

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται η συνάρτηση πυκνότητας πιθανότητας της ποσοστιαίας διαφοράς των τιμών του ανεξάρτητου συστήματος ελέγχου με τα δεδομένα από το Torque meter. Παρατηρούμε πως οι τιμές τείνουν να συγκεντρωθούν γύρω από το 0,49% που είναι και η μέση τιμή της διαφοράς.



**Διάγραμμα 5.16:** καμπύλη πιθανότητας ποσοστιαίας διαφοράς

# Κεφάλαιο 6

## Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μια ανακεφαλαίωση της διπλωματικής και αναφέρονται τα κυριότερα συμπεράσματα που προέκυψαν από την επεξεργασία των μετρήσεων των δύο μηχανών.

### 6.1 Ανακεφαλαίωση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύθηκαν και επεξεργάστηκαν μετρήσεις δύο μεγάλων βραδύστροφων δίχρονων ναυτικών μηχανών Diesel. Σκοπός της διπλωματικής ήταν η εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων σχετικά με τη λειτουργία των μηχανών αυτών και η συγκριτική αξιολόγηση τους. Οι μετρήσεις που επεξεργάστηκαν αντιστοιχούσαν σε ένα μεγάλο εύρος φορτίων.

Αρχικά έγινε μια βιβλιογραφική ανασκόπηση στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης και πιο συγκεκριμένα, σε δίχρονες ναυτικές μηχανές Diesel όπως αυτές που εξετάζονται. Έγινε αναφορά στους τρόπους υπερπλήρωσης και εν συνεχεία στον τρόπο επιλογής της μηχανής ανάλογα με την έλικα που θα κινήσει το πλοίο, με χρήση των διαγραμμάτων ρύθμισης και φόρτισης.

Στο επόμενο κεφάλαιο εκτιμήθηκε ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή και των συνιστωσών του (συμπιεστή-στροβίλου). Από την ανάλυση αυτή προέκυψαν δύο βασικές παρατηρήσεις. Πρώτον, επιβεβαιώθηκε πως ο υπερπληρωτής λειτουργεί μέσα στις προδιαγραφές που δίνει ο κατασκευαστής. Δεύτερον, τέθηκε θέμα αξιοπιστίας των μετρήσεων των θερμοκρασιών στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου, οι οποίες και διορθώθηκαν με χρήση ενεργειακού ισοζυγίου στον άξονα του υπερπληρωτή.

Στο επόμενο κεφάλαιο χρησιμοποιήθηκαν και συγκρίθηκαν δεδομένα από το torquemeter και το flowmeter του πλοίου AMPHITRITE με τα δεδομένα ενός διαγνωστικού συστήματος ανάλυσης για κινητήρες Diesel το οποίο αναπτύχθηκε από τον καθηγητή κ. Δ. Χουντάλα με σκοπό να ελεγχθεί η αξιοπιστία των μετρήσεων.

Παρακάτω παρατίθενται τα σημαντικότερα συμπεράσματα αυτής της διπλωματικής εργασίας.

## 6.2 Συμπεράσματα

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας εξήχθησαν ορισμένα συμπεράσματα σχετικά με τη λειτουργία των δύο κινητήρων και των τα οποία είναι:

### **Κινητήρας MAN 6S60ME-C8.2**

- Ο συμπιεστής των υπερπληρωτή είχε ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μεταξύ 0,77 και 0,81 σε φορτία μεταξύ 50% και 110% και 0,91 σε φορτίο 25%.
- Χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα των διορθωμένων θερμοκρασιών εισόδου – εξόδου στο στρόβιλο, ο ισεντροπικός του στροβίλου προκύπτει μεταξύ 0,86 και 0,97.
- Οπότε αρκούμαστε στο ότι οι ισεντροπικοί β.α. ήταν μέσα σε λογικές τιμές και άρα θεωρούμε τις μετρήσεις πιέσεων και θερμοκρασιών που αφορούν τη λειτουργία των συμπιεστών αξιόπιστες.

### **Κινητήρας DOOSAN-WARTSILA 7RT-flex84TD**

- Τα δεδομένα του flowmeter συγκρίθηκαν με τα δεδομένα του διαγνωστικού συστήματος ανάλυσης και παρατηρήθηκε ότι δεν υπάρχουν ουσιαστικές διαφοροποιήσεις στις καταναλώσεις ανά ημέρα μεταξύ των δύο συστημάτων.
- Τα δεδομένα του torquemeter συγκρίθηκαν με τα δεδομένα του διαγνωστικού συστήματος ανάλυσης και παρατηρήθηκε ότι από τις 30 rpm και πάνω δεν υπάρχουν σημαντικές διαφοροποιήσεις στα διαγράμματα της ισχύος συναρτήσει των στροφών μεταξύ των δύο συστημάτων. Επίσης, από το διάγραμμα της πυκνότητας πιθανότητας της ποσοστιαίας διαφοράς των τιμών του ανεξάρτητου συστήματος ελέγχου με τα δεδομένα από το Torquemeter μπορούμε να βγάλουμε το συμπέρασμα πως διαφορές μεγαλύτερες του 6% αποτελούν ένα πολύ μικρό ποσοστό των μετρήσεων της τάξης του 0,5% σε διάρκεια μετρήσεων 6 μηνών.

# Βιβλιογραφία

- Κ. Ρακόπουλος. Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1988.
- J.B. Heywood. Internal combustion engine fundamentals. McGraw-Hill Inc., New York, 1988.
- Λ. Κλιάνης & Ι. Νικολός & Ι. Σιδέρης. Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως. Εκδόσεις Ιδρύματος Ευγενίδου, Αθήνα, 2002.
- Κ. Ρακόπουλος & Δ. Χουντάλας. Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998.
- Ν. Π. Κυρτάτος. Ναυτικοί Κινητήρες Diesel. Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα, 1993.
- Basic principles of ship propulsion. MAN B&W Diesel, 2013.
- Ν. Π. Κυρτάτος. Βασικές αρχές πρόωσης πλοίων. Αθήνα, 2007.
- Doug Woodyard. Pounder 's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 9th Edition. Butterworth - Heinemann Publications, 2009.
- Denis Griffiths. Marine Low speed Diesel engines. IMarEST Publications, 2006.
- MAN 6S60ME-C8.2Project Guide.
- Influence of Ambient Temperature Conditions. MAN B&W Diesel, 2010.
- Κ. Ρακόπουλος & Ε. Γιακουμής. Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ. Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 2006.
- Δ. Πειρουνάκης. Συγκριτική αξιολόγηση μέσω προσομοίωσης της επίδρασης του βαθμού απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου στη λειτουργική συμπεριφορά δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel. Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, 2012.