



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

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

Ανάλυση και συγκριτική αξιολόγηση δεδομένων
από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης
μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel

ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ Α. ΛΟΥΡΑΝΤΟΣ

Επιβλέπων:
Δημήτριος Χουντάλας, Καθηγητής ΕΜΠ

ΑΘΗΝΑ
ΑΠΡΙΛΙΟΣ 2014

Πρόλογος

Με τη διπλωματική αυτή εργασία κλείνει με τον ιδανικότερο τρόπο ένας κύκλος φοίτησης από τον οποίο έχω να θυμάμαι κυρίως θετικά πράγματα. Αποκόμισα γνώσεις, φίλους αλλά κυρίως ένα συγκροτημένο τρόπο σκέψης και το ερέθισμα της συνεχούς αναζήτησης νέων γνώσεων.

Από τη θέση αυτή θα ήθελα να ευχαριστήσω ιδιαίτερα τον καθηγητή μου, επιβλέποντα αυτής της διπλωματικής, κο Δημήτριο Χουντάλα, ο οποίος μου έδωσε την δυνατότητα να ασχοληθώ με ένα θέμα που αφορά ναυτικούς κινητήρες, το οποίο με ενδιέφερε ιδιαίτερα, και που ήταν πάντοτε παρών για να με κατευθύνει και να λύσει οποιεσδήποτε απορίες μου. Οι γνώσεις και η εμπειρία του αποτέλεσαν πολύτιμο σύμμαχο στην προσπάθεια περάτωσης της διπλωματικής μου. Επίσης, οφείλω να ευχαριστήσω τους καθηγητές κο Κωνσταντίνο Ρακόπουλο και κο Ευάγγελο Γιακουμή οι οποίοι, ο μεν πρώτος με τα συγγράμματα του, ο δε δεύτερος με τη διδασκαλία του, με κέντρισαν να ασχοληθώ με αυτόν τον ιδιαίτερο κλάδο της μηχανολογίας, τις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης.

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, Ανδρέα και Ματίνα, 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.

*«Θαρσεῖν χρή,
τάχ' αὔριον ἔσσετ' ἄμεινον»*

Θεόκριτος
3^{ος} αι. π.Χ.

Περίληψη

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζονται δύο ίδιες ναυτικές μηχανές Diesel βάσει μετρήσεων που λήφθηκαν κατά τις δοκιμές στο ναυπηγείο (shop tests) και τις δοκιμές θαλάσσης (sea trials) των πλοίων στα οποία είναι εγκατεστημένες. Υπάρχουν δηλαδή τέσσερις σειρές μετρήσεων, δύο για κάθε μηχανή. Οι μετρήσεις από τα shop tests αποτελούν τις καμπύλες αναφοράς για την κάθε μηχανή βάσει των οποίων συγκρίνεται η απόδοση τους στα sea trials. Οι περισσότερες μετρήσεις των λειτουργικών μεγεθών των μηχανών ανάγονται στις ίδιες συνθήκες αναφοράς με χρήση των σχέσεων διόρθωσης που παρέχει ο κατασκευαστής, ώστε να είναι συγκρίσιμες μεταξύ τους καθώς οι δύο μηχανές βρίσκονται σε διαφορετικά ναυπηγεία και οι μετρήσεις έχουν ληφθεί διαφορετικές εποχές. Μετά τη διόρθωση οι τιμές των λειτουργικών μεγεθών αποτυπώνονται σε διαγράμματα, συναρτήσε κυρίως του φορτίου, ώστε να φανεί αν υπάρχει συσχέτιση μεταξύ τους ή κάποια ουσιαστική διαφορά. Έπειτα, αφού απομονωθούν τα σημαντικότερα μεγέθη εξ αυτών και βγουν τα πρώτα συμπεράσματα σχετικά με τη λειτουργία των δύο μηχανών εξετάζεται η λειτουργία των υπερπληρωτών των μηχανών.

Οι μηχανές αυτές είναι υποχρεωτικά υπερπληρούμενες και φέρουν ζεύγος στροβιλοϋπερπληρωτών το οποίο καθορίζει τα χαρακτηριστικά του αέρα στην είσοδο των κυλίνδρων, επηρεάζοντας έτσι τη συμπεριφορά όλη της μηχανής. Υπολογίζονται οι λόγοι πίεσης, οι παροχές αέρα και καυσαερίων και οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπίεστη και στροβίλου για κάθε υπερπληρωτή, με σκοπό να αποφανθούμε, για τη σωστή ή όχι λειτουργία τους. Παράλληλα ελέγχεται η αξιοπιστία των μετρήσεων μέσω των υπολογισμών αυτών. Τέλος γίνεται μια συνολική παρουσίαση των αποτελεσμάτων που βρέθηκαν και γίνεται εκτίμηση της κατάστασης των μηχανών και η συγκριτική αξιολόγηση τους.

Abstract

The current diploma thesis examines two identical large two-stroke marine diesel engines according to measurements taken during the shop tests and sea trials of the ships they are installed. There are four series of measurements, two for each engine. The measurements from the shop tests form the reference curves that constitute the comparative criterion of the engines' sea trial performance. Most of those measurements are corrected to the same reference conditions using correction formulas provided by the manufacturer of the engine. This way the engines can be compared despite the fact that they are placed in different shipyards and are subject to different climate conditions. After the correction, the measurements are plotted on diagrams, versus the engine's load, in order to notice if there is a correlation or any actual disparity between them. Afterwards, since the most important of those measurements are isolated and the first conclusions concerning the performance of the two engines emerge, the operation of the turbochargers is analyzed.

Those engines are necessarily supercharged and bring a couple of turbochargers which specify the scavenge air's thermodynamical characteristics at the engine's inlet manifold, thus affecting the behavior of the whole engine. Pressure ratios, air and exhaust gas flows and isentropic efficiencies of compressor and turbine of each turbocharger are calculated, in order to decide if the turbochargers operate properly or not. At the same time, the credibility of the measurements is checked through these calculations. Finally, there is an overall presentation of the conclusions we arrived at and the comparative evaluation of the engines.

Περιεχόμενα

1	Εισαγωγή	1
1.1	Σκοπός της διπλωματικής εργασίας	1
1.2	Δομή της διπλωματικής εργασίας	1
2	Ναυτικοί Κινητήρες Diesel	3
2.1	Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης	3
2.1.1	Γενικά στοιχεία περί MEK	3
2.1.2	Κατηγορίες εμβολοφόρων MEK	6
2.1.3	Κατάταξη MEK ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου	8
2.1.4	Σύγκριση δίχρονων και τετράχρονων μηχανών	11
2.1.5	Κατάταξη MEK ανάλογα με τον τρόπο εναύσεως	12
2.2	Υπερπλήρωση στις MEK	13
2.2.1	Κατηγορίες συστημάτων στροβιλοϋπερπλήρωσης	14
2.3	Σύντομη θεωρία βραδύστροφων ναυτικών κινητήρων Diesel	18
2.4	Αντίσταση πλοίου και ο νόμος της έλικας	21
2.5	Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης	22
2.5.1	Εισαγωγή	22
2.5.2	Πρόωση και σημεία λειτουργίας της μηχανής	23
2.5.3	Διάγραμμα ρυθμίσεως της μηχανής	26
2.5.4	Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής	27
2.5.5	Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης	31
2.5.6	Χαμηλότερη ρύθμιση κινητήρα	32
2.6	Κινητήρας και υπερπληρωτής που εξετάζονται	33
2.6.1	Ο κινητήρας MAN B &W 6S70MC-C8	33
2.6.2	Ο υπερπληρωτής Mitsubishi MET-MA	34
2.6.3	Καμπύλες λειτουργίας μηχανής	36
3	Διαδικασίες λήψης μετρήσεων και αναγωγή τους σε συνθήκες ISO	39
3.1	Δοκιμές της μηχανής	39
3.1.1	Διαδικασίες μέτρησης	39
3.1.2	Εργοστασιακές δοκιμές - Shop tests	42
3.1.3	Δοκιμές θαλάσσης - Sea trials	44
3.2	Σχέσεις διόρθωσης μετρούμενων μεγεθών	45
3.2.1	Διόρθωση ισχύος	46
3.2.2	Διόρθωση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου	46
3.2.3	Διόρθωση πίεσης αέρα σάρωσης	48

3.2.4	Διόρθωση πίεσης καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής	49
3.2.5	Διόρθωση μέγιστης πίεσης καύσης	49
3.2.6	Διόρθωση πίεσης συμπίεσης	50
3.2.7	Διόρθωση θερμοκρασιών εισόδου & εξόδου στο στρόβιλο	50
3.2.8	Διόρθωση ταχύτητας υπερπληρωτή	51
4	Παρουσίαση και σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών των 2 κινητήρων που εξετάζονται	52
4.1	Λειτουργικά μεγέθη από τα SHOP TESTS	53
4.1.1	Ισχύς πέδης	53
4.1.2	Ειδική κατανάλωση καυσίμου	54
4.1.3	Μέγιστη πίεση καύσης	54
4.1.4	Πίεση συμπίεσης	55
4.1.5	Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου	56
4.1.6	Θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου	57
4.1.7	Πίεση αέρα σάρωσης	58
4.1.8	Θερμοκρασία αέρα σάρωσης	58
4.1.9	Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης	60
4.1.10	Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου συμπίεστη	60
4.1.11	Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής	61
4.1.12	Πίεση αντίθλιψης στην έξοδο του στροβίλου	62
4.2	Λειτουργικά μεγέθη από τα SEA TRIALS	63
4.2.1	Ισχύς κινητήρα	63
4.2.2	Ειδική κατανάλωση καυσίμου	64
4.2.3	Μέγιστη πίεση καύσης	65
4.2.4	Πίεση συμπίεσης	65
4.2.5	Θερμοκρασία καυσαερίων στη είσοδο του στροβίλου	67
4.2.6	Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο	67
4.2.7	Πίεση αέρα σάρωσης	67
4.2.8	Θερμοκρασία αέρα σάρωσης	67
4.2.9	Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης	68
4.2.10	Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής	69
4.3	Σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών από shop tests και sea trials	70
4.3.1	Πίεση αέρα σάρωσης και πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής	71
4.3.2	Πίεση συμπίεσης και μέγιστη πίεση κυλίνδρου	73
4.3.3	Πιέσεις κυλίνδρου συναρτήσει της πίεσης σάρωσης	74
4.3.4	Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στο στρόβιλο	77
5	Ανάλυση της λειτουργίας των υπερπληρωτών	79
5.1	Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης	80
5.1.1	Ενεργειακό ισοζύγιο συμπίεστη – στροβίλου	80
5.1.2	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη	80
5.1.3	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	81
5.1.4	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή	82
5.2	Υπολογισμός λειτουργικών μεγεθών υπερπληρωτών	83
5.2.1	Περιγραφή διάταξης	83
5.2.2	Περιγραφή υπολογισμού πίεσης – θερμοκρασίας σε κάθε θέση	83

5.2.3	Περιγραφή απλοϊκής εκτίμησης παροχής αέρα συμπιεστή – στροβίλου	85
5.3	Λειτουργικά μεγέθη υπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές . . .	87
5.3.1	Πιέσεις και θερμοκρασίες	87
5.3.2	Παροχή αέρα και καυσαερίου	88
5.3.3	Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, συμπιεστή, στροβίλου και υπερπληρωτή	90
5.3.4	Παροχή μάζας και λόγος πίεσης συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα	95
5.4	Λειτουργικά μεγέθη υπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης	97
5.4.1	Πιέσεις και θερμοκρασίες	97
5.4.2	Παροχή αέρα και καυσαερίου	97
5.4.3	Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και υπερπληρωτή	99
5.4.4	Παροχή μάζας και λόγος πίεσης του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα	104
5.5	Σύγκριση των αποτελεσμάτων για τους υπερπληρωτές	106
6	Συγκριτική αξιολόγηση των κινητήρων και των υπερπληρωτών τους	112
6.1	Σημαντικότερα μεγέθη	112
6.1.1	Σύγκριση καμπύλης ισχύος	112
6.1.2	Διορθωμένη θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο	114
6.1.3	Ειδική κατανάλωση καυσίμου	116
6.2	Διαφορές που παρατηρήθηκαν στις δύο μηχανές	117
6.2.1	Διαφορές μεταξύ shop test και sea trials	118
6.2.2	Διαφορές των κινητήρων Α και Β	119
7	Ανακεφαλαίωση - Συμπεράσματα	120
7.1	Ανακεφαλαίωση	120
7.2	Παρατηρήσεις - Συμπεράσματα	121

Κατάλογος σχημάτων

2.1	Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα στροφάλου	4
2.2	Κύκλοι λειτουργίας μιας 4χρονης μηχανής Otto	9
2.3	Κύκλοι λειτουργίας δίχρονης μηχανής	10
2.4	Πίεση καυσαερίων σε σύστημα παλμών	15
2.5	Πίεση καυσαερίων σε σύστημα σταθερής πίεσης	16
2.6	Διάγραμμα ρυθμίσεως μηχανής και σημεία λειτουργίας	25
2.7	Διάγραμμα φόρτισης μηχανής	28
2.8	Διάγραμμα φόρτισης με 2 καμπύλες επιτάχυνσης	30
2.9	Εκτεταμένο διάγραμμα φόρτισης	31
2.10	Επεξήγηση της κωδικής ονομασίας των μηχανών MAN Diesel	34
2.11	Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής που εξετάζουμε	35
2.12	Καμπύλες λειτουργίας της μηχανής MAN B&W S70MC-C8	37
2.13	Τομή της μηχανής MAN B&W S70MC-C8	38
3.1	Σύστημα μέτρησης μηχανής	40
3.2	Κατάλογος αισθητήρων της μηχανής MAN B&W S70MC-C8	41
3.3	Δυναμοδεικτικό διάγραμμα 2-X ναυτικού κινητήρα Diesel	43
4.1	Καμπύλες έλικας (heavy propeller curves) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	53
4.2	Ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	55
4.3	Ροή καυσίμου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	55
4.4	Μέγιστη πίεση καύσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	56
4.5	Πίεση συμπίεσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	56
4.6	Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	57
4.7	Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	58
4.8	Πίεση αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	59
4.9	Θερμοκρασία αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	59
4.10	Θερμοκρασία νερού ψύξης του αέρα σάρωσης στην είσοδο του ψυγείου αέρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	60
4.11	Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	61
4.12	Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου του συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	61
4.13	Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	62
4.14	Πίεση αντίθλιψης στην έξοδο του στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	62
4.15	Καμπύλες έλικας (light propeller curves) κατά τις δοκιμές θαλάσσης	63
4.16	Ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά τις δοκιμές θαλάσσης	64

4.17 Ροή καυσίμου κατά τις δοκιμές θαλάσσης	65
4.18 Μέγιστη πίεση καύσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης	66
4.19 Πίεση συμπίεσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης	66
4.20 Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο κατά τις δοκιμές θαλάσσης	67
4.21 Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο κατά τις δοκιμές θαλάσσης	68
4.22 Πίεση αέρα σάρωσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης	68
4.23 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	69
4.24 Θερμοκρασία νερού ψύξης του αέρα σάρωσης στην είσοδο του ψυγείου αέρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	69
4.25 Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης κατά τις δοκιμές θα- λάσσης	70
4.26 Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής κατά τις δοκιμές θαλάσσης	70
4.27 Πίεση αέρα σάρωσης συναρτήσει του φορτίου	72
4.28 Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου	72
4.29 Πίεση συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου	73
4.30 Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει του φορτίου	74
4.31 Πίεση συμπίεσης συναρτήσει της πίεσης σάρωσης	75
4.32 Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει της πίεσης σάρωσης	75
4.33 Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα με καθυστέρηση ανάφλεξης καυ- σίμου	77
4.34 Πίεση καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής συναρτήσει της πίεσης σάρωσης	77
4.35 Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο	78
4.36 Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο	78
5.1 Διάγραμμα Θερμοκρασίας – Εντροπίας στροβιλοϋπερπληρωτή	82
5.2 Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος κινητήρα – στροβιλοϋπερπλη- ρωτή	83
5.3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	91
5.4 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	92
5.5 Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	93
5.6 (Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	94
5.7 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή για φορτία άνω του 50% κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	95
5.8 Παροχή αέρα συμπίεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	96
5.9 Λόγος πίεσης συμπίεστή (p_c) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	96
5.10 Λόγος πίεσης στροβίλου (p_T) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	97
5.11 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	102

5.12	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	103
5.13	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	104
5.14	(Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	105
5.15	Παροχή αέρα συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	105
5.16	Λόγος πίεσης συμπιεστή (π_C) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	106
5.17	Λόγος πίεσης στροβίλου (π_T) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης	106
5.18	Ταχύτητα υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου	107
5.19	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	108
5.20	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	109
5.21	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή	110
5.22	Λόγος πίεσης συμπιεστή	111
6.1	Καμπύλες φόρτισης της μηχανής	113
6.2	Περιθώριο ισχύος των μηχανών	114
6.3	Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο απ' τις μετρήσεις	115
6.4	(Διορθωμένη) θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο	115
6.5	Ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) των δύο μηχανών σε shop tests και sea trials	116

Κατάλογος πινάκων

2.1	Συνδυασμοί ισχύος και ταχύτητας της μηχανής MAN B & W 6S70MC-C8	35
2.2	Χαρακτηριστικά της μηχανής MAN B & W 6S70MC-C8	36
3.1	Περιβαλλοντικές συνθήκες αναφοράς κατά ISO	45
3.2	Τροπικές συνθήκες αναφοράς κατά IACS	46
3.3	Χειμερινές συνθήκες αναφοράς κατά MAN	46
3.4	Συνθήκες αναγωγής των μετρήσεων κατά MAN	48
4.1	Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων	53
4.2	Συνθήκη απόπλυσης κυλίνδρων $p_{scav}/p_{exh}>1$	73
5.1	Χαρακτηριστικά των 2 υπερπληρωτών	79
5.2	Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα A κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	87
5.3	Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα A κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	88
5.4	Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα B κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	88
5.5	Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα B κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	89
5.6	Παροχή αέρα και καυσαερίου διαμέσου των 2 κινητήρων κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	89
5.7	Λόγοι πίεσης συμπίεστη των 2 υπερπληρωτών (π_C) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	90
5.8	Λόγοι πίεσης στροβίλου των 2 υπερπληρωτών (π_T) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	90
5.9	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	91
5.10	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	92
5.11	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	93
5.12	(Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	94
5.13	Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα A κατά τις δοκιμές θαλάσσης	98
5.14	Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα A κατά τις δοκιμές θαλάσσης	98

5.15 Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις δοκιμές θαλάσσης	99
5.16 Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις δοκιμές θαλάσσης	99
5.17 Παροχή αέρα και καυσαερίου διαμέσου των 2 κινητήρων κατά τις δοκιμές θαλάσσης	100
5.18 Λόγοι πίεσης συμπιεστή των 2 υπερπληρωτών (π_C) κατά τις δοκιμές θαλάσσης	100
5.19 Λόγοι πίεσης στροβίλου των 2 υπερπληρωτών (π_T) κατά τις δοκιμές θαλάσσης	101
5.20 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή κατά τις δοκιμές θαλάσσης .	101
5.21 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις δοκιμές θαλάσσης .	102
5.22 Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης	103
5.23 (Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις δοκιμές θαλάσσης	104
5.24 Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου	109

Κεφάλαιο 1

Εισαγωγή

1.1 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας

Σκοπός της παρούσης διπλωματικής εργασίας είναι η διόρθωση, ανάλυση, επεξεργασία και σύγκριση των μετρήσεων από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης, δύο βραδύστροφων δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel και η εκτίμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς τους. Οι ναυτικοί αυτοί κινητήρες είναι του ίδιου κατασκευαστή και ίδιας σχεδίασης, είναι όμως τοποθετημένοι σε διαφορετικού μεγέθους πλοία και φέρουν διαφορετικούς υπερπληρωτές. Η σύγκριση τους γίνεται με δύο τρόπους, συγκρίνονται οι διαφορές που παρουσιάζει κάθε κινητήρας σε shop test και sea trials αλλά επίσης, συγκρίνονται και οι δύο κινητήρες μεταξύ τους.

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. Η διπλωματική αφορά μια τέτοια μηχανή της οποίας τα χαρακτηριστικά δίνονται στο τέλος του κεφαλαίου.

Στο **κεφάλαιο 3** γίνεται μια αναφορά στις διαδικασίες μέτρησης, με ποιό τρόπο γίνονται και ποιά είναι τα μετρούμενα μεγέθη σε μια ναυτική μηχανή Diesel. Στη συνέχεια περιγράφονται οι διαδικασίες λήψης μετρήσεων σε εργοστασιακές δοκιμές (shop tests) και σε δοκιμές θαλάσσης (sea trials), δοκιμές οι οποίες γίνονται σε κάθε ναυτική μηχανή, αρχικά για να πιστοποιηθεί ότι η λειτουργία της είναι σύμφωνα με της προδιαγραφές της, προτού τοποθετηθεί στο πλοίο κι έπειτα για να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της πάνω στο πλοίο. Η αναφορά αυτή γίνεται διότι στη διπλωματική αυτή θα συγκριθούν και θα αναλυθούν μετρήσεις από αυτές τις δύο κατηγορίες δοκιμών. Στο άλλο μισό του κεφαλαίου αυτού δίνονται οι σχέσεις διόρθωσης που προτείνει ο κατασκευαστής προκειμένου να αναχθούν ορισμένα μεγέθη απ' τις μετρήσεις σε συνθήκες αναφοράς και να καθίστανται συγκρίσιμα μεταξύ τους.

Στο **κεφάλαιο 4** γίνεται μια λεπτομερής αναφορά σε κάθε μετρούμενο χαρακτηρι-

στικό και παρατίθενται τα διαγράμματα των μετρηθέντων μεγεθών από τις εργοστασιακές και θαλάσσιες δοκιμές των δύο μηχανών που εξετάζουμε. Στο τέλος του κεφαλαίου αναλύονται τα βασικότερα μεγέθη που παρουσίασαν αποκλίσεις κατά τις δοκιμές αυτές.

Στο **κεφάλαιο 5** γίνεται ανάλυση της λειτουργίας των υπερπληρωτών των μηχανών. 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. Υπολογίζονται τα λειτουργικά χαρακτηριστικά των υπερπληρωτών (λόγοι πίεσης, παροχή αέρα, ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης) και γίνεται η αποτίμηση της λειτουργίας τους κατά τις εργοστασιακές και θαλάσσιες δοκιμές.

Στο **κεφάλαιο 6** συγκεντρώνονται, συγκρίνονται και αξιολογούνται οι μετρήσεις και σε συνδυασμό με τα αποτελέσματα των υπολογισμών του 5^{ου} κεφαλαίου, για τη λειτουργία των υπερπληρωτών, γίνεται μια εκτίμηση της κατάστασης των δύο κινητήρων.

Στο **κεφάλαιο 7** 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 ΜΕΚ και ναυτικών κινητήρων, το εγχειρίδιο της μηχανής, μερικές παλιότερες διπλωματικές εργασίες φοιτητών του ΕΜΠ και τεχνικά φυλλάδια κατασκευαστών ναυτικών κινητήρων (MAN B & W και Wärtsilä) που βρέθηκαν στο διαδίκτυο.

Κεφάλαιο 2

Ναυτικοί Κινητήρες Diesel

2.1 Σύντομη εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης

2.1.1 Γενικά στοιχεία περί MEK

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.

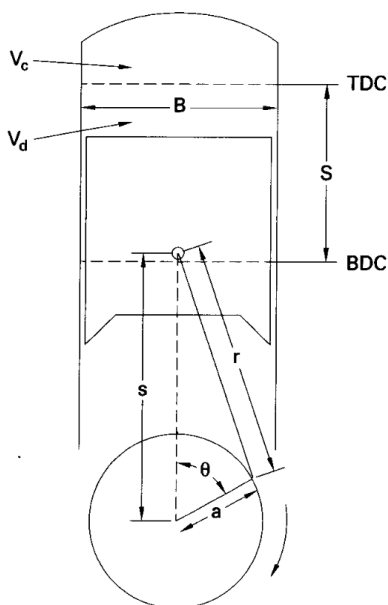
Οι θερμικές μηχανές μπορούν να χωριστούν σε μηχανές εσωτερικής και σε εξωτερικής καύσης. Στις τελευταίες τα προϊόντα της καύσης του καυσίμου και του αέρα, μεταφέρουν τη θερμότητα τους σε ένα ρευστό, μέσω κάποιας επιφάνειας συναλλαγής, το οποίο αποτελεί το εργαζόμενο μέσο για την παραγωγή μηχανικής ισχύος. 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 (MEK) 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) MEK, οι στατοί θερμοαντιδραστήρες και οι πυραυλοκινητήρες. Στις MEK, 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 [1].

Η εμβολοφόρος MEK 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 MEK, 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 [2]). 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)¹ και Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ)². Η απόσταση που διανύει το έμβολο από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ καλείται διαδρομή του εμβόλου ή ‘χρόνος’ και αντιστοιχεί σε μισή περιστροφή (180°) του στροφάλου.

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εμβολοφόρου κινητήρα είναι:

B = η διάμετρος του εμβόλου

a = η ακτίνα του στροφάλου

¹Top Dead Center - TDC

²Bottom Dead Center - BDC

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:

$$s = 2a \quad (2.1)$$

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

$$V_d = \pi A = \frac{\pi B^2 s}{4} \quad (2.2)$$

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

- Ο βαθμός συμπίεσης ϵ

$$\epsilon = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{V_o}{V_c} \quad (2.3)$$

- Ταχύτητα περιστροφής n σε rpm

- Γωνιακή ταχύτητα περιστροφής ω σε rad/s:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30} \quad (2.4)$$

- Γωνία στροφάλου θ

- Αδιάστατη παράμετρος λ :

$$\lambda = \frac{a}{r} \quad (2.5)$$

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

$$\sin\beta = \lambda \cos\theta \quad (2.6)$$

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:

$$x = (a + r) - a \cos\theta - r \cos\beta \quad (2.7)$$

όπου χρήση των εξισώσεων 2.5 και 2.6 καταλήγει στην:

$$x = a(1 - \cos\theta) + r(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}) \quad (2.8)$$

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

$$c = \omega a \sin\theta \left(1 + \frac{\lambda \cos\theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}} \right) \quad (2.9)$$

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

$$\beta = \omega^2 a \left[\cos\theta + \frac{\lambda(\cos 2\theta + \lambda^2 \sin^4\theta)}{(1 - \lambda^2 \sin^2\theta)^{\frac{3}{2}}} \right] \quad (2.10)$$

Με τις παραπάνω σχέσεις μπορούμε να υπολογίζουμε τα κινηματικά μεγέθη του εμβόλου συναρτήσει του *αδιάστατου αριθμού* λ , ο οποίος αποτελεί γεωμετρικό χαρακτηριστικό και είναι σταθερός αριθμός για κάθε κινητήρα, και της γωνίας στροφάλου θ 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:

$$\bar{c} = \frac{2sn}{60} = \frac{sn}{30} \quad (2.11)$$

2.1.2 Κατηγορίες εμβολοφόρων ΜΕΚ

Οι εμβολοφόρες παλινδρομικές μηχανές κατατάσσονται στις ακόλουθες κατηγορίες ανάλογα με [3]:

1. 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
2. Τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου για την ολοκλήρωση του κύκλου λειτουργίας:
 - 2-χρονης μηχανές (two-stroke engines)
 - 4-χρονης μηχανές (four-stroke engines)
3. Το είδος του καυσίμου:
 - Μηχανές βαρέως πετρελαίου (μαζούτ)
 - Μηχανές ελαφρών καυσίμων (πετρέλαιο Diesel, βενζίνη)

- Μηχανές αερίων καυσίμων
4. 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)
 5. Τον αριθμό των κυλίνδρων:
 - Μονοκύλινδρες
 - Πολυκύλινδρες
 6. 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
 7. Τον τρόπο ψύξεως των κυλίνδρων:
 - Αερόψυκτες
 - Υδροψυκτες
 8. Τον τρόπο σύνδεσης εμβόλου – διωστήρα:
 - Με βάκτρο και ζύγωμα
 - Χωρίς βάκτρο και ζύγωμα
 9. 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)
 10. Τον τρόπο εγκαταστάσεως
 - Μηχανές σταθερής ή μόνιμης βάσεως
 - Μηχανές κινούμενου φορέα (κινητές ή φορητές)
 11. Τη χρήση τους

- Μηχανές οχημάτων
 - Ναυτικές μηχανές
 - Βιομηχανικές (σταθερές)
 - Βιομηχανικές (σταθερές)
12. Τη μέθοδο εισαγωγής του καυσίμου (μόνο για βενζινομηχανές)
- Με εξαεριωτήρα (carburator)
 - Με αντλία εγχύσεως και εγχυτήρα (injection)
13. Τη φορά περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα:
- Ορισμένης φοράς περιστροφής (αριστερόστροφες ή δεξιόστροφες)
 - Αναστρέψιμες μηχανές
14. 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)
15. Τον τρόπο αποδόσεως της ισχύος:
- Σταθερών στροφών (και μεταβλητού φορτίου)
 - Μεταβλητών στροφών
16. Το είδος του θαλάμου καύσεως:
- Ενιαίος θάλαμος καύσεως
 - Διαιρούμενος θάλαμος καύσεως

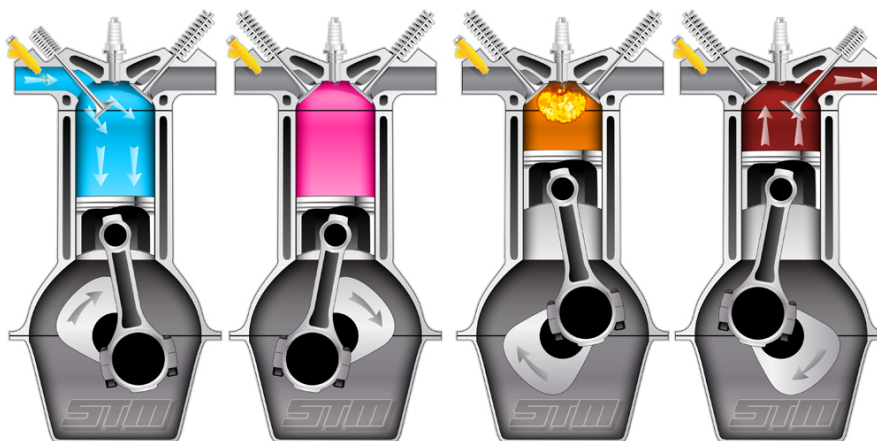
2.1.3 Κατάταξη ΜΕΚ ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου

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° της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές (χρόνους) εκ των οποίων οι δύο είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων. Στους 2-X κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί μόνο μια περιστροφή ή 360° 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:

- Συμπίεση

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

4-Χ κινητήρες

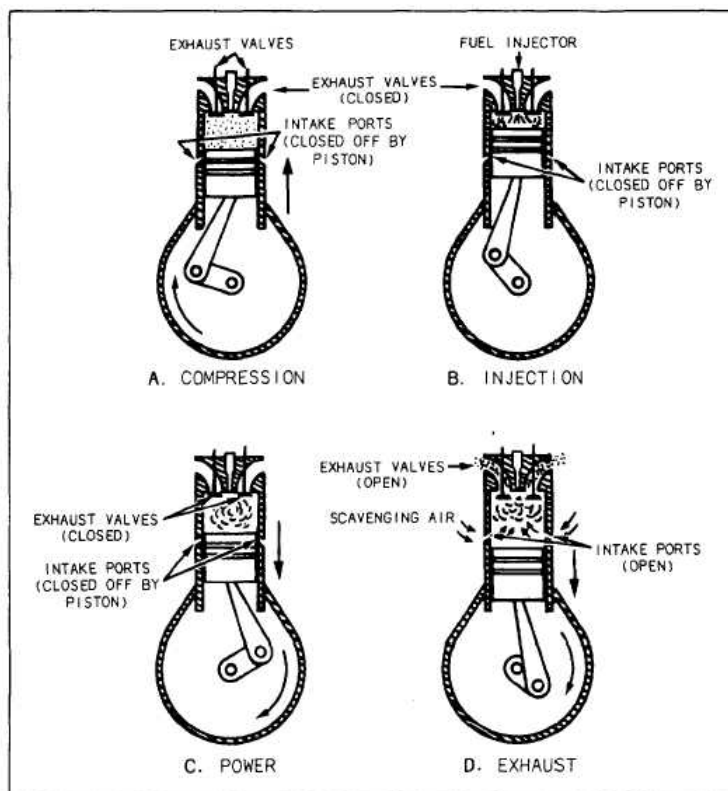


Σχήμα 2.2: Κύκλοι λειτουργίας μιας 4χρονης μηχανής Otto

Οι 4 κύκλοι λειτουργίας των τετράχρονων εμβολοφόρων ΜΕΚ είναι οι ακόλουθες (σχήμα 2.2)

1. **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.
2. **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.
3. **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 ($40 - 60^\circ$).
4. **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

1. **Συμπίεση**, η οποία ξεκινάει καθώς κλείνουν οι θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής ενώ κατευθύνεται το έμβολο από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Κατά τη διάρκειά της συμπιέζεται το εργαζόμενο μέσο που βρίσκεται στο εσωτερικό του κυλίνδρου και λίγο πριν το ΑΝΣ γίνεται η έναυση της καύσης.
2. **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 - σχήμα 2.3) 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 (σχήμα 2.3). 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 [4]:

1. 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.
2. 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 εκτόνωσης των καυσαερίων για να μπορέσουμε να αποκτήσουμε καλή σάρωση.
3. 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.
4. 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.
5. Στις τετράχρονες μηχανές είναι εύκολη η ρύθμιση των στοιχείων διανομής (π.χ. βαλβίδες εισαγωγής, εξαγωγής).

Πλεονεκτήματα δίχρονης μηχανής [4]:

1. 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.

2. 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.
3. 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 εξαεριοτής. 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 κύλινδρους. 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 [5], δηλαδή η αυξομείωση της ισχύος επιτυγχάνεται με μεταβολή του λ (λόγος αέρα-καυσίμου) μέσω μεταβολής της ανά κύκλο εγγεόμενης 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:

1. 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)
2. Το σχεδιασμό του συμπιεστή υπερπλήρωσης:
 - Θετικής εκτόπισης
 - Δυναμικής ροής
3. 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
4. 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 στρόβιλου. 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 θερμοκός 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 η_m .

Για λόγους χώρου και κόστους οι συμπιεστές των εμβολοφόρων ΜΕΚ είναι συνήθως ακτινικοί (φυγοκεντρικοί) και πολύ σπανιότερα αξονικοί, σε αντίθεση με τους στρόβιλους που απαντώνται και στις δύο μορφές. Κατασκευαστικοί πάντως λόγοι περιορίζουν συνήθως τους ακτινικούς στρόβιλους 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 περωτής 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.

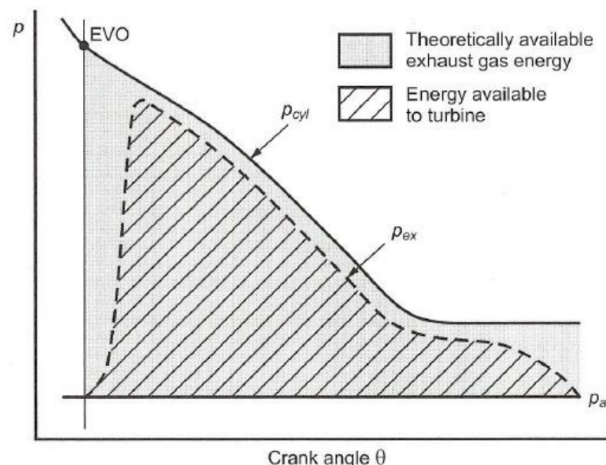
Τόσο ο ακτινικός όσο και ο αξονικός στρόβιλος λειτουργούν γενικά σε αρκετά χαμηλά επίπεδα θορύβου. Στο συμπιεστή όμως, παράγεται έντονο ηχητικό πεδίο, κυρίως κατά την είσοδο του ρευστού στο διαχύτη, εξαιτίας της ανομοιομορφίας του πεδίου ροής στο άκρο της κινητής περυγώσης. Η ένταση του θορύβου εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής και τον αριθμό των περυγίων της περωτής. 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 [6]:

- 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 φανερή 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 εκτονώσεως 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.

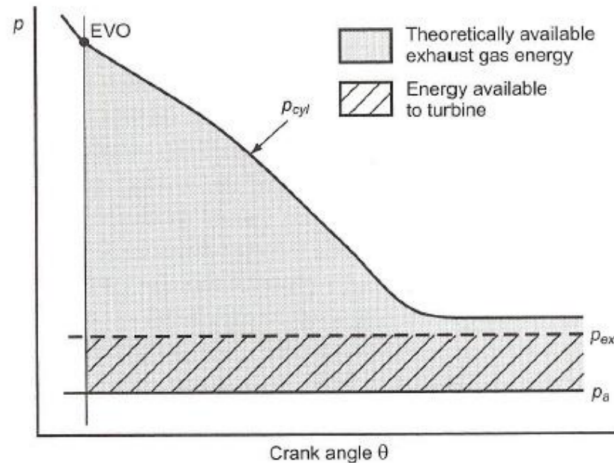


Σχήμα 2.4: Πίεση καυσαερίων σε σύστημα παλμών

Όπως αναφέρθηκε και παραπάνω, στο σύστημα παλμών, οι κύλινδροι εκτονώνουν σε διαφορετικές στιγμές ανάλογα με το χρονισμό 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 (βλ. παράγραφο 5.1.1) 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 εγχεόμενου 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 *turbo lag* – 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

τητας του αέρα, η θερμοκρασιακή ανύψωση αντισταθμίζει εν μέρει το όφελος από την ανύψωση της πίεσης αφού:

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (2.12)$$

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:

$$\eta_{\text{cooler}} = \frac{T_2 - T_{IN}}{T_2 - T_w} \quad (2.13)$$

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:

1. 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.
2. Δυσκολία στην παροχή μεγάλης ποσότητας ψυκτικού μέσου χαμηλής θερμοκρασίας.
3. Μεγάλο μέγεθος, πρόβλημα χώρου.
4. 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 απόδοσης 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-στρόφαλο 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:

$$P = \bar{p}_i \times A \times s \times \frac{n}{60} \quad (2.14)$$

όπου

- P = μέγιστη ισχύς σε W
- \bar{p}_i = μέση ενδεικνύμενη πίεση κυλίνδρου
- A = επιφάνεια του εμβόλου σε m²

- 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 (βλ. σχέση 2.11) 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 19^{ου} 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 εξλειφθεί 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 ρ 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:

$$K = \frac{1}{2}\rho V^2 A_s \quad (2.15)$$

και οι αντιστάσεις R είναι της μορφής:

$$R = C \times K = C \times \frac{1}{2}\rho V^2 A_s \Rightarrow R \propto V^2 \quad (2.16)$$

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 :

$$P_T = V \times R_T \Rightarrow P_T \propto V^3 \quad (2.17)$$

Οπότε και η ισχύς που πρέπει να αναπτύξει η έλικα προκειμένου να υπερνικήσει την ισχύ της αντίστασης θα είναι επίσης ανάλογη της 3^{15} 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:

$$P = c \times n^3 \quad (2.18)$$

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 (βλ. παράγραφο 2.5).

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 [7]) και το αντίστοιχο του στα ελληνικά (Βασικές Αρχές Πρόωσης Πλοίων [8]), 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 (mer – 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 mer, η ισχύς είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής:

$$P_e = c \times \bar{p}_e \times n \Rightarrow P_e \propto n \quad (2.19)$$

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

$$P_e = c \times n^3 \Rightarrow P_e \propto n^3 \quad (2.20)$$

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:

$$P = c \times n^i \quad (2.21)$$

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

$$\log P = i \times \log n + \log c \quad (2.22)$$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση $i = 3$ και οι γραμμές της σταθερής mer θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση $i = 1$. Έτσι 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 σχεδιάσεως 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 σχεδιάσεως της έλικας (propeller design point – PD), σχήμα 2.6. Από την άλλη μεριά, μερικά ναυπηγεία ή/και κατασκευαστές ελίκων χρησιμοποιούν μερικές φορές ένα σημείο σχεδιάσεως 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).

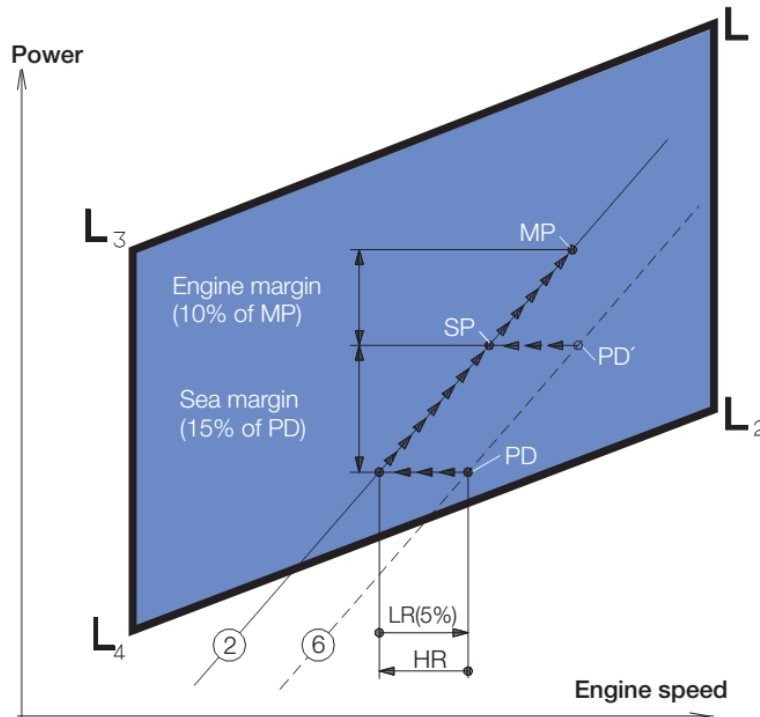
Ισχύς συνεχούς λειτουργίας σε κατάσταση υπηρεσίας (Continuous service rating – S)

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 – f_{LR})

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 f_{LR} , 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:

$$f_{LR} = \frac{n_{LR} - n_{HR}}{n_{HR}} \times 100\% \quad (2.23)$$



- 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. Ωστόσο 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.

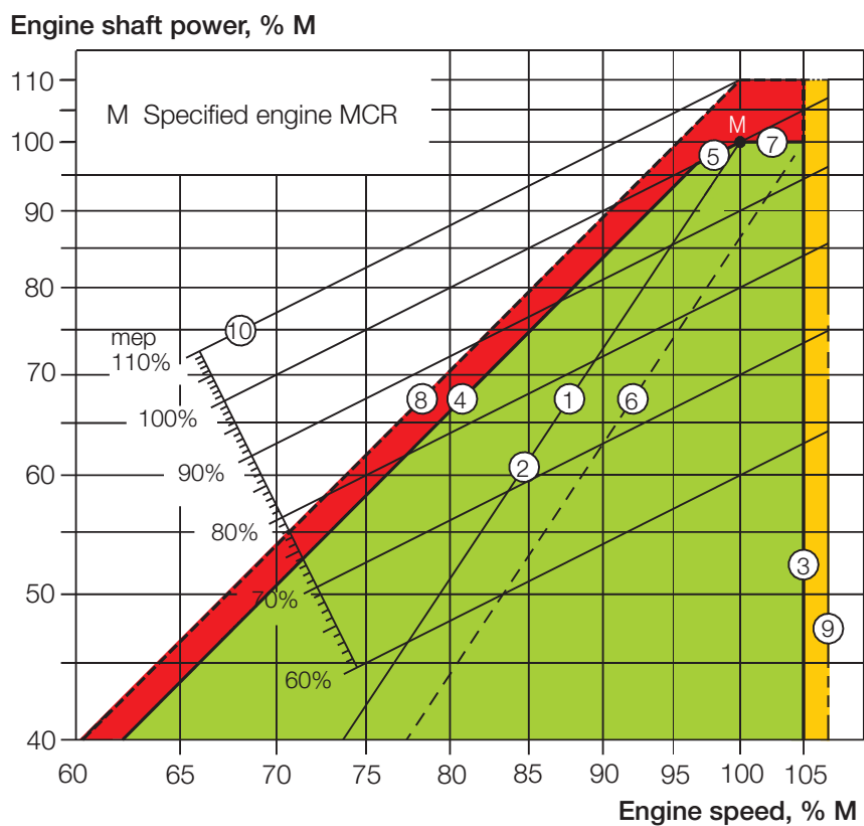
Γραμμή 5: Η γραμμή 5 αντιστοιχεί στο μέγιστο επίπεδο μέσης πίεσης (mean effective pressure – meP) που μπορεί να γίνει αποδεκτό για συνεχή λειτουργία.

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:

- Περιοριστής ροπής



- 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

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 σάρωσης συγκρίνει την υπολογισμένη θέση του κανόνα καυσίμου και τη μετρημένη πίεση του αέρα σάρωσης 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 (mer lines). Η γραμμή 5 ανήκει σε αυτές και είναι η γραμμή 100% της mer. 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.

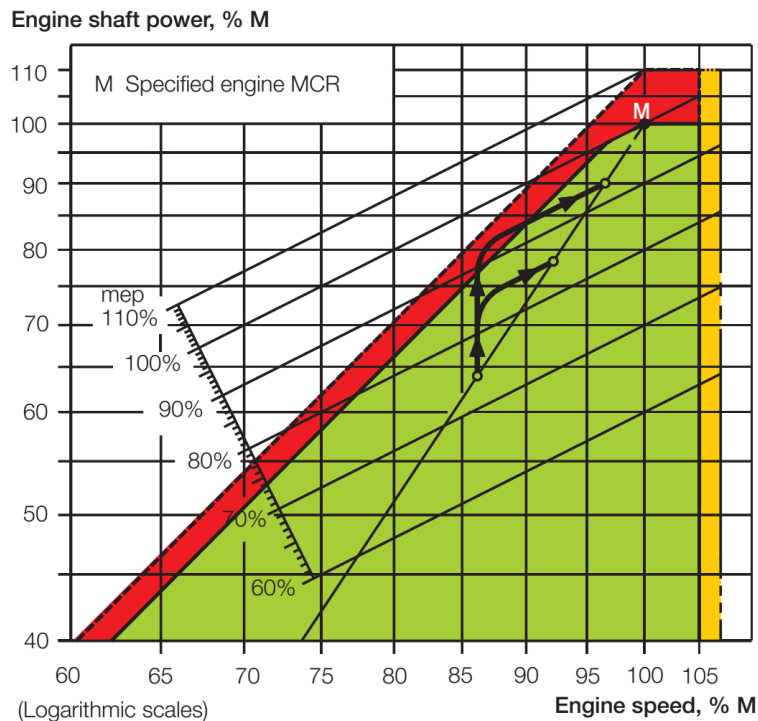
- Περιοχή ελιγμών, μεταξύ των γραμμών 4, 5 και 1. Η περιοχή αυτή είναι διαθέσιμη για λειτουργία σε ρηχό νερό, άσχημο καιρό και κατά τη διάρκεια της επιτάχυνσης, δηλαδή για μη μόνιμη λειτουργία, χωρίς όμως ρητό περιορισμό χρόνου. Π.χ. όταν το πλοίο επιταχύνει, η έλικα υπόκειται σε μεγαλύτερα φορτία απ' 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.

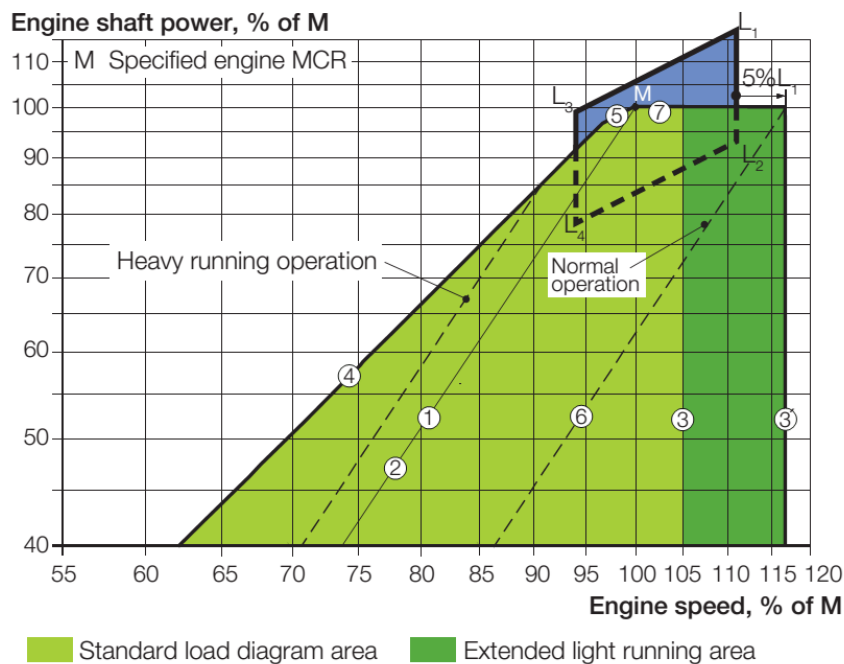


Σχήμα 2.8: Διάγραμμα φόρτισης με 2 καμπύλες επιτάχυνσης

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 2 έλικες 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 Μ βρίσκεται προς τα αριστερά του διαγράμματος λειτουργίας (μπλε χρώμα στο σχήμα), έχει γίνει δηλαδή το λεγόμενο derating [9] 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 Μ), 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 Μ. 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 [10]. Πρακτικά συνίσταται στην τοποθέτηση μια μηχανής μεγαλύτερης ισχύος από αυτή που χρειάζεται για την πρόωση του πλοίου, ρυθμισμένη σε χαμηλότερες στροφές, σε σημείο δηλαδή αρκετά μέσα και αριστερά (κοντά στη γραμμή L3-L4) στο διάγραμμα ρυθμίσεως (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

ο χρονισμός της έγχυσης καυσίμου.

2.6 Κινητήρας και υπερπληρωτής που εξετάζονται

2.6.1 Ο κινητήρας MAN B &W 6S70MC-C8

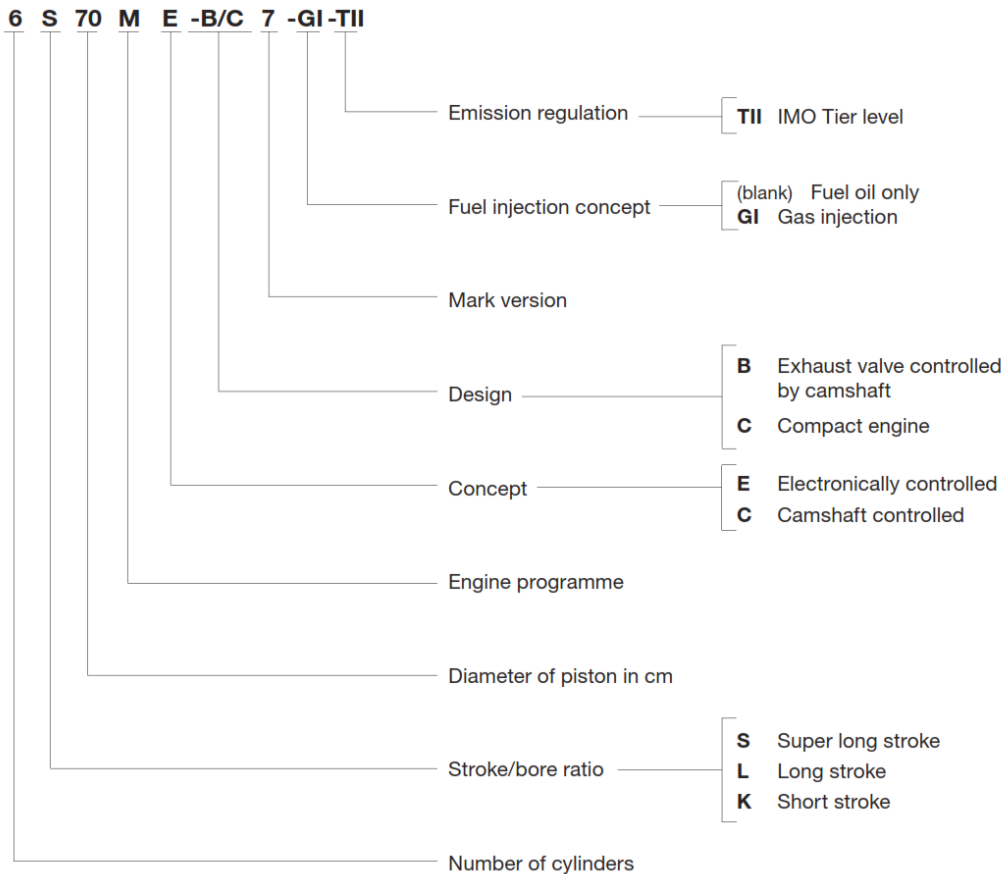
Η σειρά μηχανών MC/MC-C της MAN είναι εδώ και αρκετά χρόνια μια από τις πιο δημοφιλείς και ευρέως διαδεδομένες ναυτικές μηχανές. Εισήχθη για πρώτη φορά στην αγορά το 1982, όταν η γερμανική MAN εξαγόρασε τη δανέζικη εταιρεία κατασκευής ναυτικών μηχανών Burmeister & Wain και δημιουργήθηκε η MAN Diesel. 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. Η μηχανή που εξετάζεται σε αυτή τη διπλωματική είναι η μηχανή 6S70MC-C8, η οποία αποτελεί μια από τις πιο διαδεδομένες κύριες μηχανές πρόωσης για εμπορικά πλοία μεγάλου μεγέθους, κυρίως capesize και VLBC πλοία μεταφοράς φορτίου (bulk carriers). Χαρακτηρίζεται από απλότητα στη σχεδίαση και υψηλή λειτουργική αξιοπιστία. Τα γράμματα και οι αριθμοί της ονομασίας της μηχανής σημαίνουν (σχήμα 2.10):

- 6 = αριθμός κυλίνδρων
- S = κατηγορία της μηχανής σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου της, η συγκεκριμένη είναι πολύ μεγάλης διαδρομής (super-long stroke)
- 70 = διάμετρος του εμβόλου σε εκατοστά (cm)
- C = ο χειρισμός του συστήματος έγχυσης, μέσω εκκεντροφόρου (C – camshaft controlled) ή ηλεκτρονικός για τις πιο καινούριες μηχανές (E – electronically controlled)
- C = ο τύπος της μηχανής (compact για τις ναυτικές μηχανές της σειράς, οι απλές MC που προορίζονται για χερσαίες εφαρμογές δε φέρουν αυτό το δεύτερο C στην ονομασία τους)
- 8 = η έκδοση της μηχανής, συνήθως οι νεότερες εκδόσεις παρόλο που έχουν το ίδιο μέγεθος και σχεδιασμό παρουσιάζουν βελτιώσεις π.χ. αύξηση μέσης ενδεικνυμένης πίεσης, αύξηση μέγιστης πίεσης κτλ.

Οι συνδυασμοί ισχύος – ταχύτητας για τα 4 σημεία του διαγράμματος πεδίου λειτουργίας (βλ. σχήμα 2.6) της μηχανής δίνονται στον πίνακα 2.1.

Το ταίριασμα αυτής της μηχανής με την έλικα έχει γίνει και για τα 2 πλοία, όχι στο σημείο L1³, αλλά σε ένα σημείο πάνω στην καμπύλη L1-L2, με ταχύτητα δηλαδή την

³Άλλωστε ποτέ σχεδόν δεν επιλέγεται αυτό το σημείο, διότι δεν αφήνει περιθώριο ισχύος στη μηχανή.



Σχήμα 2.10: Επεξήγηση της κωδικής ονομασίας των μηχανών MAN Diesel

ταχύτητα της μηχανής στο 100% του L1, αλλά με λίγο χαμηλότερη ισχύ, ίση με 18.660 kW. Το διάγραμμα φόρτισης της συγκεκριμένης μηχανής δίνεται στο σχήμα 2.11, όπου φαίνονται οι καμπύλες βαριάς και ελαφριάς λειτουργίας της έλικας (διακεκομμένες), το πεδίο ρύθμισης της μηχανής και η περιοχή υπερφόρτισης (κόκκινη καμπύλη).

Τα βασικά χαρακτηριστικά της μηχανής αυτής (για 6 κυλίνδρους) παρουσιάζονται στον πίνακα 2.2.

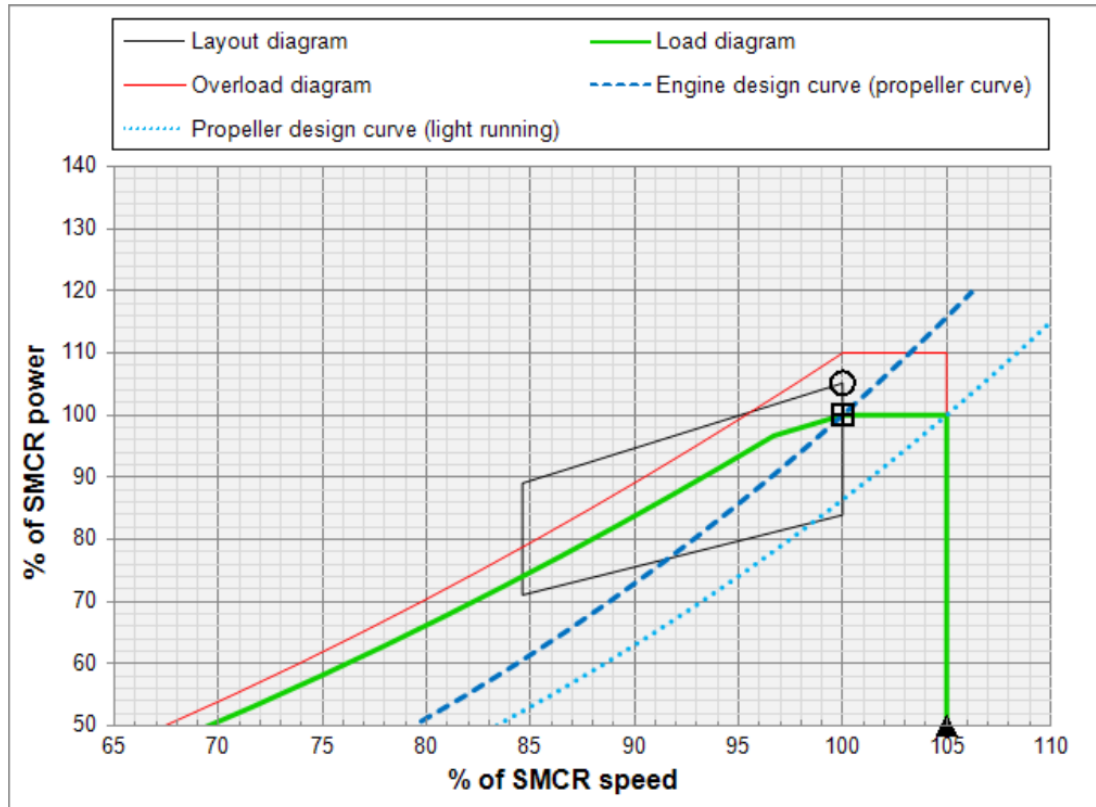
Η μηχανή αυτή, της οποίας η τομή δίνεται στο σχήμα 2.13, λειτουργεί με εκκεντροφόρο για το χειρισμό των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Φέρει υποχρεωτικά στροβιλοϋπερπληρωτή με ψυγείο υπερπλήρωσης ενώ χρησιμοποιεί, όπως όλες οι μεγάλες ναυτικές μηχανές, σύστημα σταθερής πίεσης με συλλέκτη 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.

2.6.2 Ο υπερπληρωτής Mitsubishi MET-MA

Ο υπερπληρωτής που χρησιμοποιείται στις δύο μηχανές που εξετάζουμε είναι κατασκευής της εταιρείας Mitsubishi, σειρά MET-MA, αλλά διαφορετικού μεγέθους για την

Πίνακας 2.1: Συνδυασμοί ισχύος και ταχύτητας της μηχανής MAN B & W 6S70MC-C8

Σημεία ρύθμισης μηχανής	Ταχύτητα μηχανής (rpm)	Μέση ενεργός πίεση (bar)	Ισχύς μηχανής (kW)
L1	91	20	19.620
L2	91	16	15.660
L3	77	20	16.620
L4	77	16	13.260

**Σχήμα 2.11:** Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής που εξετάζουμε

καθεμία. Στη μηχανή A είναι τοποθετημένος ο MET66MA ενώ στη B ο MET53MA. Πρόκειται για υπερπληρωτές πολύ υψηλής απόδοσης (high efficiency turbochargers) που όπως όλοι οι μεγάλοι υπερπληρωτές αποτελούνται από ένα ακτινικό συμπιεστή και ένα μονοβάθμιο αξονικό στρόβιλο. Δυστυχώς δεν παρέχονται περισσότερες πληροφορίες από την κατασκευάστρια εταιρεία σχετικά με τους βαθμούς απόδοσης, ούτε δίνονται οι χάρτες λειτουργίας τους, οπότε θα αναλυθεί η λειτουργία τους μέσω θερμοδυναμικών υπολογισμών σε επόμενο κεφάλαιο, όπου δίνονται και περισσότερα στοιχεία σχετικά με το μέγεθος, την ταχύτητα περιστροφής τους κτλ.

Πίνακας 2.2: Χαρακτηριστικά της μηχανής MAN B & W 6S70MC-C8

Αριθμός κυλίνδρων	6
Διάμετρος εμβόλου	700 mm
Διαδρομή εμβόλου	2.800 mm
Μέση πραγματική πίεση στο MCR	20 bar
Ταχύτητα στο MCR	18.660 kW
Ειδική κατανάλωση στο MCR	168 g/kWh
Βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου (80% του MCR)	166 g/kWh

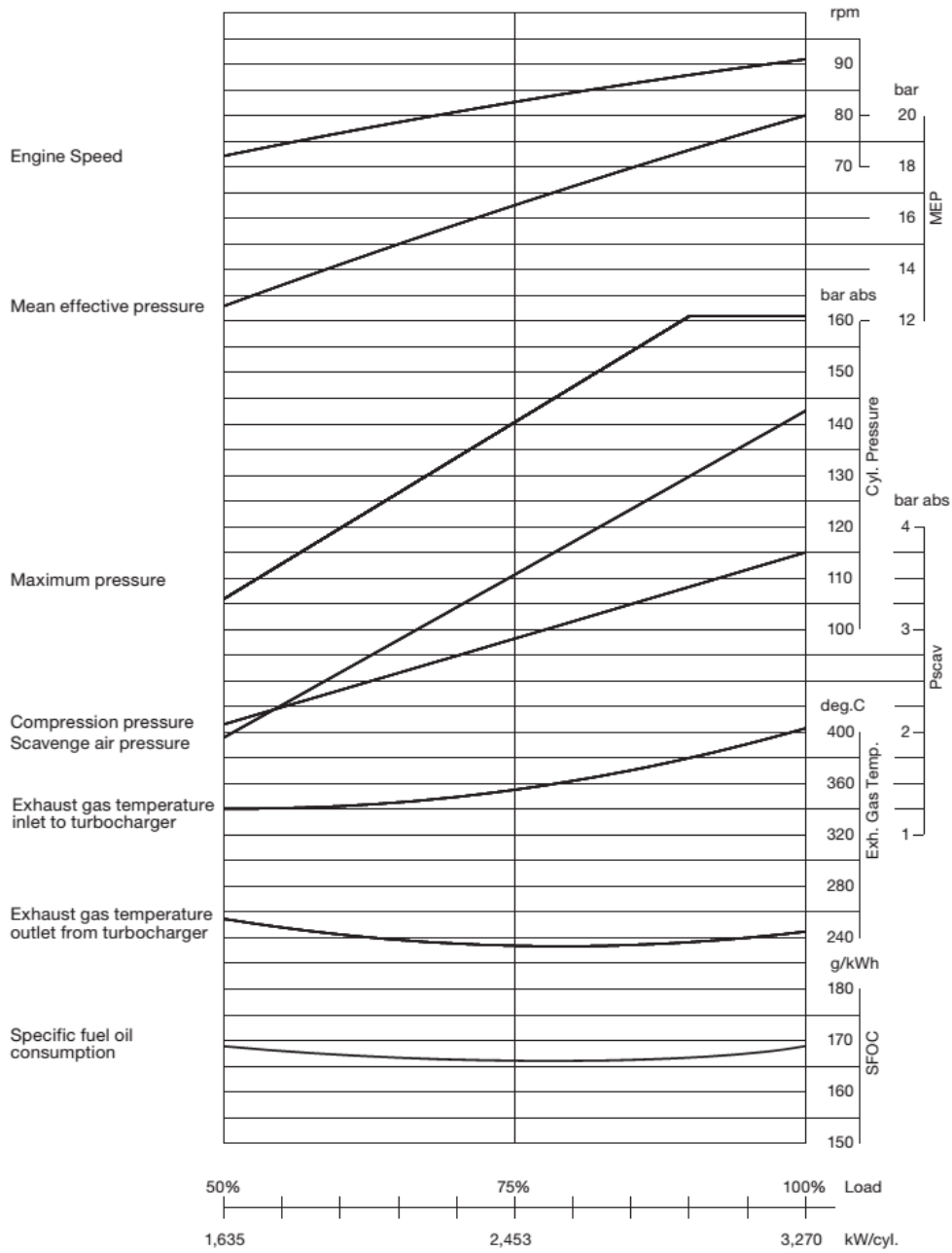
2.6.3 Καμπύλες λειτουργίας μηχανής

Σε κάθε ναυτική μηχανή ο κατασκευαστής δίνει ένα διάγραμμα με τις καμπύλες απόδοσης (performance curves) της μηχανής. Φυσικά το διάγραμμα αυτό αναφέρεται σε ένα μόνο κύλινδρο διότι κάθε μηχανή βγαίνει σε εκδόσεις με διαφορετικό αριθμό κυλίνδρων ανάλογα με την ισχύ που θέλουμε να παρέχει.

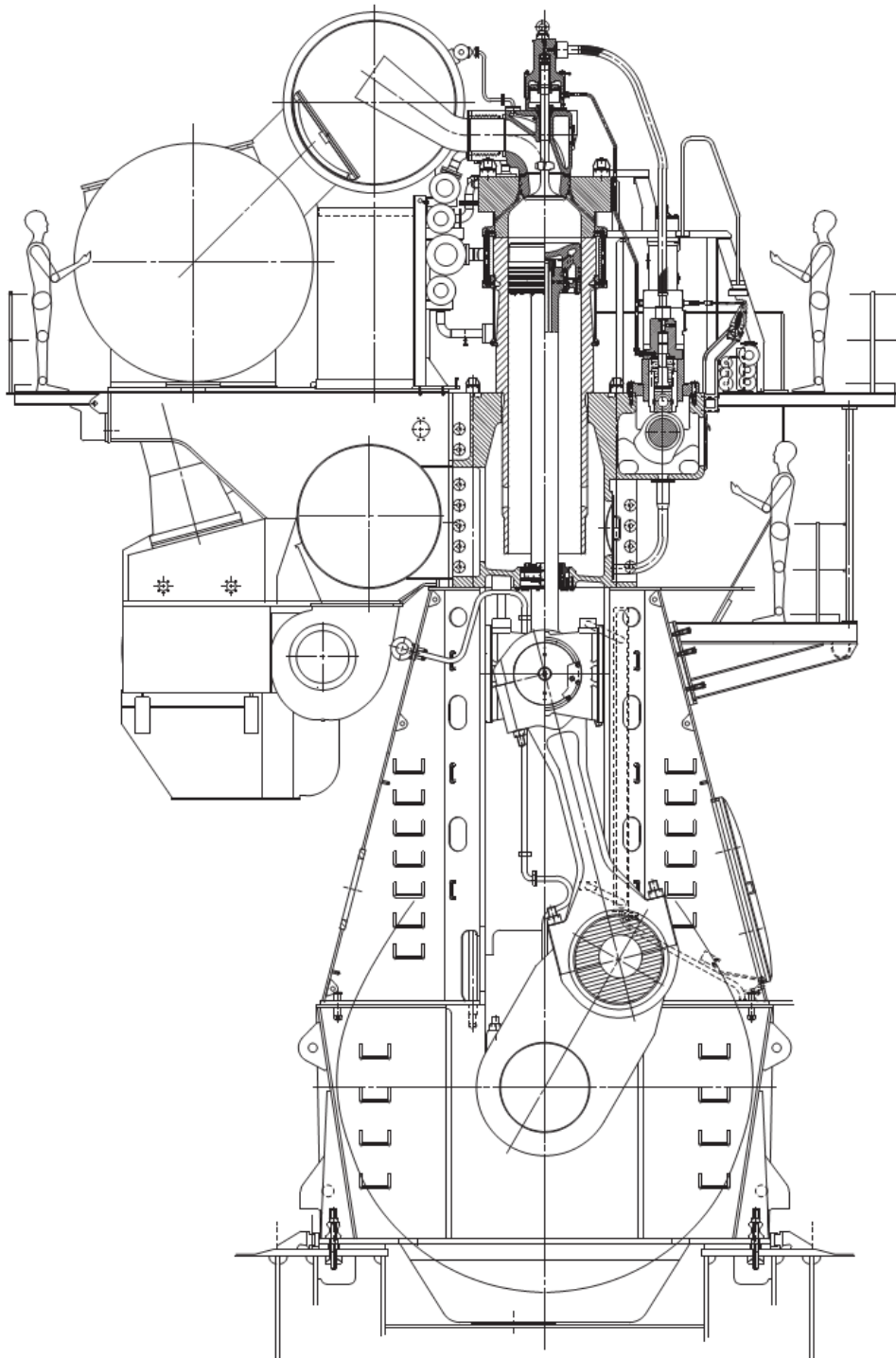
Οι καμπύλες δίνονται για φορτία 50 – 100% και όχι για χαμηλότερα, ενώ παριστάνονται τα βασικότερα μεγέθη που αφορούν τη λειτουργία της μηχανής, μέση πίεση, πιέσεις κυλίνδρου, θερμοκρασίες καυσαερίων κτλ. Στο σχήμα 2.12 δίνεται το διάγραμμα με τις καμπύλες απόδοσης της μηχανής που εξετάζουμε σ' αυτή τη διπλωματική εργασία. Αντιλαμβάνεται κάποιος αμέσως όταν δει το διάγραμμα αυτό ότι η μηχανή φέρει την τεχνολογία VIT, καθώς η μέγιστη πίεση είναι σταθερή στο 85 – 100% του φορτίου, ενώ επίσης φαίνεται πως η βέλτιστη κατανάλωση καυσίμου είναι περίπου στο 80%. Επίσης φαίνεται η απόλυτα γραμμική συσχέτιση που υπάρχει μεταξύ πίεσης σάρωσης και πίεσης συμπίεσης.

Το διάγραμμα καμπυλών απόδοσης χρησιμεύει για τη διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα, ειδικά παλιότερα που δεν υπήρχαν εξελιγμένα συστήματα παρακολούθησης και διάγνωσης της κατάστασης του κινητήρα. Σημειώνοντας κανείς τις μετρήσεις από μια λειτουργία του κινητήρα σε συγκεκριμένα φορτία πάνω στο διάγραμμα και συγκρίνοντας τες με τις καμπύλες του διαγράμματος, μπορεί να αντλήσει σημαντικές πληροφορίες για την κατάσταση του κινητήρα. π.χ. αν η πίεση σάρωσης είναι κανονική ενώ η πίεση συμπίεσης χαμηλότερη από αυτή που δίνει ο κατασκευαστής στο διάγραμμα, τότε σημαίνει ότι υπάρχει κάποιο πρόβλημα στο έμβολο, στους δακτυλίους του εμβόλου ή στις βαλβίδες εξαγωγής καυσαερίων.

Το συγκεκριμένο διάγραμμα αντιστοιχεί, όπως είπαμε, σε ένα κύλινδρο της μηχανής ο οποίος είναι ρυθμισμένος στο μέγιστο της ισχύος του και για ατμοσφαιρικές συνθήκες ISO. Οπότε δεν καλύπτει τις συνηθέστερες περιπτώσεις όπου η ρύθμιση του κινητήρα γίνεται σε χαμηλότερη ισχύ από τη μέγιστη ονομαστική. Οι καμπύλες αναφοράς για συγκεκριμένη μηχανή λαμβάνονται κατά τα shop tests και τα sea trials της μηχανής και βάσει αυτών συγκρίνεται η μελλοντική συμπεριφορά της μηχανής ώστε να αναγνωριστούν τυχόν ασυνήθιστες μετρήσεις και να διαγνωστούν τα προβλήματα που τις προκάλεσαν. Οι μετρήσεις αυτές και ο τρόπος λήψης τους περιγράφονται στα ακόλουθα κεφάλαια.



Σχήμα 2.12: Καμπύλες λειτουργίας της μηχανής MAN B&W S70MC-C8



Σχήμα 2.13: Τομή της μηχανής MAN B&W S70MC-C8

Κεφάλαιο 3

Διαδικασίες λήψης μετρήσεων και αναγωγή τους σε συνθήκες ISO

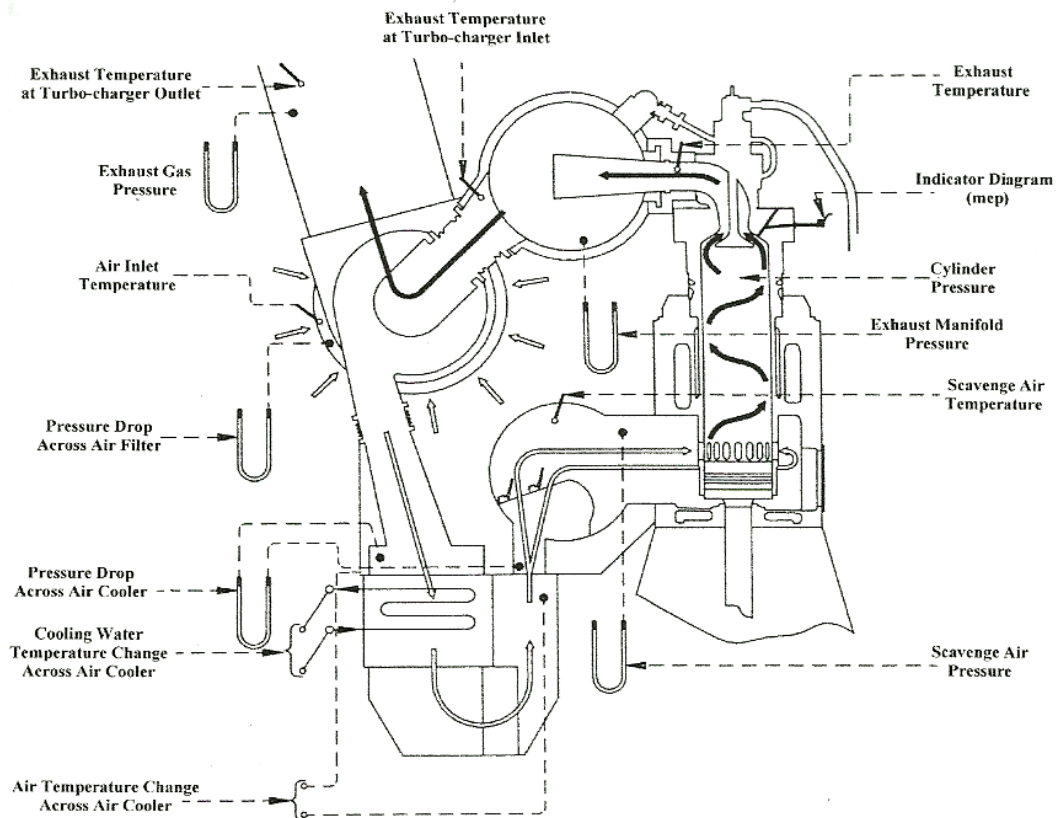
Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται αναφορά στα μετρούμενα μεγέθη μιας μεγάλης ναυτικής μηχανής Diesel, που είναι απαραίτητα για την παρακολούθηση και διάγνωση της κατάστασης της καθώς και στις δύο βασικές κατηγορίες δοκιμών μιας μηχανής, τις εργοστασιακές δοκιμές ή ξηράς (shop tests) που γίνονται στο ναυπηγείο προτού τοποθετηθεί η μηχανή στο πλοίο και τις δοκιμές θαλάσσης (sea trials) που γίνονται στη θάλασσα κατά την παράδοση του πλοίου και προτού αυτό αρχίσει την εμπορική του δραστηριότητα. Στη συνέχεια δίνονται οι σχέσεις διόρθωσης των μετρούμενων μεγεθών που προτείνει ο κατασκευαστής για την αναγωγή των μεγεθών σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ISO.

3.1 Δοκιμές της μηχανής

3.1.1 Διαδικασίες μέτρησης

Για να εξαχθούν συμπεράσματα για τη λειτουργία μια μηχανής πρέπει να ληφθούν μια σειρά από μετρήσεις, κυρίως πιέσεων και θερμοκρασιών, σε διάφορα σημεία της μηχανής, τα οποία θα μας δώσουν μια εικόνα για την κατάσταση της. Χρησιμοποιούνται μια σειρά από αισθητήρες, κυρίως θερμοστοιχεία για τη μέτρηση θερμοκρασιών και μετρητές σχετικής (μανομετρικής) πίεσης (pressure gauges). Όλες οι θέσεις που λαμβάνονται οι μετρήσεις φαίνονται στο σχήμα 3.1 [11]. Στις θέσεις αυτές λαμβάνονται οι μετρήσεις κατά τη διάρκεια των δοκιμών της μηχανής (εργοστασιακές και θαλάσσης) αλλά και κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της πάνω στο πλοίο, όπου υπάρχει σύστημα παρακολούθησης όλων αυτών των δεδομένων, για να έχουμε άμεση εικόνα ανά πάσα στιγμή του τι συμβαίνει σε κάθε θέση της μηχανής. Σήμερα μάλιστα, οι περισσότερες εταιρείες κατασκευής μεγάλων ναυτικών μηχανών Diesel παρέχουν με την αγορά της μηχανής και δικό τους λογισμικό το οποίο συλλέγει τις μετρήσεις μέσω των αισθητήρων που είναι εγκατεστημένοι στη μηχανή, παρακολουθεί τη λειτουργία της μηχανής και κάνει αυτόματη αναφορά προβλημάτων όταν εντοπίζει τιμές που ξεφεύγουν από τα προκαθορισμένα όρια. Τα πιο σύγχρονα λογισμικά προχωρούν και σε απευθείας διάγνωση της κατάστασης της μηχανής, διευκολύνοντας έτσι το μηχανικό που εργάζεται στο πλοίο και προσπαθεί να ερμηνεύσει τις μετρήσεις, ώστε να εντοπίσει κάποιο πιθανό πρόβλημα. Στο σχήμα 3.2 δίνεται ένας κατάλογος των εγκατεστημένων αισθητήρων

(sensors) που υπάρχουν στη μηχανή που μελετάται σ' αυτή τη διπλωματική εργασία.



Σχήμα 3.1: Σύστημα μέτρησης μηχανής

Όπως φαίνεται στο σχήμα 3.1 οι μετρήσεις που λαμβάνονται είναι οι εξής:

- Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή – Air Inlet Temperature
- Πτώση θερμοκρασίας αέρα στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης – Air Temperature Change Across Air Cooler
- Μεταβολή θερμοκρασίας νερού ψύξης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης – Cooling Water Temperature Change Across Air Cooler
- Θερμοκρασία αέρα σάρωσης – Scavenge Air Temperature
- Θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από τον κύλινδρο – Exhaust Temperature
- Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου - Exhaust Temperature at Turbo-charger Inlet
- Θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου - Exhaust Temperature at Turbo-charger Outlet
- Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου στο συμπιεστή – Pressure Drop Across Air Filter

- Πτώση πίεσης αέρα στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης – Pressure Drop Across Air Cooler
- Πίεση αέρα σάρωσης – Scavenge Air Pressure
- Πίεση καυσαερίων στο δοχείο σταθερής πίεσης πριν το στρόβιλο – Exhaust Manifold Pressure
- Πίεση εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο – Exhaust Gas Pressure

Sensor	Parameter name	No. sensors	Recommended range	Type	Remark
Fuel oil system data					
PE 8001	Inlet pressure	1	0 - 10 bar		
TE 8005	Inlet temperature	1	0 - 200 °C		
Cooling water system					
PE 8421	Pressure air cooler inlet	A/C	0 - 4 bar		
TE 8422	Temperature air cooler inlet	1	0 - 100 °C	PT 100	
TE 8423	Temperature air cooler outlet	A/C	0 - 100 °C	PT 100	
PDE 8424	dP cooling water across air cooler	A/C	0 - 800 mbar		
Scavenging air system					
PE 8601	Scavenge air receiver pressure	Rec.	0 - 4 bar		
TE 8605	Scavenge air cooler air inlet temperature	A/C	0 - 200 °C	PT 100	
PDE 8606	dP air across scavenge air cooler	A/C	0 - 100 mbar		
PDE 8607	dP air across T/C air intake filter	T/C	0 - 100 mbar		
TE 8608	Scavenge air cooler air outlet temperature	A/C	0 - 100 °C	PT 100	Optional if one T/C
TE 8609	Scavenge air receiver temperature	Rec.	0 - 100 °C	PT 100	
TE 8612	T/C air intake temperature	T/C	0 - 100 °C	PT 100	
Exhaust gas system					
TE 8701	Exhaust gas temperature at turbine inlet	T/C	0 - 600 °C	NiCrNi	
TE 8702	Exhaust gas temperature after exhaust valve	Cyl.	0 - 600 °C	NiCrNi	
PE 8706	Exhaust gas receiver pressure	Rec.	0 - 4 bar		
TE 8707	Exhaust gas temperature at turbine outlet	T/C	0 - 600 °C	NiCrNi	
PE 8708	Turbine back pressure	T/C	0 - 100 mbar		
General data					
SE 8801	Turbocharger speed	T/C			
PE 8802	Ambient pressure	1	900 - 1100 mbar		Absolute !
SE 4020	Engine speed	1			
ZE 3003	Governor index (absolute)	1			
	Power take off/in from main engine shaft (PTO/PTI)	1			With option installed
XC1401	Mean Indicated Pressure MIP	Cyl.			1)
XC1402	Maximum Pressure Pmax	Cyl.			1)
XC1403	Compression Pressure Pcomp	Cyl.			1)
-	PMI online engine speed	Cyl.	rpm		1)

Σχήμα 3.2: Κατάλογος αισθητήρων της μηχανής MAN B&W S70MC-C8

Τέλος, λαμβάνεται με ειδικό αισθητήρα στην κεφαλή του κάθε κυλίνδρου το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Indicator Diagram), από το οποίο εξάγονται πολύ χρήσιμες πληροφορίες για την κατάσταση του κινητήρα. Πιο συγκεκριμένα, μέσω του δυναμοδεικτικού διαγράμματος, υπολογίζονται τα εξής μεγέθη:

- Έργο κυλίνδρου, W_i μέσω μέτρησης του εμβαδού του δυναμοδεικτικού διαγράμματος

- Ισχύς κυλίνδρου, P_i ⁴ που είναι το γινόμενο του έργου κυλίνδρου με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής (σε rev/s)

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

- Μέση ενδεικνύμενη πίεση - mean indicated pressure (mip), διαιρώντας το έργο του κυλίνδρου με τον όγκο εμβολισμού V_d του κυλίνδρου

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

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

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

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

Διαιρώντας τις σχέσεις 3.1 και 3.3 βρίσκουμε το μηχανικό βαθμό απόδοσης της μηχανής και μέσω αυτού υπολογίζεται και η μέση πραγματική πίεση (\bar{p}_e).

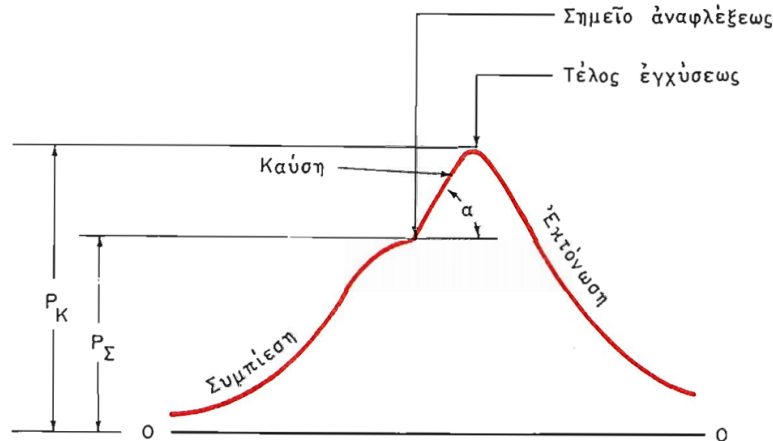
$$\frac{P_e}{P_i} = \eta_m = \frac{\bar{p}_e}{\bar{p}_i} \Rightarrow \bar{p}_e = \eta_m \times \bar{p}_i \quad (3.4)$$

Ένα τυπικό δυναμοδεικτικό διάγραμμα συναρτήσει της γωνίας στροφάλου του κινητήρα είναι αυτό του σχήματος 3.3, στο οποίο φαίνονται οι 2 χαρακτηριστικές πιέσεις P_K και P_Σ που αντιστοιχούν στη μέγιστη πίεση καύσης και πίεση συμπίεσης αντίστοιχα. Οι πιέσεις αυτές δίνονται στο διάγραμμα με τις καμπύλες λειτουργίας του κινητήρα (σχήμα 2.12) για φορτία 50–100%. Μεταφέρουν διαγνωστική πληροφορία για την κατάσταση του κινητήρα, καθώς μεγάλη απόκλιση από τις αναμενόμενες τιμές αποτελεί ένδειξη για συγκεκριμένα προβλήματα, τα οποία αναφέρονται στις παραγράφους που δίνονται οι σχέσεις διόρθωσης για την κάθε πίεση.

3.1.2 Εργοστασιακές δοκιμές - Shop tests

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

⁴Πιο κάτω η ισχύς αυτή θα αναφέρεται σε όλη τη μηχανή και όχι σε ένα μόνο κύλινδρο, άρα θα είναι η ισχύς της σχέσης 3.1 πολλαπλασιασμένη με τον αριθμό των κυλίνδρων, ή πιο απλά, το άθροισμα των ενδεικνύμενων ισχύων του κάθε κυλίνδρου (διότι πολλές φορές η ισχύς δεν είναι ακριβώς ίδια για κάθε κύλινδρο).



Σχήμα 3.3: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα 2-Χ ναυτικού κινητήρα Diesel

αγοράσει το πλοίο, του νηογνώμονα που έχει αναλάβει την πιστοποίηση του πλοίου και μηχανικοί του κατασκευαστή.

Οι δοκιμές αυτές γίνονται σε ιδανικές συνθήκες, με καύσιμο υψηλής θερμογόνου ικανότητας (diesel oil) και ελλείπει έλικας και θαλάσσιου περιβάλλοντος, το φορτίο που δέχεται η μηχανή είναι μέσω κάποιας πέδης (συνήθως υδραυλικής, για τόσο μεγάλα φορτία). Η πέδη έχει ρυθμιστεί ώστε να αποδίδει φορτίο σαν ιδανική έλικα, με την 3^η δύναμη της ταχύτητας, βάσει του γνωστού νόμου της έλικας:

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

και όπως έχει αναφερθεί και πιο πριν η ισχύς της πέδης αντιπροσωπεύει καμπύλη βαριάς λειτουργίας (heavy running curve) της μηχανής, συνυπολογίζοντας έτσι το περιθώριο ισχύος που πρέπει να έχει η μηχανή ώστε να αντιμετωπίσει σε κανονικές συνθήκες κάποια αύξηση φορτίου λόγω ρύπανσης της γάστρας, μείωση της απόδοσης ορισμένων εξαρτημάτων της μηχανής, κακές καιρικές συνθήκες κτλ.

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

Στο 100% λαμβάνονται συνήθως 2 ξεχωριστές μετρήσεις, για να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της μηχανής στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας της (MCR). Επίσης γίνεται άλλη μια μέτρηση στο φορτίο όπου έχουμε την ελάχιστη δυνατή ταχύτητα της μηχανής, κάτω από το οποίο δεν είναι πλέον δυνατή η αυτανάφλεξη του καυσίμου λόγω χαμηλής πίεσης συμπίεσης στον κύλινδρο. Καθορίζεται έτσι το κάτω όριο λειτουργίας της μηχανής. Ανάλογα με το ναυπηγείο ή τις απαιτήσεις του αγοραστή ή (και) του νηογνώμονα είναι δυνατόν να γίνουν κι άλλες μετρήσεις οι οποίες θα

προσομοιώνουν κάποια βλάβη της μηχανής όπως π.χ. τη λειτουργία της μηχανής με 1 μόνο υπερπληρωτή (όταν υπάρχει ζεύγος υπερπλήρωσης) ή με απομόνωση (διακοπή παροχής καυσίμου) κάποιου κυλίνδρου και λειτουργία της μηχανής στο 40 – 50% του φορτίου, ώστε να υπάρχει μια εικόνα του πως θα λειτουργήσει η μηχανή σε περίπτωση που κάποιος κύλινδρος της παρουσιάσει βλάβη και χρειαστεί να τον απομονώσουμε.

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

3.1.3 Δοκιμές θαλάσσης - Sea trials

Οι δοκιμές θαλάσσης είναι οι τελικές δοκιμές κατά το στάδιο της κατασκευής ενός πλοίου, στο οποίο όλος ο μηχανολογικός εξοπλισμός δοκιμάζεται για πρώτη φορά σε συνθήκες θαλάσσιου περιβάλλοντος. Κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών κάθε σύστημα του πλοίου ελέγχεται και εξετάζεται στο μέγιστο των δυνατοτήτων του. Οι δοκιμές που περιλαμβάνονται στα sea trials του πλοίου είναι εκείνες οι οποίες δεν είναι εφικτό να πραγματοποιηθούν όσο το πλοίο βρίσκεται στο ναυπηγείο.

Επειδή οι περιβαλλοντικές συνθήκες, όπως η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η θερμοκρασία της θάλασσας, η ταχύτητα του αέρα, τα θαλάσσια ρεύματα και γενικά η κατάσταση του καιρού έχουν μεγάλη επιρροή στο χειρισμό του πλοίου και στις μετρήσεις, έχει επιλεγεί οι μετρήσεις πάντα να γίνονται σε ήπιες κλιματολογικές συνθήκες, με αέρα μέτριας έντασης και ήρεμη θάλασσα. Επίσης κατά τη διάρκεια των δοκιμών το πλοίο βρίσκεται σε κατάσταση ερματισμού (ballast condition), δεν είναι δηλαδή ούτε πλήρες φορτίου αλλά ούτε και άφορτο⁵.

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

Οι δοκιμές που μας απασχολούν σ' αυτή τη διπλωματική εργασία είναι οι δοκιμές της κύριας μηχανής πρόωσης του πλοίου, η οποία περιγράφηκε σε προηγούμενο κεφάλαιο. Αν και η μηχανή προτού εγκατασταθεί στο πλοίο έχει ήδη δοκιμαστεί στα shop tests, η διεξαγωγή των sea trials είναι ιδιαίτερης σημασίας, διότι πλέον η μηχανή δοκιμάζεται σε πραγματικές συνθήκες, σε σύζευξη με την έλικα και όχι με κάποια δοκιμαστική πέδη. Από τις δοκιμές θαλάσσης λοιπόν βγαίνουν τα τελικά συμπεράσματα σχετικά με τη μηχανή, αν όντως δηλαδή μπορεί να κινήσει το πλοίο με την απαιτού-

⁵ Άλλωστε ένα πλοίο σε πραγματικές συνθήκες δεν είναι ποτέ εντελώς άφορτο κατά τη διάρκεια του ταξιδιού, παρά μόνο σε κατάσταση ελλιμενισμού του.

μενη ταχύτητα χωρίς να ξεπερνάει τα φορτία για τα οποία έχει υπολογιστεί. Αυτές οι δοκιμές της τελικής φάσης κατασκευής του πλοίου ουσιαστικά αποτελούν τις πρώτες μετρήσεις σε θάλασσα, στο περιβάλλον δηλαδή που θα λειτουργήσει το πλοίο (και η μηχανή του) στο υπόλοιπο της ζωής του και αποτελούν τις μετρήσεις αναφοράς, σύμφωνα με τις οποίες ο μηχανικός του πλοίου θα συγκρίνει τη μελλοντική κατάσταση της μηχανής ώστε να διαπιστώσει τυχόν προβλήματα που μπορεί να προκύψουν.

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

3.2 Σχέσεις διόρθωσης μετρούμενων μεγεθών

Στη διπλωματική αυτή εξετάζονται και συγκρίνονται οι μετρήσεις δύο ίδιων μηχανών MAN 6S70MC-C8 σε shop tests και sea trials. Για να είναι όμως εφικτή η σύγκριση των μετρηθέντων μεγεθών των 2 μηχανών πρέπει τα λειτουργικά μεγέθη τους να αναχθούν στις ίδιες συνθήκες αναφοράς μέσω ειδικών σχέσεων. Η αναγωγή των μεγεθών γίνεται στις περιβαλλοντικές συνθήκες αναφοράς που ορίζονται από το Διεθνή Οργανισμό Τυποποίησης (ISO) κατά τα πρότυπα ISO 3046-1:2002 και ISO 15550:2002 και οι οποίες είναι:

Πίνακας 3.1: Περιβαλλοντικές συνθήκες αναφοράς κατά ISO

Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής στο συμπιεστή	25°C
Θερμοκρασία νερού ψύξεως του ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης	25°C
Ατμοσφαιρική πίεση	1.000 mbar

Τα παραπάνω πρότυπα παρέχουν συντελεστές διόρθωσης για την ισχύ της μηχανής, για όλες τις εμβολοφόρες MEK εκτός από τις αργόστροφες 2-χρονες υπερπληρωμένες μηχανές Diesel, με ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης. Γι' αυτές τις μηχανές δεν υπάρχουν προτεινόμενοι συντελεστές και ο κάθε κατασκευαστής δίνει τους δικούς του ή προτείνει δικές του σχέσεις διόρθωσης για τις μηχανές του. Επειδή η μηχανή MAN B & W S70MC-C8 είναι μια μηχανή που ανήκει στη 2^η κατηγορία, οι σχέσεις διόρθωσης δίνονται απευθείας από τη MAN⁶, για μια μεγάλη σειρά λειτουργικών παραμέτρων του κινητήρα.

⁶Οι σχέσεις αυτές βρέθηκαν σε λογιστικό φύλλο το οποίο παρασχέθηκε από τη MAN, και το οποίο δεν κυκλοφορεί στο διαδίκτυο ούτε υπάρχει σε σχετική βιβλιογραφία.

3.2.1 Διόρθωση ισχύος

Για το βασικότερο μέγεθος που θα έπρεπε να διορθωθεί, δηλαδή την ισχύ του κινητήρα, η MAN δίνει εγγύηση ότι αυτή δεν αλλάζει εντός κάποιων ορίων των ατμοσφαιρικών συνθηκών τα οποία αναφέρονται παρακάτω. Τα άνω όρια, αναφέρονται ως τροπικές συνθήκες αναφοράς⁷ και έχουν ορισθεί από το Διεθνή Οργανισμό Νηογνομόνων (IACS) στον κανονισμό M28:

Πίνακας 3.2: Τροπικές συνθήκες αναφοράς κατά IACS

Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής στο συμπιεστή	45°C
Θερμοκρασία θαλάσσης	32°C
Ατμοσφαιρική πίεση	1.000 mbar

Τα κάτω όρια των ατμοσφαιρικών συνθηκών για τα οποία παρέχεται εγγύηση της ισχύος, ονομάζονται χειμερινές συνθήκες αναφοράς και ορίζονται από τη MAN:

Πίνακας 3.3: Χειμερινές συνθήκες αναφοράς κατά MAN

Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής στο συμπιεστή	10°C
Θερμοκρασία νερού ψύξεως του ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης	10°C
Ατμοσφαιρική πίεση	1.000 mbar

Δηλαδή αναμένεται η ισχύς της μηχανής να παραμένει σχεδόν σταθερή για θερμοκρασίες περιβάλλοντος 10 – 45°C και θερμοκρασίες νερού ψύξης του αέρα σάρωσης (ή θερμοκρασία θαλάσσης) 10 – 32°C.

3.2.2 Διόρθωση ειδικής κατανάλωσης 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 μετρείται σε kg/h και η οποία είναι γραμμική σε σχέση με το φορτίο διότι όπως έχει ήδη αναφερθεί σε προηγούμενη παράγραφο, στους κινητήρες Diesel η αύξηση της ισχύος γίνεται ποιοτικά, με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγχεόμενης ποσότητας καυσίμου.

⁷Εδώ αντίθετα με τις ISO συνθήκες αναφοράς, δίνεται η θερμοκρασία θαλάσσης αντί για τη θερμοκρασία του νερού του ψυγείου υπερπλήρωσης. Ωστόσο επειδή σε μεγάλους ναυτικούς κινητήρες η ψύξη του αέρα σάρωσης γίνεται σχεδόν πάντα με θαλασσινό νερό, η θερμοκρασία θαλάσσης θεωρείται αντίστοιχη αυτής που δίνεται κατά ISO για το νερό ψύξεως.

Η μέτρηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σε ένα μεγάλο ναυτικό κινητήρα Diesel γίνεται ως εξής:

- Μετρείται το αρχικό βάρος του καυσίμου G_1 (kg) που υπάρχει στη μηχανή
- Μόλις σταματήσει η λειτουργία της μηχανής μετρείται το βάρος του καυσίμου G_2 (kg) που έχει απομείνει
- Αφαιρώντας τις 2 παραπάνω τιμές $G_1 - G_2$, βρίσκουμε το καθαρό βάρος του καυσίμου που κατανάλωσε η μηχανή κατά τη λειτουργία της
- Γνωρίζοντας το χρόνο t (sec) και την ισχύ πέδησης P_e (kW) που απέδωσε η μηχανή αυτό το χρονικό διάστημα υπολογίζουμε την ειδική κατανάλωση καυσίμου από τον κάτωθι τύπο:

$$bsfc = \frac{G_1 - G_2}{P_e t} \times 1.000 \times 3.600 \quad (3.5)$$

Όμως και η ειδική κατανάλωση καυσίμου προκειμένου να είναι συγκρίσιμη μεταξύ διαφορετικών μηχανών ή ακόμα και για την ίδια μηχανή όταν λειτουργεί σε διαφορετικές συνθήκες ή με διαφορετικό καύσιμο, πρέπει να διορθωθεί. Η διόρθωση της γίνεται κατά ISO με τον εξής τύπο:

$$bsfc_{ISO} = bsfc \frac{Hu}{42.700} \left[\begin{array}{l} 1 + (25 - T_{atm}) \times 0,0002 \\ -(1.000 - P_{atm}) \times 0,00002 \\ +(25 - T_w) \times 0,0006 \end{array} \right] \quad (3.6)$$

Όπως φαίνεται από τον τύπο η διόρθωση γίνεται σε περιβαλλοντικές συνθήκες αναφοράς ISO, δηλαδή θερμοκρασία περιβάλλοντος και νερού ψύξης ίση με 25 °C και ατμοσφαιρική πίεση ίση με 1.000 mbar. Η αναγωγή του καυσίμου γίνεται σε πρότυπο καύσιμο ISO F-DMX⁸ (marine diesel oil) κατώτερης θερμογόνου ικανότητας $Hu = 42.700$ kJ/kg.

Η διόρθωση αυτή είναι σημαντική όχι μόνο για να συγκρίνουμε διαφορετικές μηχανές μεταξύ τους αλλά και για να ελέγξουμε αν η μετρηθείσα σε κάποια δοκιμή ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι εντός των ορίων που έχει καθορίσει ο κατασκευαστής,

⁸Σύμφωνα με το πρότυπο ISO 8217 που καθορίζει τις προδιαγραφές και τις κατηγορίες των ναυτικών καυσίμων, τα ναυτικά καύσιμα προσδιορίζονται από ένα κώδικα που αποτελείται:

- Από τα αρχικά ISO
- Το γράμμα F για πετρελαϊκά καύσιμα
- Την κατηγορία του καυσίμου προσδιοριζόμενη από 3 γράμματα:
 - Το 1ο γράμμα καθορίζει την οικογένεια του καυσίμου (D – distillate για τα πιο ελαφρά καύσιμα και R – residual για τα βαρέα)
 - Το 2ο γράμμα προσδιορίζει ότι η χρήση του καυσίμου είναι για ναυτικές μηχανές (M – marine)
 - Το 3ο γράμμα X, A, B, C,.....,K, υποδεικνύει τις συγκεκριμένες ιδιότητες του κάθε καυσίμου, οι οποίες αναφέρονται αναλυτικά στο ISO 8217
- Για βαρέα καύσιμα R, προστίθεται κι ένας διψήφιος αριθμός, ο οποίος αντιστοιχεί στη μέγιστη κινηματική συνεκτικότητα του καυσίμου σε mm^2/s , στους 50 °C.

καθώς οι κατασκευαστές δίνουν τις εγγυήσεις τους για την bsfc σε συνθήκες ISO και για κανονικό καύσιμο. Η MAN Diesel & Turbo για τη συγκεκριμένη μηχανή που εξετάζουμε δίνει εγγύηση 5%. Οποιαδήποτε δηλαδή μέτρηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου διορθωθεί με τον παραπάνω τύπο θα πρέπει να είναι εντός του $\pm 5\%$ από αυτήν που έχει δώσει ο κατασκευαστής για το αντίστοιχο φορτίο.

3.2.3 Διόρθωση πίεσης αέρα σάρωσης

Η πίεση αέρα σάρωσης (scavenge air pressure) είναι από τα πιο σημαντικά μεγέθη για τον κινητήρα. Είναι η πίεση την οποία έχει ο αέρας που πληρώνει τον κύλινδρο και απομακρύνει τα καυσαέρια. Αυτή μαζί με τη θερμοκρασία του αέρα σάρωσης καθορίζουν την πυκνότητα και άρα την ποσότητα του αέρα που θα απομακρύνει τα καυσαέρια και θα οξειδώσει το καύσιμο για την παραγωγή ισχύος στη μηχανή. Για μια υπερπληρωμένη μηχανή είναι πάντοτε μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής, σε όλα τα φορτία, με τιμές που κυμαίνονται από τιμές λίγο μεγαλύτερες του ενός bar μέχρι 4-5 bar ανάλογα το μέγεθος της μηχανής και του υπερπληρωτή.

Επειδή η πίεση σάρωσης όπως και όλες οι πιέσεις στη μηχανή μετριοούνται σαν μανομετρικές, πρέπει να προσθέσουμε την πίεση του περιβάλλοντος για να βρούμε την απόλυτη πίεση σάρωσης:

Απόλυτη πίεση στις συνθήκες μέτρησης

$$P_{scav}^{abs} = P_{scav}^{gauge} + \frac{P_{atm}}{P_{atmISO}} \quad (3.7)$$

Έπειτα η διόρθωση της γίνεται κατά MAN ως εξής:

Απόλυτη πίεση σε συνθήκες MAN

$$P_{scavMAN}^{abs} = P_{scav}^{abs} \times \begin{bmatrix} (T_{scavMAN} - T_{scav}) \times 0,0022 \\ -(T_{compISO} - T_{comp}) \times 0,002856 \\ +0,75 \times (P_{atmISO} - P_{atm}) \times 0,000293 \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

Για τις διορθώσεις της η MAN χρησιμοποιεί τις τιμές που δίνονται στον πίνακα 3.4⁹.

Πίνακας 3.4: Συνθήκες αναγωγής των μετρήσεων κατά MAN

Θερμοκρασία αέρα εισαγωγής στο συμπιεστή	$T_{compISO}$	25°C
Θερμοκρασία αέρα σάρωσης	$T_{scavMAN}$	37°C
Ατμοσφαιρική πίεση	P_{atmISO}	1.000 mbar

⁹Εδώ η MAN αντί να χρησιμοποιήσει τη θερμοκρασία εισόδου του νερού στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης, χρησιμοποιεί το μέγεθος το οποίο επηρεάζει άμεσα η θερμοκρασία του νερού, δηλαδή τη θερμοκρασία του αέρα σάρωσης.

3.2.4 Διόρθωση πίεσης καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής

Η πίεση των καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής (exhaust manifold pressure) είναι η πίεση που έχουν τα καυσαέρια κατά την έξοδο τους από τον κύλινδρο. Είναι απαραίτητο σε 2-Χ κινητήρες η πίεση αυτή να είναι μικρότερη της πίεσης αέρα σάρωσης ώστε να εξασφαλίζεται η καλή απόπλυση του κυλίνδρου από τα καυσαέρια. Επίσης αποτελεί περίπου¹⁰ την πίεση με την οποία εισέρχεται το καυσαέριο στο στρόβιλο του υπερπληρωτή προκειμένου να αποτονωθεί σε μια πίεση κοντά στην περιβαλλοντική και να αποδώσει ισχύ η οποία μέσω του άξονα του συμπιεστή θα μεταφερθεί για να συμπιέσει εκ νέου τον αέρα σάρωσης της μηχανής. Οπότε μια χαμηλή τιμή της πίεσης αυτής ενώ μπορεί θεωρητικά να φαίνεται επιθυμητή για την επίτευξη καλής απόπλυσης εντούτοις πρέπει να είναι αρκετά υψηλή ώστε να προσδώσει την απαραίτητη ισχύ στον υπερπληρωτή. Πρέπει να υπάρξει συμβιβασμός αντίθετων απαιτήσεων, ο οποίος επιτυγχάνεται με τη χρήση υπερπληρωτή υψηλής απόδοσης.

Η διόρθωση της πίεσης καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής, δίνεται από τη MAN και είναι ιδιαίτερα απλή, προκύπτει με απλή πρόσθεση της μετρούμενης μανομετρικής και της ατμοσφαιρικής πίεσης, όπως φαίνεται παρακάτω:

Απόλυτη πίεση σε συνθήκες MAN

$$p_{\text{exhMAN}}^{\text{abs}} = p_{\text{exhMAN}}^{\text{gauge}} + \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atmISO}}} \quad (3.9)$$

3.2.5 Διόρθωση μέγιστης πίεσης καύσης

Η μέγιστη πίεση καύσης (firing pressure ή maximum pressure) μια μηχανής είναι η υψηλότερη πίεση που αναπτύσσεται στο θάλαμο καύσης κατά τη διάρκεια μιας περιόδου λειτουργίας (P_K - σχήμα 3.3). Η μέτρηση της μας δίνει ενδείξεις για την κατάσταση του εξοπλισμού έγχυσης καυσίμου, το χρονισμό της έγχυσης, και τη συμπίεση του κυλίνδρου. Συνδέεται δηλαδή, κυρίως, με το μηχανισμό της καύσης μέσα στον κινητήρα.

Για τη διόρθωση της μέγιστης πίεσης, όπως και στην πίεση του αέρα σάρωσης προστίθεται στη μανομετρική, η ατμοσφαιρική πίεση, για να βρεθεί η απόλυτη πίεση:

Απόλυτη πίεση στις συνθήκες μέτρησης

$$p_{\text{max}}^{\text{abs}} = p_{\text{max}}^{\text{gauge}} + \frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atmISO}}} \quad (3.10)$$

Έπειτα η διόρθωση της γίνεται κατά MAN ως εξής:

Απόλυτη πίεση σε συνθήκες MAN

$$p_{\text{maxMAN}}^{\text{abs}} = p_{\text{max}}^{\text{abs}} \times \left[\begin{array}{l} (T_{\text{scavMAN}} - T_{\text{scav}}) \times 0,00081 \\ -(T_{\text{compISO}} - T_{\text{comp}}) \times 0,002198 \\ +0,75 \times (P_{\text{atmISO}} - P_{\text{atm}}) \times 0,00022 \\ +1 \end{array} \right] \quad (3.11)$$

¹⁰Υπάρχει μια μικρή πτώση πίεσης μεταξύ της πίεσης στην πολλαπλή εξαγωγής και της εισόδου στο στρόβιλο.

3.2.6 Διόρθωση πίεσης συμπίεσης

Η πίεση συμπίεσης (compression pressure) είναι η πίεση που αναπτύσσεται στο θάλαμο καύσης στο τέλος της συμπίεσης και χωρίς ανάφλεξη του καυσίμου μείγματος (P_{Σ} - σχήμα 3.3). Η μέτρηση της παρέχει ενδείξεις για την ποιότητα της συμπίεσης και την κατάσταση της μηχανής. Πιο συγκεκριμένα, αν η πίεση συμπίεσης είναι αρκετά μικρότερη από αυτή που ορίζει ο κατασκευαστής και έχει προσδιοριστεί κατά τη διάρκεια των αρχικών δοκιμών, τότε πιθανότατα κάποιο από τα εξαρτήματα της μηχανής που επηρεάζουν τη συμπίεση έχει κάποια βλάβη. Η μείωση αυτή της πίεσης μπορεί να οφείλεται σε πρόβλημα του εμβόλου, αν οι δακτύλιοι του εμβόλου δεν στεγανώνουν καλά, σε κακό χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων ή σε επικαθήσεις καταλοίπων της καύσης στην κεφαλή της βαλβίδας που προκαλούν διαρροή εργαζόμενου μέσου από τον κύλινδρο. Μπορεί επίσης, σε περίπτωση που η μηχανή έχει κάποια παλαιότητα να σημαίνει και φθορά του χιτωνίου του κυλίνδρου ή απλά χαμηλή πίεση αέρα σάρωσης (άρα πρόβλημα στο σύστημα υπερπλήρωσης) καθώς αυτά τα δύο μεγέθη είναι αλληλένδετα. Η ύπαρξη υψηλότερης πίεσης συμπίεσης από την αναμενόμενη είναι σπάνια και συνήθως οφείλεται σε καθυστέρηση ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής του κυλίνδρου ή σε κάποια υπερφόρτιση της μηχανής.

Η πίεση συμπίεσης διορθώνεται και αυτή με σχέση που προτείνει η MAN, για τις ίδιες συνθήκες που αναφέρθηκαν στην προηγούμενη παράγραφο (πίνακας 3.4, σελ. 48). Στην περίπτωση της πίεσης συμπίεσης η MAN πρώτα κάνει διόρθωση της μανομετρικής κι έπειτα προσθέτει σε αυτήν την ατμοσφαιρική πίεση κατά ISO (1.000 mbar) για να βρεθεί η απόλυτη πίεση, αντίθετα απ' ότι έγινε με την πίεση αέρα σάρωσης και την πίεση συμπίεσης όπου πρώτα βρέθηκε η απόλυτη πίεση και αυτή διορθώθηκε.

Μανομετρική πίεση σε συνθήκες MAN

$$P_{\text{compMAN}}^{\text{gauge}} = P_{\text{comp}}^{\text{gauge}} \times \begin{bmatrix} (T_{\text{scavMAN}} - T_{\text{scav}}) \times 0,00153 \\ -(T_{\text{compISO}} - T_{\text{comp}}) \times 0,002954 \\ +0,75 \times (P_{\text{atmISO}} - P_{\text{atm}}) \times 0,000301 \\ +1 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Απόλυτη πίεση σε συνθήκες MAN

$$P_{\text{compMAN}}^{\text{abs}} = P_{\text{compMAN}}^{\text{gauge}} + 1 \quad (3.13)$$

3.2.7 Διόρθωση θερμοκρασιών εισόδου & εξόδου στο στρόβιλο

Η MAN δίνει και σχέσεις για τη διόρθωση των θερμοκρασιών στην είσοδο και στην έξοδο του στροβίλου (turbine inlet & outlet temperatures). Οι διορθώσεις αυτές γίνονται στις συνθήκες που έχει ορίσει η MAN (πιν. 3.4), στις οποίες έχουν γίνει και όλες σχεδόν οι διορθώσεις που έχουν αναφερθεί στις προηγούμενες παραγράφους. Οι σχέσεις που προτείνονται για τη διόρθωση των δύο αυτών θερμοκρασιών είναι:

$$T_{\text{turbMAN}}^{\text{IN}} = \left[\begin{array}{c} \left(\begin{array}{l} (T_{\text{scavMAN}} - T_{\text{scav}}) \times 0,00059 \\ + (T_{\text{compISO}} - T_{\text{comp}}) \times 0,002466 \\ -0,75 \times (P_{\text{atmISO}} - P_{\text{atm}}) \times 0,000225 \\ +1 \end{array} \right) \\ \times (T_{\text{turb}}^{\text{IN}} + 273) \end{array} \right] - 273 \quad (3.14)$$

$$T_{\text{turbMAN}}^{\text{OUT}} = \left[\begin{array}{c} \left(\begin{array}{l} (T_{\text{scavMAN}} - T_{\text{scav}}) \times 0,00018 \\ + (T_{\text{compISO}} - T_{\text{comp}}) \times 0,00316 \\ -0,75 \times (P_{\text{atmISO}} - P_{\text{atm}}) \times 0,000037 \\ +1 \end{array} \right) \\ \times (T_{\text{turb}}^{\text{OUT}} + 273) \end{array} \right] - 273 \quad (3.15)$$

3.2.8 Διόρθωση ταχύτητας υπερπληρωτή

Αν και με τον υπερπληρωτή της μηχανής και τις διορθώσεις που θα γίνουν θα ασχοληθούμε σε επόμενο κεφάλαιο, παρατίθεται εδώ και η σχέση διόρθωσης της MAN για την ταχύτητα του υπερπληρωτή (turbocharger speed), η οποία διαφέρει από την απλή σχέση διόρθωσης ταχύτητας που περιλαμβάνει μόνο το συντελεστή θ (βλ. σελίδα 86, εξισώσεις 5.20, 5.21 και 5.23), δηλαδή διόρθωση μόνο με τη θερμοκρασία εισόδου στο συμπιεστή. Η σχέση αυτή προτείνει διόρθωση όχι μόνο βάσει της θερμοκρασίας εισόδου στο συμπιεστή αλλά και δύο πιέσεων – της πίεσης του αέρα σάρωσης και της ατμοσφαιρικής:

$$N_{\text{MAN}} = N \times \sqrt{\frac{T_{\text{compISO}}}{T_{\text{comp}}}} \times \sqrt{\frac{P_{\text{scav}}^{\text{abs}}}{P_{\text{scavMAN}}^{\text{abs}}}} \times \sqrt{\frac{P_{\text{atm}}}{P_{\text{atmISO}}}} \quad (3.16)$$

Στη σχέση αυτή, αντίθετα με όλες τις προηγούμενες, οι θερμοκρασίες εισόδου στο συμπιεστή είναι σε Kelvin. Πρέπει να προστεθεί κάθε μια δηλαδή με 273. Η ατμοσφαιρική πίεση ISO είναι κατά τα γνωστά ίση με 1.000 mbar, η ατμοσφαιρική κατά τη διάρκεια της μέτρησης είναι γνωστή, ενώ οι απόλυτες πιέσεις αέρα σάρωσης βρίσκονται από τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.3.

Κεφάλαιο 4

Παρουσίαση και σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών των 2 κινητήρων που εξετάζονται

Στο κεφάλαιο αυτό παρατίθενται τα διαγράμματα των δύο μηχανών από τις εργοστασιακές μετρήσεις και τις θαλάσσιες δοκιμές. Αφού πρώτα διορθώθηκαν τα λειτουργικά μεγέθη των δύο μηχανών σύμφωνα με τις σχέσεις της παραγράφου 3.2, στη συνέχεια παριστάνονται γραφικά σε διαγράμματα, προκειμένου να εντοπίσουμε τις ομοιότητες ή διαφορές που παρουσιάζονται. Γενικά αναμένεται να υπάρχει μεγάλη ταύτιση των μετρήσεων κατά τα shop tests καθώς οι μετρήσεις αυτές γίνονται στην ξηρά υπό σταθερό, ελεγχόμενο, φορτίο και δεν υπόκεινται στις μεταβολές και τις ιδιαιτερότητες του θαλάσσιου περιβάλλοντος. Επίσης, οι μηχανές στη φάση αυτή δεν έχουν συζευχθεί με τις αντίστοιχες έλικες και το πλοίο στο οποίο θα λειτουργήσουν. Η υδραυλική πέδη που φορτίζει τη μηχανή ακολουθεί το νόμο της έλικας, στην 3^η δύναμη. Έχουν ληφθεί 6 μετρήσεις για κάθε μηχανή, για φορτία 25%, 50%, 75%, 90% (85% για τη μηχανή B), 100% και 110%. Στις μετρήσεις από τα sea trials έχουμε μεγαλύτερη ποικιλία στα φορτία, καθώς αυτά είναι διαφορετικά για κάθε μηχανή. Η μηχανή A έχει μετρήσεις στο 15 – 100% του φορτίου ενώ η μηχανή B έχει μετρήσεις κυρίως απ' το εύρος φορτίων στο οποίο αναμένεται να λειτουργεί κανονικά, δηλαδή 40 – 97%. Τα πλοία στα οποία έχουν τοποθετηθεί αυτές οι μηχανές παρουσιάζουν διαφορές τόσο στο σχεδιασμό, όσο και στη χωρητικότητα, είναι δηλαδή διαφορετικού σχήματος και μεγέθους, γεγονός που αναμένεται να έχει επίδραση στη συμπεριφορά των δύο μηχανών κατά τις θαλάσσιες δοκιμές. Στο τέλος του κεφαλαίου, παρουσιάζονται τα μεγέθη των δύο μηχανών που είχαν αποκλίσεις και γίνεται μια πρώτη προσπάθεια σύγκρισης των μηχανών. Οι πιέσεις κυλίνδρου (πίεση συμπίεσης, μέγιστη πίεση καύσης) συσχετίζονται με την πίεση του αέρα σάρωσης για να φανεί πως λειτουργούν οι μηχανές έχοντας ως είσοδο αέρα ίδιων χαρακτηριστικών. Παρακάτω, στον πίνακα 4.1, δίνονται οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας την στιγμή κάθε μέτρησης, ώστε να μπορούμε να ανατρέξουμε σ' αυτές και να δούμε μήπως επηρεάζουν κάποιο μέγεθος για το οποίο δε μας έχει δοθεί σχέση διόρθωσης (π.χ. ισχύς κινητήρα).

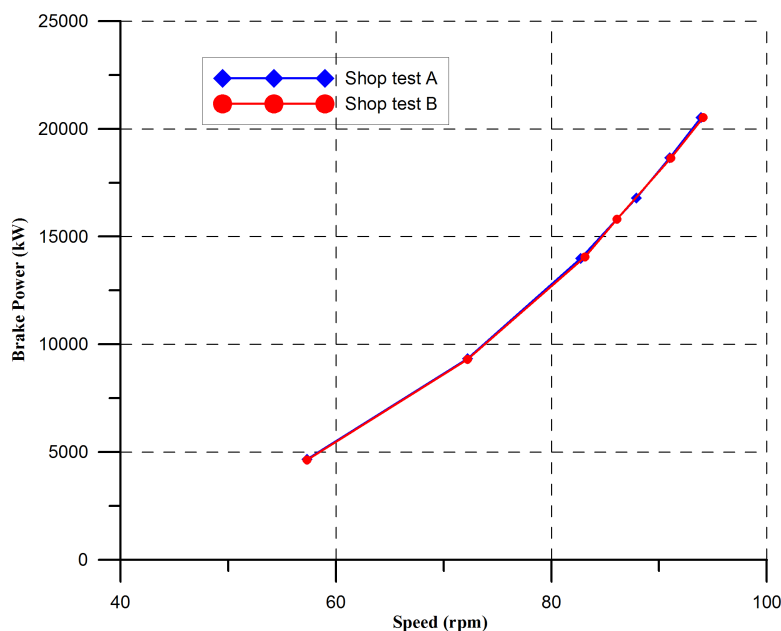
Πίνακας 4.1: Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων

Engine A						Engine B					
Shop test			Sea Trials			Shop test			Sea trials		
Load (%)	T (°C)	P (mbar)	Load (%)	T (°C)	P (mbar)	Load (%)	T (°C)	P (mbar)	Load (%)	T (°C)	P (mbar)
25	26,3	1019	15,4	26	1032	24,9	22,4	1020	47,4	26	1013
50	26,6	1011	42	26	1032	49,9	23,7	1020	73,2	26	1013
75	27	1010	65	23	1035	75,4	23,6	1020	78,1	25	1013
90	27,9	1010	77	20	1035	84,7	23,7	1020	89	26	1013
100	29	1009	91,7	18	1035	99,9	24,4	1019	93,1	25	1013
110	29	1009	100	13	1036	110	22,9	1019	97,4	26	1013

4.1 Λειτουργικά μεγέθη από τα SHOP TESTS

4.1.1 Ισχύς πέδης

Η ισχύς πέδης παρουσιάζεται στο σχήμα 4.1 και για τα 2 πλοία συναρτήσεως της ταχύτητας της μηχανής και αποτελεί την καμπύλη βαριάς λειτουργίας της έλικας. Όπως έχουμε αναφέρει η ισχύς της μηχανής δεν διορθώνεται με κάποιον τύπο καθώς η MAN εγγυάται την απόδοση της μηχανής για ένα αρκετά μεγάλο εύρος θερμοκρασιών περιβάλλοντος, 10 – 45°C (βλ. παράγραφο 3.2.1). Την ημέρα της μέτρησης των 2 μηχανών πάντως οι περιβαλλοντικές συνθήκες ήταν παρόμοιες και μάλιστα η θερμοκρασία ήταν πολύ κοντά στους 25°C, τη θερμοκρασία ISO δηλαδή, ελαχιστοποιώντας έτσι το όποιο σφάλμα.



Σχήμα 4.1: Καμπύλες έλικας (heavy propeller curves) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Παρατηρούμε ότι οι 2 καμπύλες ταυτίζονται απόλυτα. Με προσαρμογή μιας εκθετικής συνάρτησης στις 2 καμπύλες προέκυψαν οι εξής σχέσεις για τις μηχανές A και B

αντίστοιχα:

$$P_{eA} = 0,024 \times n^{3,006} \quad (4.1)$$

$$P_{eB} = 0,025 \times n^{2,997} \quad (4.2)$$

Στις παραπάνω σχέσεις και οι δύο εκθέτες είναι πρακτικά ίσοι με 3 όπως και οι πολλαπλασιαστές μεταξύ τους. Όπως περιμέναμε δηλαδή και για τους δύο κινητήρες, έχουν ακριβώς την ίδια καμπύλη έλικας στις εργοστασιακές δοκιμές. Η ποσοστιαία διαφορά των δύο καμπυλών κυμαίνεται μεταξύ -0,76% ως 0,32%, διαφορά δηλαδή μικρότερη του 1% σε όλες τις ταχύτητες. Το διάγραμμα αυτό (4.1) θα αποτελέσει το διάγραμμα αναφοράς των δύο μηχανών κατά τη σύγκριση τους με τις αντίστοιχες δοκιμές θαλάσσης.

4.1.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου διορθώνεται κατά ISO, σύμφωνα με τη σχέση της παραγράφου 3.2.2. Όπως έχει αναφερθεί, η ειδική κατανάλωση καυσίμου δίνεται από τον κατασκευαστή με εγγύηση 5%. Δηλαδή η τιμή της αναμένεται να είναι, μετά τη διόρθωση, εντός του $\pm 5\%$ απ' αυτήν που ορίζει ο κατασκευαστής για το κάθε φορτίο. Το διάγραμμα που προκύπτει δίνεται στο σχήμα 4.2. Η συνεχής μαύρη καμπύλη παρουσιάζει την κατανάλωση καυσίμου που δίνει ο κατασκευαστής και οι διακεκομμένες σχηματίζουν τα όρια αυτής, για ελάχιστο -5% από αυτή που δίνει ο κατασκευαστής και μέγιστο +5%. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρείται μια διαφορά περίπου 2,5 – 3,5 g/kWh στην ειδική κατανάλωση καυσίμου σε κάθε φορτίο. Η 2^η μηχανή παρουσιάζεται οικονομικότερη της πρώτης και πιο κοντά στην κατανάλωση που μας δίνεται από το manual της μηχανής [12]. Αντίθετα, η πρώτη μηχανή προσεγγίζει το άνω όριο. Καμία πάντως από τις δύο μηχανές δεν ξεφεύγει από την εγγύηση του κατασκευαστή (MAN). Επίσης παρατηρείται πως και οι δύο μηχανές κινούνται προς το άνω όριο, και οπωσδήποτε απέχουν αρκετά από το κάτω όριο, κατά περίπου 15 g/kWh, δείγμα του ότι η προσέγγιση του κατασκευαστή είτε υπερεκτιμάει τις δυνατότητες χαμηλής κατανάλωσης της μηχανής (και για λόγους μάρκετινγκ) είτε επειδή η σχέση διόρθωσης κατά ISO δεν εξασφαλίζει σωστή προσαρμογή των μετρήσεων όταν αυτές γίνονται σε διαφορετικές περιβαλλοντικές συνθήκες και με διαφορετικό καύσιμο.

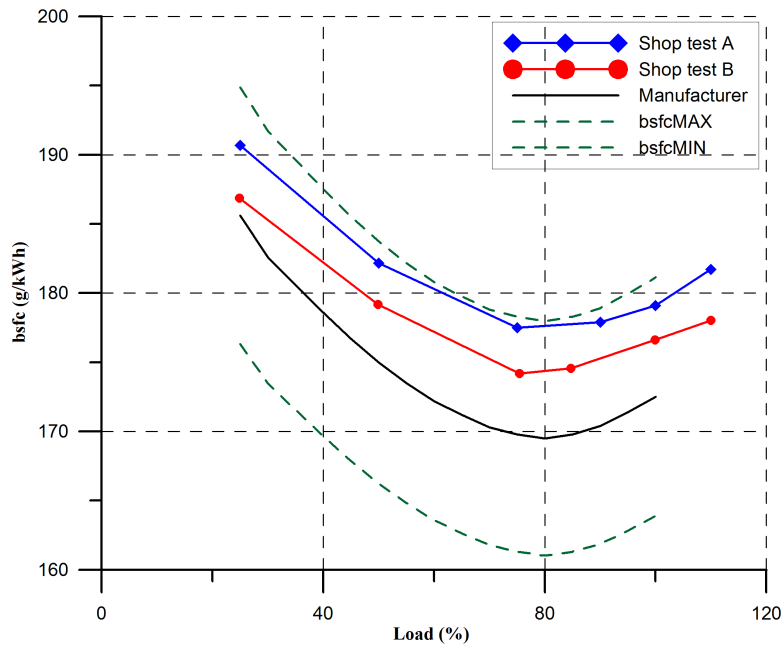
Στο σχήμα 4.3 δίνεται και το διάγραμμα ροής καυσίμου¹¹ (fuel rate) στη μηχανή, χωρίς διόρθωση, όπου φαίνεται πως η μηχανή Α, έχει υψηλότερη κατανάλωση σε όλα τα φορτία από 50 kg/h στο 25% του φορτίου έως 200 kg/h στο 110%.

4.1.3 Μέγιστη πίεση καύσης

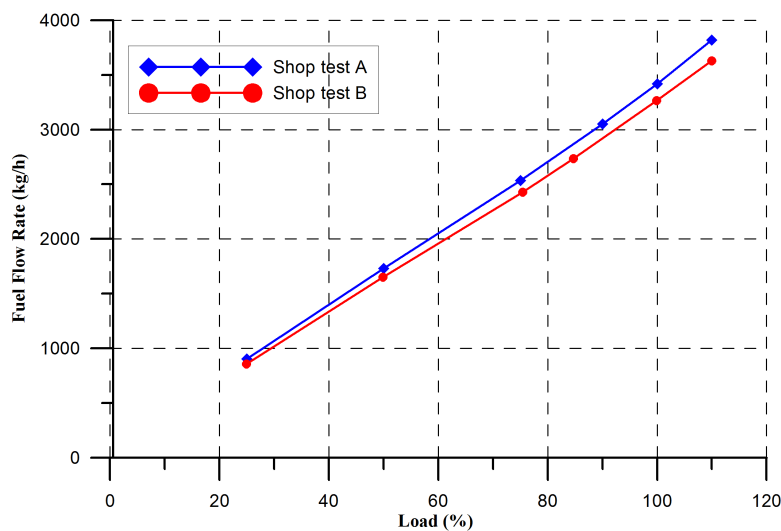
Η μέγιστη πίεση καύσης διορθώθηκε σύμφωνα με τους τύπους της παραγράφου 3.2.5 και δίνεται στο σχήμα 4.4.

Παρατηρείται μεγάλη συσχέτιση των τιμών σε όλα τα φορτία. Μια μικρή απόκλιση υπάρχει στα χαμηλά φορτία (25% και 50%), της τάξης του 4% ενώ στα υψηλά φορτία

¹¹ Και οι 2 μετρήσεις έχουν γίνει χρησιμοποιώντας καύσιμο υψηλής θερμογόνου ικανότητας (marine diesel oil), άνω των 10.000 kcal, ωστόσο υπάρχει μια διαφορά στα καύσιμα (περί τα 900 kJ/kg), η μεν 1η μηχανή που παρουσιάζει και την υψηλότερη κατανάλωση χρησιμοποιεί καύσιμο 41.900 kJ/kg ενώ η 2η που είναι και η πιο οικονομική, χρησιμοποιεί καλύτερο καύσιμο 42.760 kJ/kg.



Σχήμα 4.2: Ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

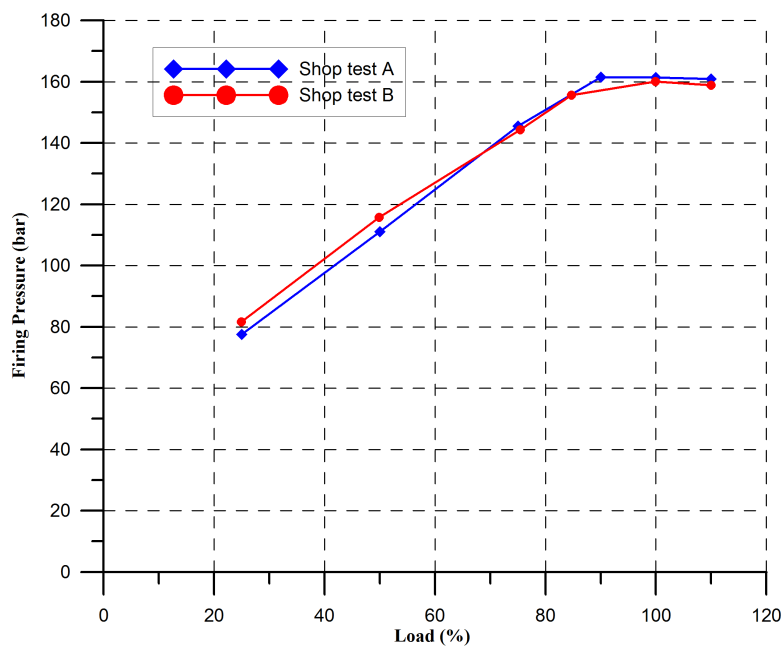


Σχήμα 4.3: Ροή καυσίμου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

η απόκλιση είναι μόλις 1-2%. Η διαφορά που φαίνεται μεταξύ 80 – 90%, υπάρχει διότι οι μετρήσεις σε αυτό το διάστημα είναι για διαφορετικά φορτία. Για τη μεν μηχανή A η μέτρηση έχει ληφθεί στο 90% του φορτίου ενώ για τη μηχανή B στο 85%.

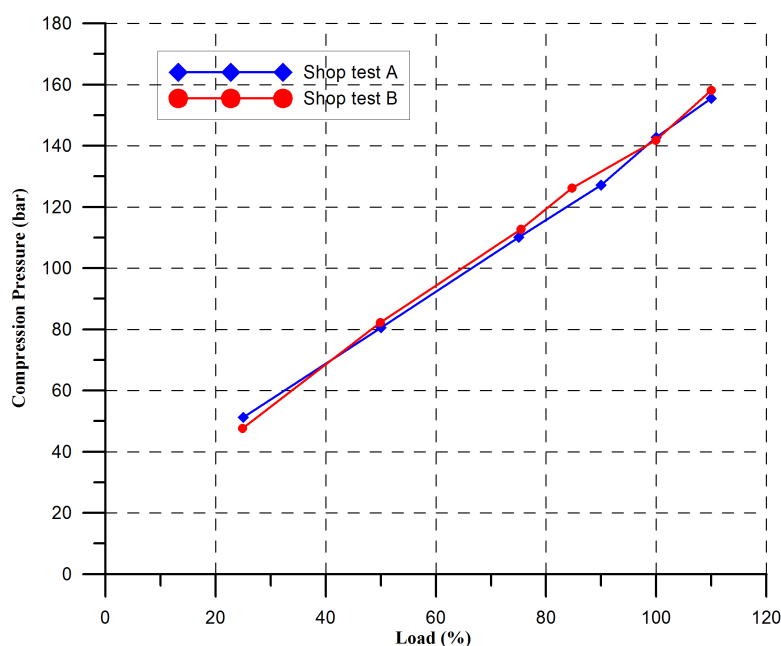
4.1.4 Πίεση συμπίεσης

Η πίεση συμπίεσης διορθώθηκε σύμφωνα με τους τύπους της παραγράφου 3.2.6 και δίνεται στο σχήμα 4.5. Και εδώ, όπως και στη μέγιστη πίεση οι καμπύλες παρουσιάζουν αμελητέες διαφορές σε όλα τα φορτία. Η διαφορά που παρατηρείται, όπως αναφέρθηκε και πριν, στο 80 – 90% του φορτίου είναι λόγω των διαφορετικών φορτίων που πάρθηκε η μέτρηση στις δύο μηχανές. Όσον αφορά δηλαδή τις πιέσεις κυλίνδρου, οι δύο μηχανές



Σχήμα 4.4: Μέγιστη πίεση καύσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

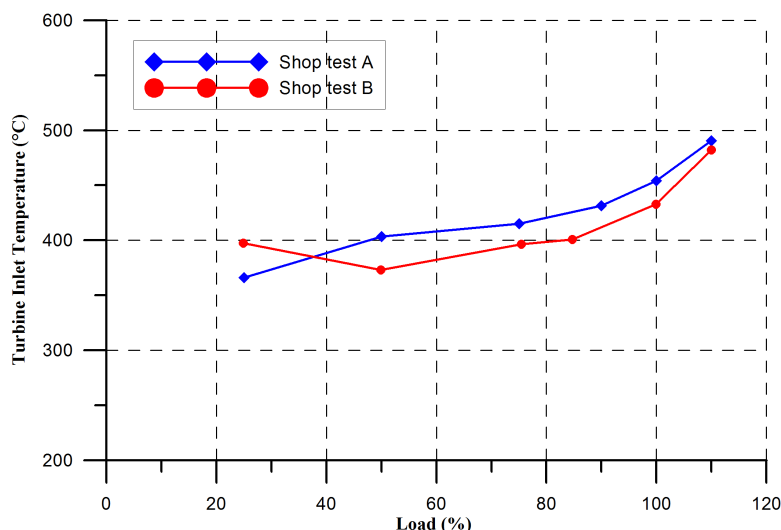
παρουσιάζουν περίπου τις ίδιες τιμές σε όλα τα φορτία.



Σχήμα 4.5: Πίεση συμπίεσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

4.1.5 Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου

Η θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου διορθώθηκε σύμφωνα με τη σχέση 3.14 και δίνεται στο σχήμα 4.6.



Σχήμα 4.6: Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο, όπως είναι φυσιολογικό, αυξάνεται με το φορτίο και παρουσιάζει αποκλίσεις 20 - 30°C σε όλα τα φορτία πλην του 110% όπου η διαφορά είναι μικρότερη. Αυτή η διαφορά μεταφράζεται σε ποσοστά από 2 ως 8%. Οι μετρήσεις των καυσαερίων παρουσιάζουν γενικά δυσκολίες, λόγω υψηλών θερμοκρασιών και έντονου στροβιλισμού της ροής και δεν είναι εύκολο να είναι ακριβείς. Γι' αυτό οι μετρήσεις είναι στα πλαίσια του σφάλματος, η διαφορά των θερμοκρασιών αυτών δηλαδή δεν θεωρείται σημαντική. Ωστόσο θα πρέπει αυτό να επιβεβαιωθεί και σε συνάρτηση με τα υπόλοιπα μεγέθη, αν δηλαδή η διαφορά αυτή μπορεί να αμεληθεί ή αν τελικά αποτελεί ένδειξη κακής λειτουργίας της μηχανής.

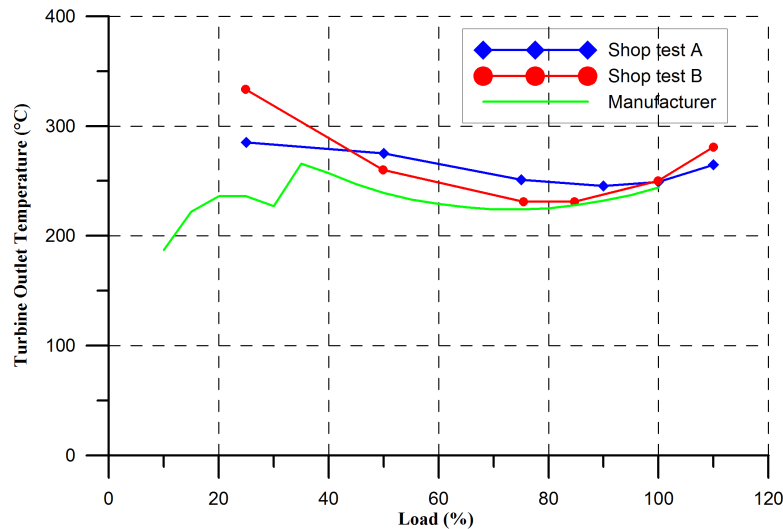
4.1.6 Θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου

Η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου διορθώθηκε σύμφωνα με τη σχέση 3.15 και δίνεται στο σχήμα 4.7.

Η θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο ακολουθεί διαφορετική πορεία από αυτή της θερμοκρασίας εισόδου. Αρχικά, στα χαμηλά φορτία, λόγω χαμηλής ενεργειακής στάθμης των καυσαερίων, κατά την έξοδο τους από τον κύλινδρο, δεν υπάρχει μεγάλη απορρόφηση τους από το στρόβιλο με αποτέλεσμα η θερμοκρασία εξόδου να παραμένει υψηλή. Όσο όμως αυξάνεται το φορτίο και πλησιάζει ο υπερπληρωτής το σημείο για το οποίο έχει βελτιστοποιηθεί/ταιριαστεί με τον κινητήρα¹², τότε αυξάνεται η απόδοση του και απορροφά περισσότερη ενέργεια από τα καυσαέρια, κατεβάζοντας κατ' αυτόν τον τρόπο τη θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο. Στα πολύ υψηλά φορτία όμως που η θερμοκρασία των καυσαερίων έχει ανέβει πολύ, ο υπερπληρωτής δεν μπορεί να απορροφήσει ένα μεγάλο μέρος της ενέργειάς τους, με αποτέλεσμα να αυξάνει και πάλι η θερμοκρασία στην έξοδο του στροβίλου.

Στο σχήμα 4.7 εκτός από τις καμπύλες για τους δύο κινητήρες, υπάρχει και μια καμπύλη της θερμοκρασίας εξόδου που δίνει ο κατασκευαστής για τη συγκεκριμένη μη-

¹²Συνήθως το σημείο αυτό είναι κοντά στο 80% του φορτίου, όπου έχουμε τη χαμηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα.



Σχήμα 4.7: Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

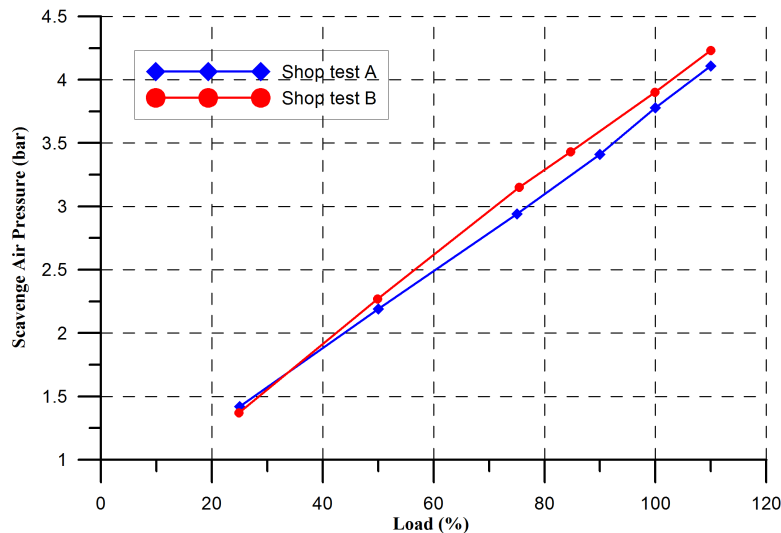
χανή (σε συνθήκες ISO). Παρατηρείται και εδώ μια διαφορά θερμοκρασιών της τάξης των 15 – 20°C, η οποία μεταφράζεται σε περίπου 5%. Πάλι η διαφορά αυτή θεωρείται ότι είναι μέσα στα όρια του σφάλματος, με δεδομένες τις δυσκολίες ακρίβειας της μέτρησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων. Επίσης, η καμπύλη του κατασκευαστή προσεγγίζει αρκετά καλά τις μετρηθείσες θερμοκρασίες, ειδικά για τη 2^η μηχανή. Οι μεγάλες αποκλίσεις που παρουσιάζονται σε φορτία κάτω του 40% εξηγούνται από το γεγονός ότι σε αυτά τα φορτία λειτουργούν οι εφεδρικοί ηλεκτροκίνητοι συμπιεστές, διότι η ενέργεια των καυσαερίων δεν επαρκεί για να κινήσει τον υπερπληρωτή ώστε να παρέχει αέρα σάρωσης υψηλής πίεσης. Εδώ πρέπει να συνυπολογίσουμε ότι οι 2 κινητήρες φέρουν διαφορετικούς υπερπληρωτές, οι οποίοι θα εξεταστούν εκτενέστερα σε επόμενο κεφάλαιο (κεφ. 5), και οι οποίοι επηρεάζουν την τιμή της θερμοκρασίας στην έξοδο του στρόβιλου.

4.1.7 Πίεση αέρα σάρωσης

Η πίεση του αέρα σάρωσης αποτελεί ίσως τη βασικότερη παράμετρο για τη λειτουργία της μηχανής. Καθορίζει σε μεγάλο βαθμό την πυκνότητα, και άρα την ποσότητα του αέρα που θα εισέλθει στη μηχανή για να καεί με το καύσιμο, ρυθμίζοντας κατ' αυτόν τον τρόπο την ισχύ και την απόδοση της μηχανής. Η πίεση του αέρα σάρωσης εξαρτάται άμεσα από τη λειτουργία του στρόβιλου υπερπληρωτή. Διορθώνεται με βάση τους τύπους της παραγράφου 3.2.3 και δίνεται στο σχήμα 4.8. Η πίεση σάρωσης της μηχανής B είναι μεγαλύτερη αυτής της A σε όλα τα φορτία, πλην του 25%, όπου οι μετρήσεις συμπίπτουν. Η μέγιστη διαφορά που προκύπτει είναι της τάξης των 200 mbar (0.2 bar), γύρω στο 70 – 90% του φορτίου.

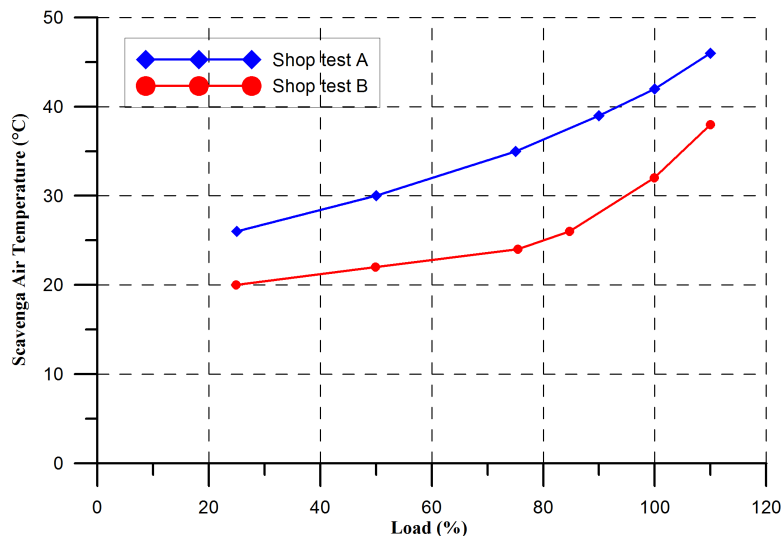
4.1.8 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης

Επειδή η MAN δίνει τις σχέσεις διόρθωσης με παράμετρο διόρθωσης τη θερμοκρασία του αέρα σάρωσης (37°C), δεν υπάρχει κάποια σχέση διόρθωσης για το μέγεθος αυτό. Συνεπώς παρίσταται στο διάγραμμα 4.9 η μέτρηση της θερμοκρασίας αυ-



Σχήμα 4.8: Πίεση αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

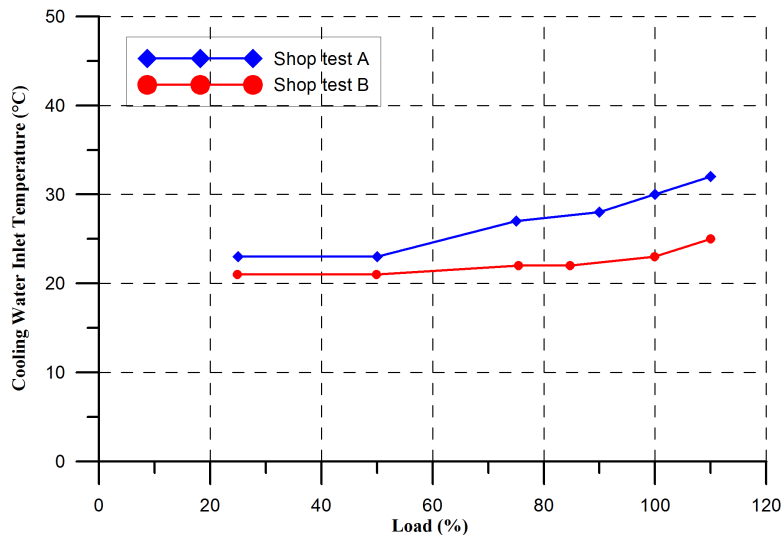
τής, χωρίς διόρθωση και συσχετίζεται με το ακριβώς επόμενο διάγραμμα (σχήμα 4.10), της θερμοκρασίας εισόδου του νερού ψύξης στο ψυγείο υπερπλήρωσης, παράμετρος η οποία επηρεάζει άμεσα τη θερμοκρασία του αέρα σάρωσης.



Σχήμα 4.9: Θερμοκρασία αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Παρόλο που η θερμοκρασία του αέρα περιβάλλοντος κατά τη διάρκεια των μετρήσεων για τα 2 πλοία δεν παρουσίαζε μεγάλες διαφορές, επειδή οι μετρήσεις γίνονται σε διαφορετικά ναυπηγεία και διαφορετική εποχή, το νερό ψύξης του αέρα σάρωσης έχει κάποια θερμοκρασιακή διαφορά για τις δύο μηχανές (σχήμα 4.10). Η διαφορά αυτή της θερμοκρασίας του νερού ψύξης, η οποία είναι 2 – 7°C οδηγεί και σε διαφορά των θερμοκρασιών αέρα σάρωσης 6 – 13°C ανάλογα το φορτίο. Επίσης ο αέρας σάρωσης κατά την είσοδο του στο ψυγείο (στην έξοδο του συμπιεστή δηλαδή) δεν παρουσιάζει μεγάλες διαφορές για τις δύο μηχανές, με αποτέλεσμα να θεωρείται σχεδόν αποκλειστικά υπεύθυνη για τη διαφορά της θερμοκρασίας του αέρα σάρωσης στην είσοδο της μηχανής, η θερμοκρασιακή διαφορά του νερού ψύξης [13]. Ωστόσο η θερμοκρασία

αυτή δεν επηρεάζει ιδιαίτερα τον αέρα σάρωσης της μηχανής καθώς το μέγεθος που αφορά τον κινητήρα είναι η μάζα του αέρα, το οποίο μεταφράζεται, για σταθερό όγκο εμβολισμού της μηχανής, σε πυκνότητα του αέρα, η οποία επηρεάζεται κυρίως από την πίεση σάρωσης και πολύ λιγότερο από τη θερμοκρασία (μια διαφορά θερμοκρασιών 10°C προκαλεί μεταβολή της πυκνότητας κατά 3-4%).



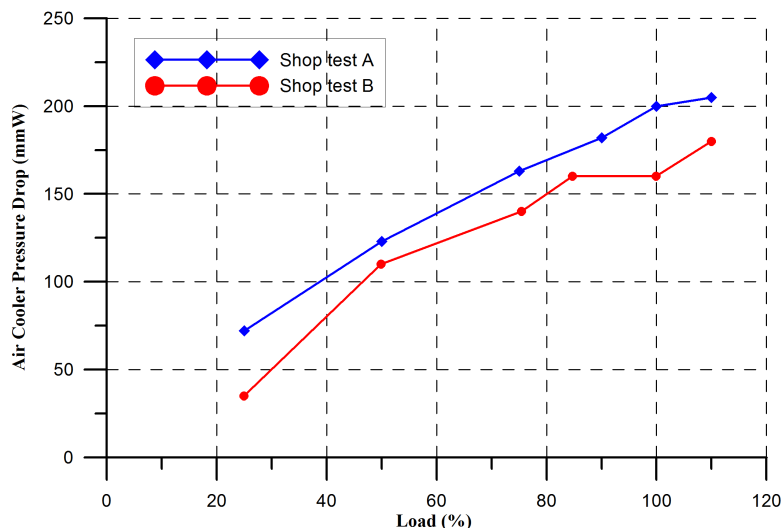
Σχήμα 4.10: Θερμοκρασία νερού ψύξης του αέρα σάρωσης στην είσοδο του ψυγείου αέρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

4.1.9 Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης

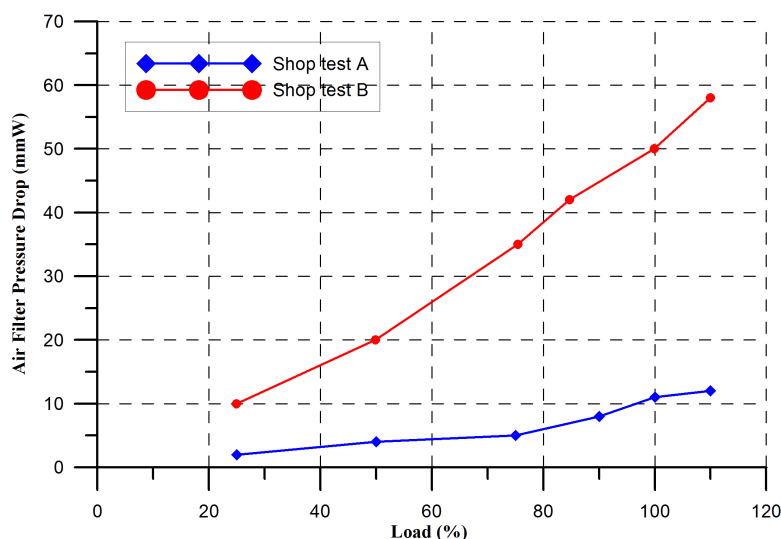
Οι δύο μηχανές έχουν διαφορετικά ψυγεία υπερπλήρωσης, από διαφορετικούς κατασκευαστές, με διαφορετική γεωμετρία και επιφάνειες συναλλαγής θερμότητας. Όπως αναμένεται λοιπόν, παρουσιάζουν διαφορετική πτώση πίεσης του αέρα που διέρχεται από αυτά. Όπως φαίνεται στο σχήμα 4.11, η πτώση πίεσης είναι μεγαλύτερη στο ψυγείο του κινητήρα A κατά 13 – 40 mmW απ' αυτή του ψυγείου του κινητήρα B. Ωστόσο αυτή η διαφορά έχει μικρή επίδραση στην πίεση του αέρα σάρωσης καθώς 40 mmW (χιλιοστά στήλης ύδατος) αντιστοιχούν σε περίπου 4 mbar, ενώ όπως είδαμε στην παράγραφο 4.1.7, οι διαφορές που παρουσιάζονται στην πίεση του αέρα σάρωσης, φτάνουν μέχρι και 200 mbar.

4.1.10 Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου συμπιεστή

Το φίλτρο εισόδου – αποσιωπητήρας τοποθετείται στην είσοδο του συμπιεστή και χρησιμεύει στην εξομάλυνση της εισερχόμενης ροής και τον επακόλουθο περιορισμό του θορύβου. Επιφέρει μια πτώση πίεσης, η οποία αν δεν έχει γίνει σωστός σχεδιασμός, μπορεί να είναι αρκετά μεγάλη και να έχει επίπτωση στο λόγο πίεσης και το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή. Στις μηχανές που παρουσιάζονται εδώ (σχήμα 4.12), η πτώση πίεσης κυμαίνεται από 2 ως 58 mmW, είναι δηλαδή αρκετά μικρή για να έχει σημαντική επιρροή στην απόδοση του συμπιεστή. Οι διαφορές κυμαίνονται από 8 έως 45 mmW, δηλαδή περίπου ως 4 mbar. Η μηχανή B φαίνεται να έχει τις μεγαλύτερες απώλειες,



Σχήμα 4.11: Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

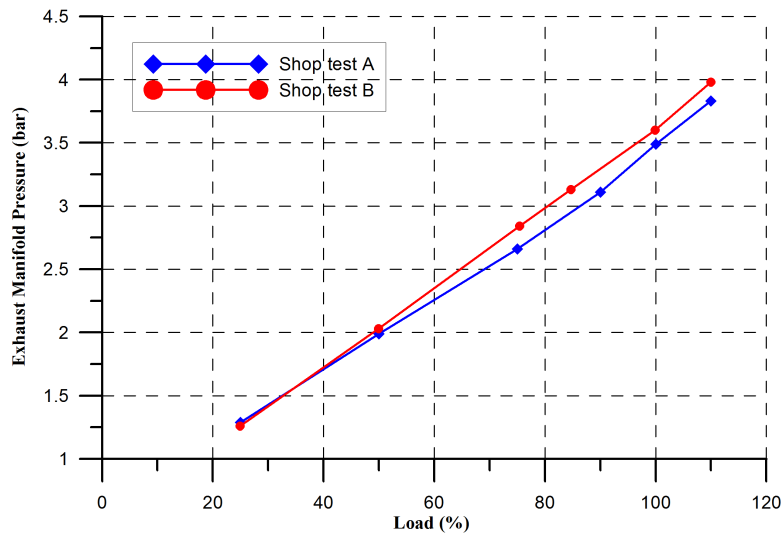


Σχήμα 4.12: Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου του συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

πιθανώς επειδή χρειάζεται να έχει καλύτερο φίλτρο, διότι ο υπερπληρωτής της B είναι μικρότερου μεγέθους και άρα πιο ευαίσθητος σε ανομοιομορφίες της ροής στην είσοδο του συμπιεστή.

4.1.11 Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής

Η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής διορθώνεται με απλή πρόσθεση της πίεσης περιβάλλοντος στη μετρηθείσα μανομετρική (παράγραφος 3.2.4). Η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής είναι η πίεση του δοχείου σταθερής πίεσης, στο οποίο συλλέγονται τα καυσαέρια προτού εισέλθουν στο στρόβιλο, ώστε η μη μόνιμη ροή που εξέρχεται από τους κυλίνδρους με παλμούς καυσαερίου, να εξομαλυνθεί και να αποκατασταθεί μια ενιαία και σταθερή πίεση πριν την είσοδο στο στρόβιλο (βλ. 2.2).

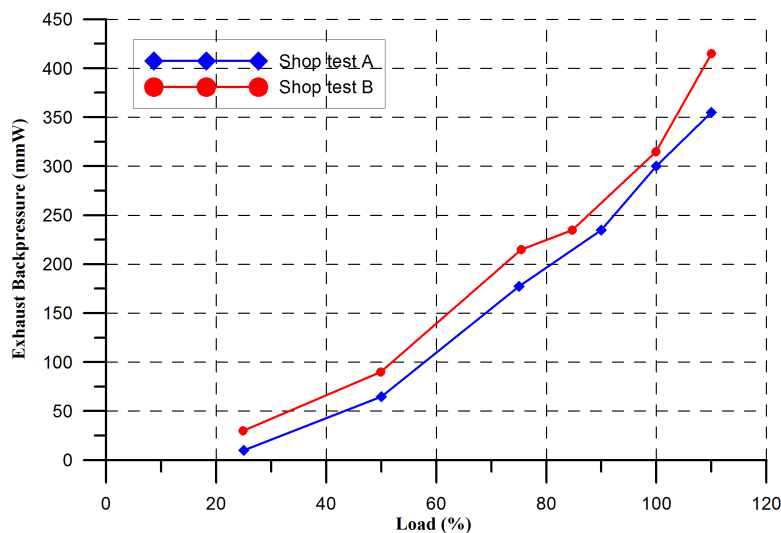


Σχήμα 4.13: Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Η πίεση αυτή είναι απαραίτητο να είναι μικρότερη της πίεσης του αέρα σάρωσης, ώστε να εξασφαλίζεται η απόπλυση του κυλίνδρου. Το διάγραμμα 4.13 έχει την ίδια ακριβώς μορφή με αυτό της πίεσης του αέρα σάρωσης, με λίγο μικρότερες τιμές, αποδεικνύοντας έτσι ότι η συνθήκη που περιγράψαμε ισχύει και για τις δύο μηχανές. Και εδώ, η μηχανή B έχει υψηλότερες τιμές πίεσης από την A.

4.1.12 Πίεση αντίθλιψης στην έξοδο του στροβίλου

Η πίεση αντίθλιψης στην έξοδο του στροβίλου δίνεται σε mmW και είναι η μανομετρική πίεση εξόδου των καυσαερίων. Μας δείχνει δηλαδή πόσο μεγαλύτερη είναι η πίεση εξόδου καυσαερίων από την ατμοσφαιρική και αποτελεί μια ένδειξη της καλής λειτουργίας του στροβίλου και συνεπώς ολόκληρου του υπερπληρωτή.



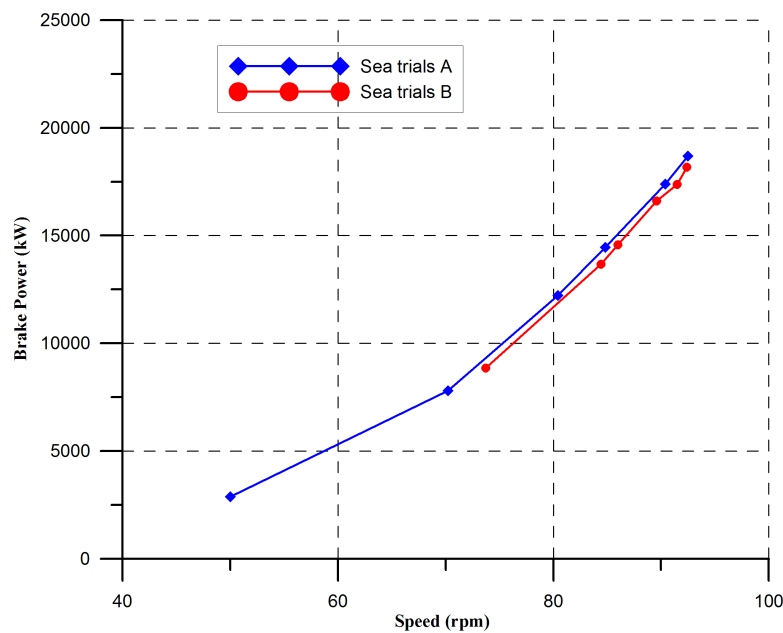
Σχήμα 4.14: Πίεση αντίθλιψης στην έξοδο του στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Επιθυμούμε να είναι το μέγεθος αυτό όσο το δυνατόν μικρότερο, πράγμα που σημαίνει ότι ο στρόβιλος αποτονώνει τα καυσαέρια σε πολύ χαμηλή πίεση, αξιοποιώντας έτσι μεγαλύτερο μέρος της διαθέσιμης ενέργειας των καυσαερίων. Όπως βλέπουμε και στο σχήμα 4.14, μπορεί να φτάσει και τα 400 mmW, δηλαδή περίπου 40 mbar, άρα έχει μια σημαντική επίδραση στη λειτουργία του υπερπληρωτή. Η MAN για τη μηχανή που εξετάζουμε προτείνει η πίεση αυτή να μην ξεπερνάει τα 350 mmW [12] στο 100% του φορτίου και η σχεδίαση – διαστασιολόγηση του συστήματος απαγωγής των καυσαερίων μετά το στρόβιλο γίνεται για 300 mmW στο 100% του φορτίου, ώστε να υπάρχει ένα περιθώριο. Στις μηχανές που εξετάζουμε, η Β έχει μεγαλύτερη πίεση εξόδου σε όλα τα φορτία κατά 15 – 60 mmW και στο 100% του φορτίου οι τιμές είναι 300 και 315 mmW για τις Α και Β αντίστοιχα, πολύ κοντά δηλαδή στην τιμή για την οποία σχεδιάστηκαν. Το μέγεθος αυτό έχει ιδιαίτερη επίδραση και στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή που μελετάται σε παρακάτω κεφάλαιο.

4.2 Λειτουργικά μεγέθη από τα SEA TRIALS

Στο κεφάλαιο αυτό παραθέτουμε τα αποτελέσματα των μετρήσεων από τις θαλάσσιες δοκιμές, οι οποίες και αυτές διορθώθηκαν με τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.

4.2.1 Ισχύς κινητήρα



Σχήμα 4.15: Καμπύλες έλικας (light propeller curves) κατά τις δοκιμές θαλάσσης

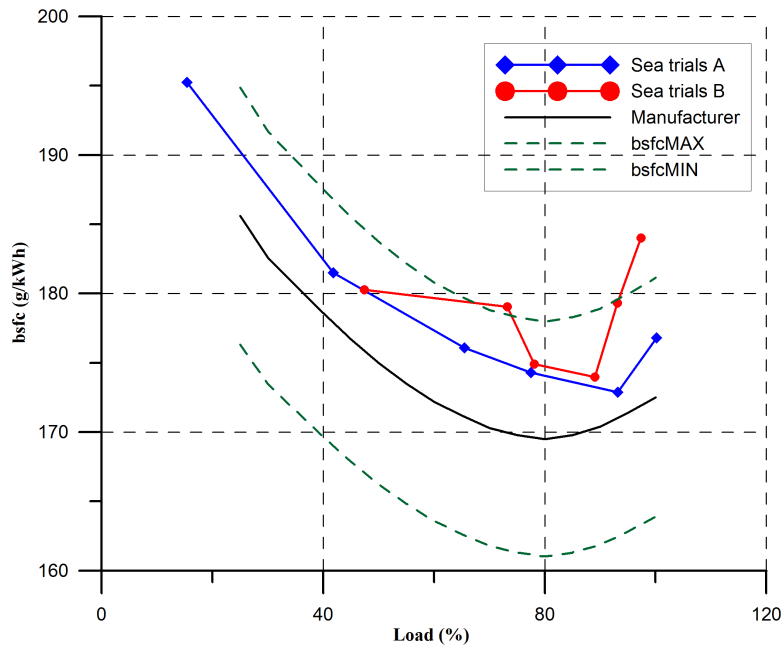
Στο διάγραμμα 4.15 δίνονται οι καμπύλες της έλικας κατά τις θαλάσσιες δοκιμές για τα δύο πλοία. Όπως αναφέρθηκε και πιο πάνω η ισχύς δεν διορθώνεται με κάποιο τύπο καθώς υπάρχει εγγύηση της MAN για διατήρηση της για εύρος θερμοκρασιών από 10 ως 45°C και η θερμοκρασία περιβάλλοντος τις μέρες των μετρήσεων είναι μέσα σ' αυτά

τα όρια (πίνακας 4.1). Οι καμπύλες της έλικας έχουν τις κάτωθι εξισώσεις, οι οποίες προέκυψαν με προσαρμογή εκθετικής καμπύλης στις μετρήσεις του διαγράμματος.

$$P_{eA} = 0.0158 \times n^{3,089} \quad (4.3)$$

$$P_{eB} = 0.0124 \times n^{3,137} \quad (4.4)$$

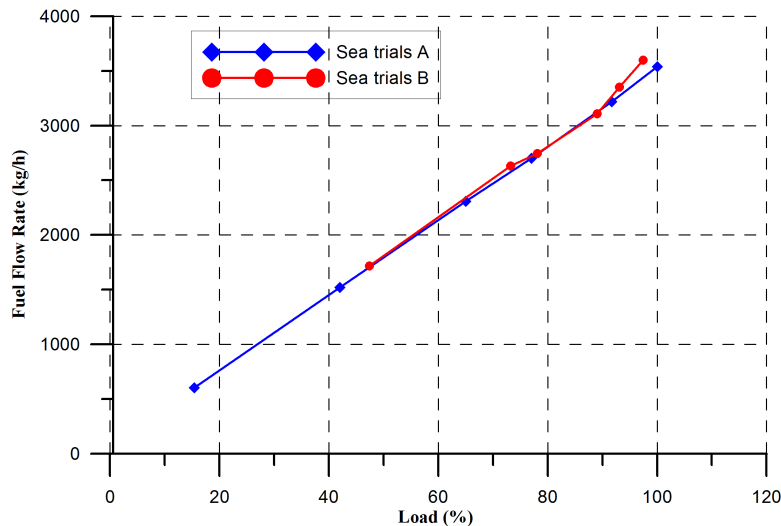
4.2.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου



Σχήμα 4.16: Ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Στο διάγραμμα 4.16 παρατηρούμε μια διαφορά στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, μόνο στο 73%, στο 93% και στο 97% του φορτίου, της τάξης των 4 – 7 g/kWh. Σε όλα τα υπόλοιπα φορτία υπάρχει ταύτιση των καταναλώσεων, με αποκλίσεις μικρότερες του 1%. Επίσης αξίζει να σημειωθεί ότι στις δοκιμές θαλάσσης, η μηχανή B, ενώ στις εργοστασιακές δοκιμές έδειχνε να είναι πιο ‘οικονομική’, με μικρότερες ειδικές καταναλώσεις σε όλα τα φορτία, τώρα έχει πλέον την ίδια ή και μεγαλύτερη ειδική κατανάλωση σε κάποια φορτία. Πάντως και σε αυτό το διάγραμμα οι τιμές των ειδικών καταναλώσεων είναι μέσα στο όριο του $\pm 5\%$ που ορίζει ο κατασκευαστής, με τη μηχανή B ωστόσο να προσεγγίζει και σχεδόν να υπερβαίνει το άνω όριο στα φορτία 73% και 93%. Μεγάλη απόκλιση παρουσιάζεται στο 97% του φορτίου όπου η μηχανή B έχει υπερβεί το όριο του κατασκευαστή κατά 3,5 g/kWh (2%).

Στις δοκιμές θαλάσσης οι μηχανές χρησιμοποίησαν το ίδιο ακριβώς βαρύ καύσιμο χαμηλής θερμογόνου ικανότητας 9.560 kcal/kg, οπότε οι όποιες διαφορές προκύπτουν, οφείλονται είτε σε απόκλιση των περιβαλλοντικών συνθηκών όπου έγιναν οι δοκιμές είτε σε κάποια άλλη παράμετρο σχετική με τη λειτουργία του κινητήρα. Φυσικά θα πρέπει να λάβουμε υπόψη μας και την πιθανότητα να υπάρχει μετρητικό σφάλμα, ωστόσο



Σχήμα 4.17: Ροή καυσίμου κατά τις δοκιμές θαλάσσης

για τον υπολογισμό της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μετράμε βάρος καυσίμου, ταχύτητα μηχανής, χρόνο, ροπή, παραμέτρους δηλαδή που είναι εύκολο να μετρηθούν και συνήθως είναι σωστές. Οι μετρήσεις της μηχανής A έγιναν σε χαμηλότερες θερμοκρασίες και υψηλή σχετικά ατμοσφαιρική πίεση (1.035 mbar) ενώ της μηχανής B σε περιβάλλον με συνθήκες τυπικής ημέρας¹³ περίπου (26°C, 1.013 mbar). Στο σχήμα 4.17 παρατηρούμε ότι η ροή καυσίμου στη μηχανή είναι σχεδόν ίδια και για τις 2 μηχανές σε όλα τα φορτία, εκτός από τα υψηλά όπου η μηχανή B δείχνει να έχει υψηλότερη κατανάλωση. Αυτό σημαίνει ότι στη μηχανή B, σε υψηλά φορτία, παρασχέθηκε περισσότερο καύσιμο απ' όσο ήταν απαραίτητο για την καύση με αποτέλεσμα να αυξηθεί και η ειδική κατανάλωση καυσίμου (σχήμα 4.16) στα φορτία αυτά. Με δεδομένο ότι οι μηχανές χρησιμοποιούν το ίδιο καύσιμο και πως οι συνθήκες περιβάλλοντος έχουν μικρή επιρροή στη διόρθωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου που γίνεται κατά ISO, αντιλαμβανόμαστε ότι υπάρχει κάποια διαφοροποίηση στη λειτουργία των 2 μηχανών.

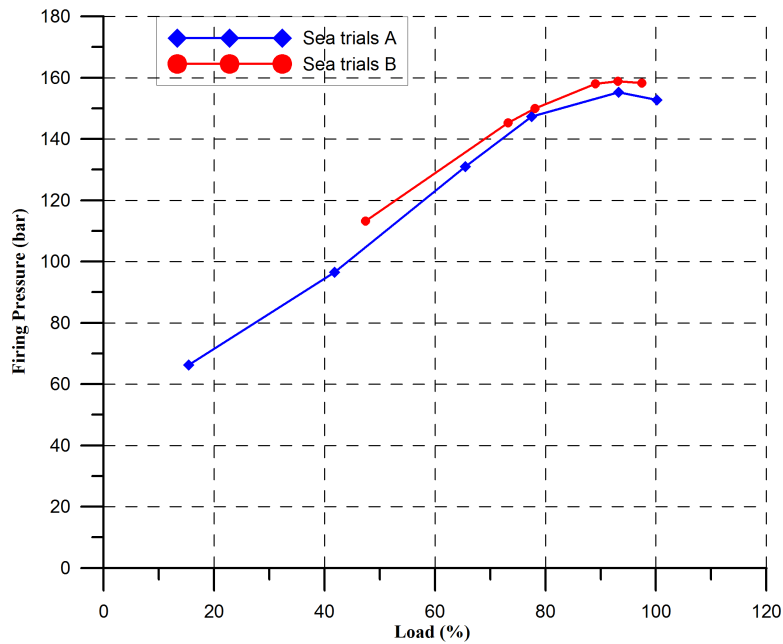
4.2.3 Μέγιστη πίεση καύσης

Η μέγιστη πίεση καύσης διορθώθηκε κατά τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.5 και δίνεται στο διάγραμμα 4.18. Για τη μέγιστη πίεση καύσης των δύο μηχανών παρατηρούμε ότι στη μηχανή B η πίεση καύσης είναι μεγαλύτερη απ' ότι στη μηχανή A, σε όλα τα φορτία κατά περίπου 3-6 bar. Όπως και στις εργοστασιακές δοκιμές, οι μεγαλύτερες διαφορές παρουσιάζονται στα χαμηλά φορτία, 40 – 60%, ενώ η μεγαλύτερη σύγκλιση των μετρήσεων γύρω στο 75% του φορτίου. Οι διαφορές εδώ μεταξύ των δύο μηχανών είναι μεγαλύτερες απ' ότι ήταν στις εργοστασιακές δοκιμές.

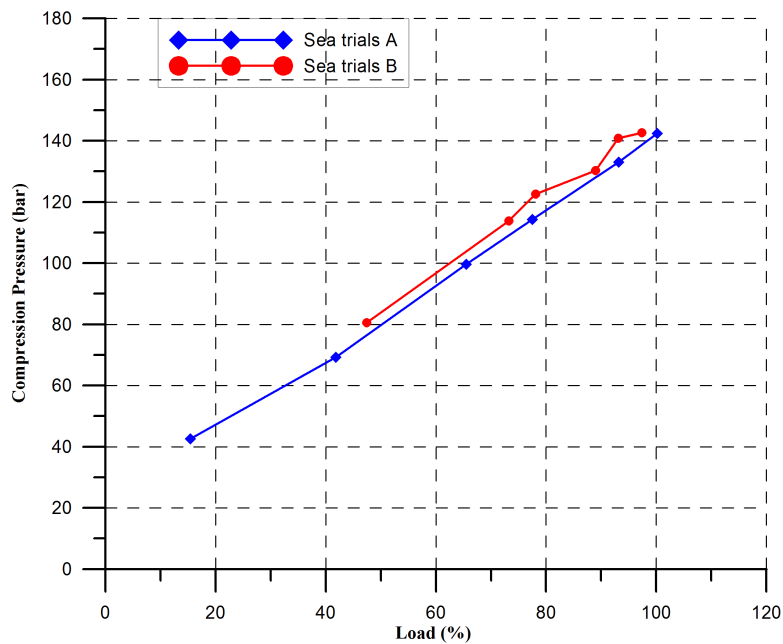
4.2.4 Πίεση συμπίεσης

Η πίεσης συμπίεσης διορθώθηκε κατά τις σχέσεις της παραγράφου 3.2.6 και δίνεται στο διάγραμμα 4.19. Και εδώ, όπως και στο διάγραμμα της μέγιστης πίεσης καύσης οι

¹³Όπως έχει αναφερθεί, συνθήκες τυπικής ημέρας κατά ISO είναι 25°C, 1.000 mbar

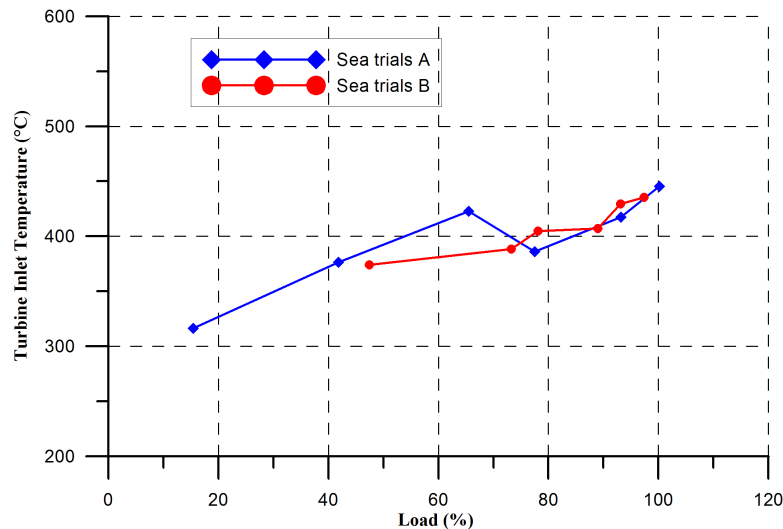


Σχήμα 4.18: Μέγιστη πίεση καύσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης



Σχήμα 4.19: Πίεση συμπίεσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης

καμπύλες της πίεσης συμπίεσης παρουσιάζουν διαφορές. Πιο συγκεκριμένα, και πάλι η μηχανή B δείχνει να έχει υψηλότερη πίεση σε όλα τα φορτία 2 – 8 bar, δηλαδή διαφορά της τάξης 2 – 6%. Θυμίζουμε ότι στις εργοστασιακές δοκιμές οι 2 μηχανές είχαν ακριβώς ίδια πίεση συμπίεσης (σχήμα 4.5).



Σχήμα 4.20: Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο κατά τις δοκιμές θαλάσσης

4.2.5 Θερμοκρασία καυσαερίων στη είσοδο του στρόβιλου

Η θερμοκρασία στην πολλαπλή εξαγωγή (είσοδος στρόβιλου) παρουσιάζει διαφορές από 0 ως 40°C (σχήμα 4.20). Στα υψηλά φορτία, άνω του 75% υπάρχει πολύ μεγάλη ταύτιση των μετρήσεων. Ειδικά για τη μηχανή A, φαίνεται ένα σημείο στο οποίο η θερμοκρασία ξεφεύγει λίγο προς τα επάνω και δεν ακολουθεί την πορεία των υπολοίπων σημείων ούτε αυτή της καμπύλης B, οπότε υπάρχει υποψία για μετρητικό σφάλμα στο σημείο αυτό που θα πρέπει να τη λάβουμε υπόψη μας στους υπολογισμούς του επόμενου κεφαλαίου.

4.2.6 Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο

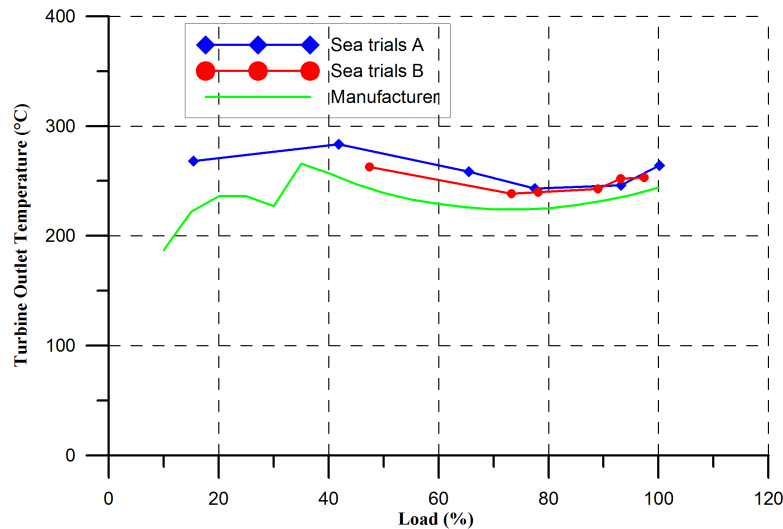
Και στις θερμοκρασίες εξόδου (σχήμα 4.21) υπάρχει καλή σύγκλιση των μετρήσεων για τις δύο μηχανές και σχετικά κοντά στην καμπύλη που δίνει ο κατασκευαστής. Οι τιμές κυμαίνονται μεταξύ 240°C και 280°C. Όπως και στη θερμοκρασία εισόδου, παρατηρούμε ότι άνω του 75% του φορτίου, οι καμπύλες σχεδόν ταυτίζονται.

4.2.7 Πίεση αέρα σάρωσης

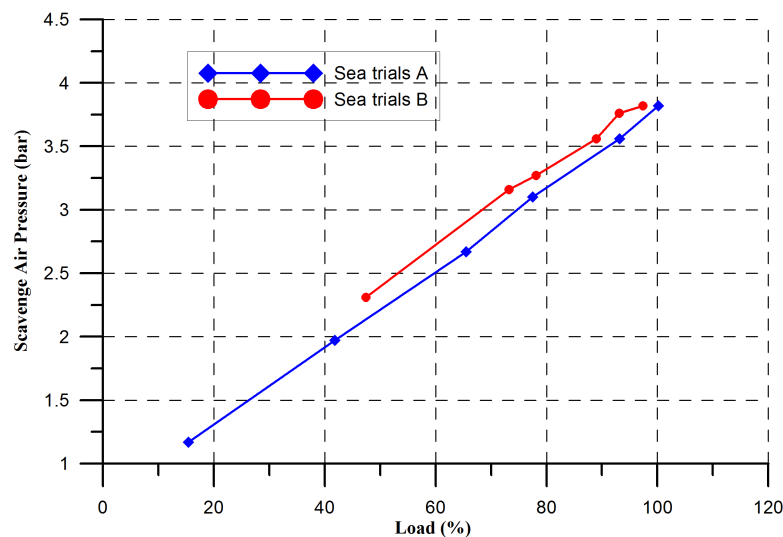
Στο σχήμα 4.22 παρατηρείται μια διαφορά της πίεσης σάρωσης σε όλα τα φορτία. Συγκεκριμένα, η μηχανή B έχει μεγαλύτερη πίεση αέρα σάρωσης, όπως και κατά τις εργοστασιακές δοκιμές, όπου και εκεί ήταν μεγαλύτερη η πίεση αέρα σάρωσης της μηχανής B αλλά οι διαφορές ήταν μικρότερες. Η πιθανότερη αιτία γι' αυτό βρίσκεται στη λειτουργία των υπερπληρωτών των κινητήρων, οι οποίοι θα μελετηθούν στο επόμενο κεφάλαιο.

4.2.8 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης

Η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης (σχήμα 4.23) όπως είδαμε και στις αντίστοιχες μετρήσεις για τα shop tests, εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία του νερού ψύξης, η



Σχήμα 4.21: Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο κατά τις δοκιμές θαλάσσης

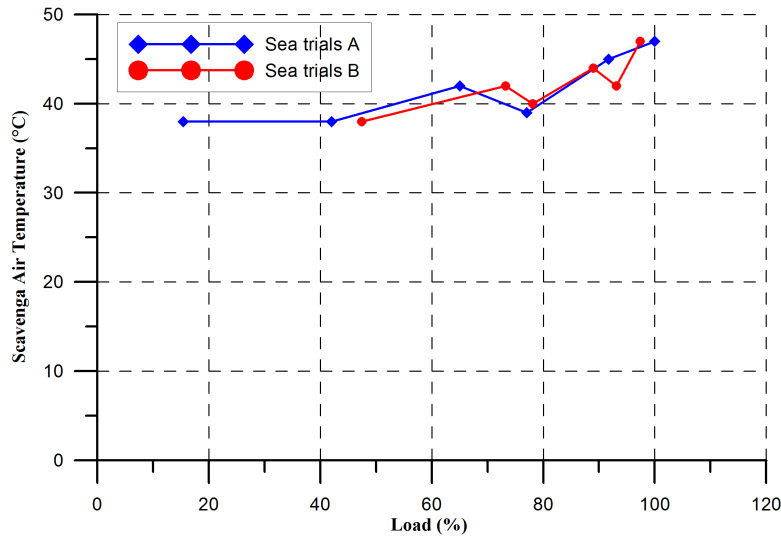


Σχήμα 4.22: Πίεση αέρα σάρωσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης

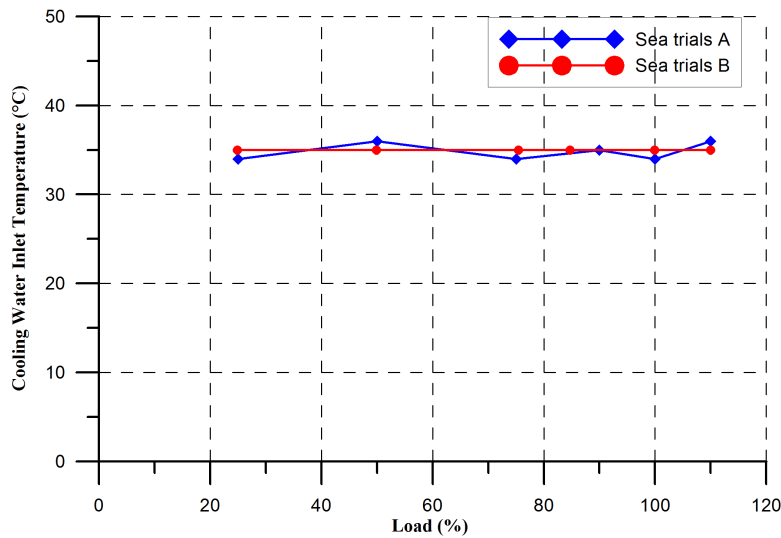
οποία δίνεται στο σχήμα 4.24. Έχουμε απειροελάχιστες διαφορές στη θερμοκρασία του νερού ψύξης για τις 2 μηχανές και άρα η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης είναι περίπου ίδια σε όλα τα φορτία.

4.2.9 Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης

Η πτώση πίεσης στο ψυγείο υπερπλήρωσης είναι και εδώ μεταξύ 50 – 200 mmW (σχήμα 4.25). Η καμπύλη της μηχανής A δεν έχει αλλάξει ενώ η πτώση πίεσης για τη μηχανή B έχει αυξηθεί ελαφρώς στα sea trials.



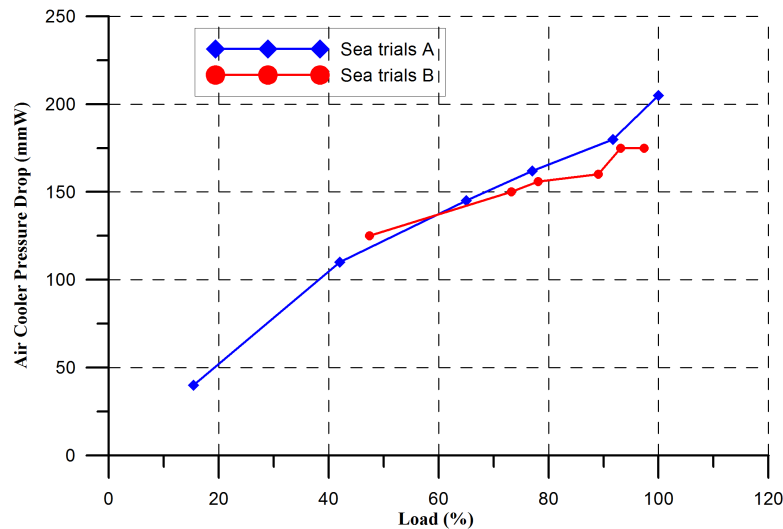
Σχήμα 4.23: Θερμοκρασία αέρα σάρωσης κατά τις εργοστασιακές δοκιμές



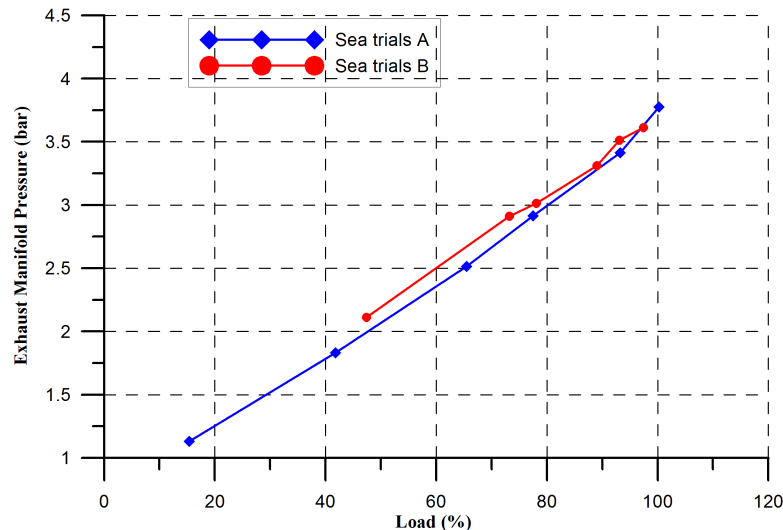
Σχήμα 4.24: Θερμοκρασία νερού ψύξης του αέρα σάρωσης στην είσοδο του ψυγείο αέρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

4.2.10 Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής

Η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής δίνεται στο σχήμα 4.26 και είναι μεγαλύτερη για τη μηχανή B στα χαμηλά φορτία, ενώ στα ψηλά υπάρχει ταύτιση των τιμών για τις 2 μηχανές. Η συμπεριφορά αυτή της πίεσης στην πολλαπλή εξαγωγής έρχεται σε αντίθεση με τις μετρήσεις στις εργοστασιακές δοκιμές όπου υπήρχε ταύτιση της πίεσης στα χαμηλά φορτία ενώ στα ψηλότερα φορτία η πίεση της μηχανής B ήταν μεγαλύτερη. Και στις δύο περιπτώσεις πάντως (shop test και sea trials) η μηχανή B έχει μεγαλύτερη πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής – είσοδο στροβίλου.



Σχήμα 4.25: Πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης



Σχήμα 4.26: Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής κατά τις δοκιμές θαλάσσης

4.3 Σύγκριση των λειτουργικών μεγεθών από shop tests και sea trials

Στην παράγραφο αυτή θα αναλυθούν συγκεντρωτικά τα διαγράμματα που παρουσιάστηκαν στις δύο προηγούμενες παραγράφους. Μέχρι τώρα συγκρίθηκαν οι δύο κινητήρες μεταξύ τους σε shop tests και έπειτα σε sea trials. Θέλουμε όμως να δούμε επίσης και πως λειτουργεί ο κάθε κινητήρας ξεχωριστά σε shop tests και sea trials, να φτιάξουμε δηλαδή διαγράμματα για κάθε κινητήρα με καμπύλες π.χ. Shop test A και Sea trials A. Όμως κάτι τέτοιο θα απαιτούσε άλλη τόση έκταση για το παρόν κεφάλαιο και περισσότερο θα περιέπλεκε τα πράγματα παρά θα τα αποσαφήνιζε. Χάριν οικονομίας λοιπόν επιλέχθηκε μια διαφορετική προσέγγιση, να παρασταθούν δηλαδή τα σημαντικότερα μόνο μεγέθη για κάθε κινητήρα, σε διαγράμματα με 4 καμπύλες, με

όλες δηλαδή τις σειρές δεδομένων που έχουμε:

- Shop tests A
- Sea trials A
- Shop test B
- Sea trials B

Αυτή η προσέγγιση θα μπορούσε να είχε επιλεγεί από την αρχή του κεφαλαίου, ωστόσο προτιμήθηκε να παρουσιαστεί κατ' αυτόν τον τρόπο για 2 βασικούς λόγους. Ο 1^{ος} είναι πως με 4 καμπύλες σε κάθε διάγραμμα, το διάγραμμα γίνεται δυσανάγνωστο, διότι όλες οι καμπύλες είναι σχετικά κοντά μεταξύ τους, δυσχεραίνοντας έτσι την εξαγωγή συμπερασμάτων για τους κινητήρες. Ο 2^{ος} αφορά το ότι έπρεπε να συγκριθούν οι δύο μηχανές αρχικά στα shop tests, διότι εφόσον οι κινητήρες είναι ίδιοι, έπρεπε πρωτίστως να κριθεί αν λειτουργούν σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή πριν τοποθετηθούν σε συγκεκριμένο πλοίο όπου η συμπεριφορά τους αλλάζει.

Όπου τα δεδομένα των shop tests παρουσίαζαν μεγάλη σύγκλιση ή και ταύτιση επιλέχθηκε, για λόγους εποπτείας, να παρασταθούν τα δεδομένα αυτά στο διάγραμμα με μια μέση καμπύλη (πράσινο χρώμα) και τα sea trials με μπλε και κόκκινο χρώμα για τους κινητήρες A και B αντίστοιχα, σύμβαση που ακολουθήθηκε σε όλη τη διπλωματική. Τέλος όπου υπήρχαν διαφορές στα shop tests ή θεωρήθηκε σκόπιμο να παρασταθούν οι καμπύλες των shop tests και για τους δύο κινητήρες τότε απεικονίζονται και οι 4 καμπύλες στο διάγραμμα, πάλι με μπλε και κόκκινο για κινητήρες A και B, ενώ για τα sea trials χρησιμοποιήθηκαν πιο ανοιχτές αποχρώσεις των χρωμάτων αυτών.

4.3.1 Πίεση αέρα σάρωσης και πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής

Στο σχήμα 4.27 παρατηρούμε ότι η πίεση σάρωσης ελάχιστα μεταβάλλεται για τον κάθε κινητήρα μεταξύ εργοστασιακών δοκιμών και δοκιμών θαλάσσης, ωστόσο όπως επισημάνθηκε και στις προηγούμενες παραγράφους παρατηρείται μια διαφορά της πίεσης του αέρα σάρωσης, από κινητήρα σε κινητήρα. Ο κινητήρας B έχει σε όλα τα φορτία μεγαλύτερη πίεση αέρα σάρωσης. Η παράμετρος αυτή έχει άμεση σχέση με τη λειτουργία του υπερπληρωτή και θα μελετηθεί στο επόμενο κεφάλαιο.

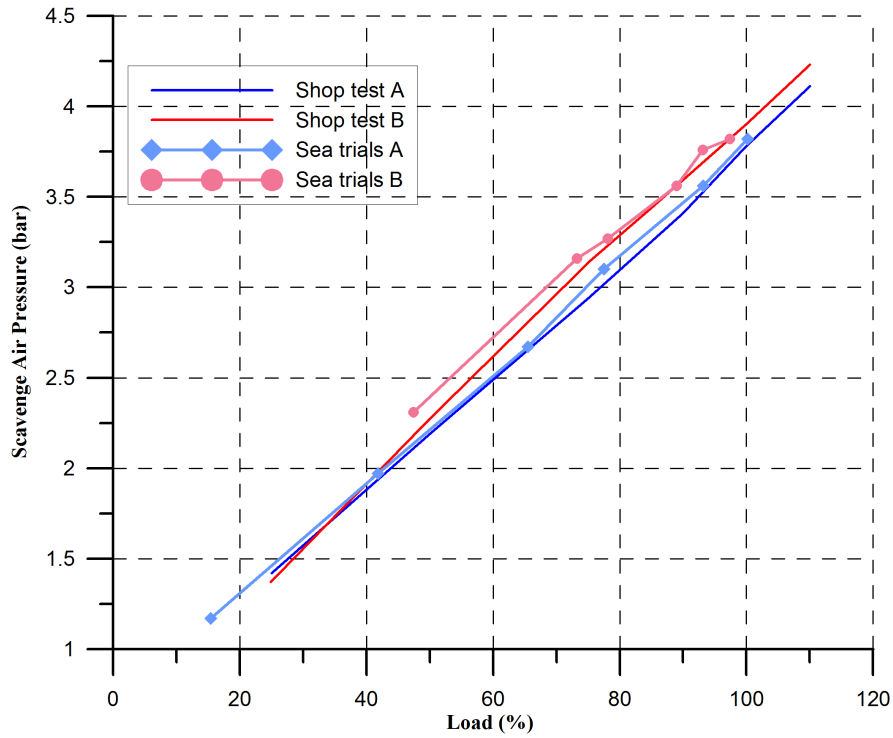
Στο σχήμα 4.28 παρατηρούμε ότι η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής είναι μεγαλύτερη για τον κινητήρα B αλλά κυρίως παρατηρούμε ότι ενώ για κάθε κινητήρα η πίεση σάρωσης δεν διέφερε σημαντικά μεταξύ shop tests και sea trials (βλ. σχήμα 4.27), η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής είναι μεγαλύτερη στα sea trials και για τους δύο κινητήρες. Στο σημείο αυτό θα ελεγχθεί και αν τηρείται η βασική συνθήκη για την απόπλυση του κυλίνδρου, δηλαδή να είναι μεγαλύτερη η πίεση εισόδου από την πίεση εξόδου από τον κύλινδρο:

$$P_{\text{scavenging}} > P_{\text{exhaust}} \Rightarrow \frac{P_{\text{scavenging}}}{P_{\text{exhaust}}} > 1 \quad (4.5)$$

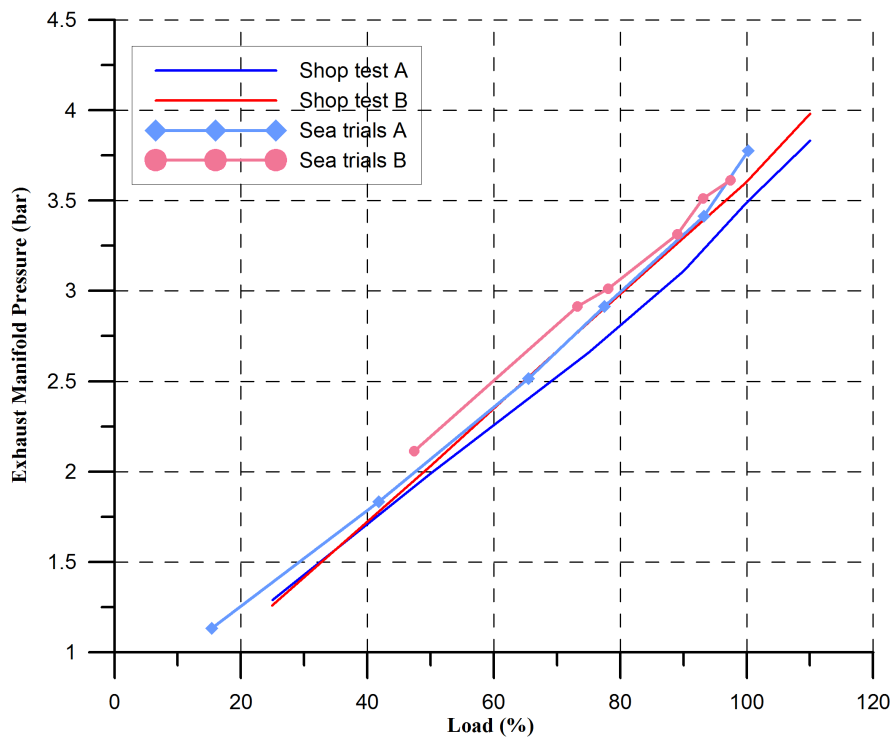
Τα αποτελέσματα δίνονται στον πίνακα 4.2.

Η συνθήκη τηρείται σε όλα τα φορτία καθώς όλες οι τιμές είναι μεγαλύτερες της μονάδας, με τις τιμές όμως για τις δοκιμές θαλάσσης να είναι ελαφρώς μικρότερες και

4.3. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΑΠΟ SHOP TESTS ΚΑΙ SEA TRIALS



Σχήμα 4.27: Πίεση αέρα σάρωσης συναρτήσει του φορτίου



Σχήμα 4.28: Πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής συναρτήσει του φορτίου

για τις δύο μηχανές, κάτι το οποίο αναμενόταν, καθώς η πίεση εξόδου εμφανίζεται μεγαλύτερη στις δοκιμές αυτές.

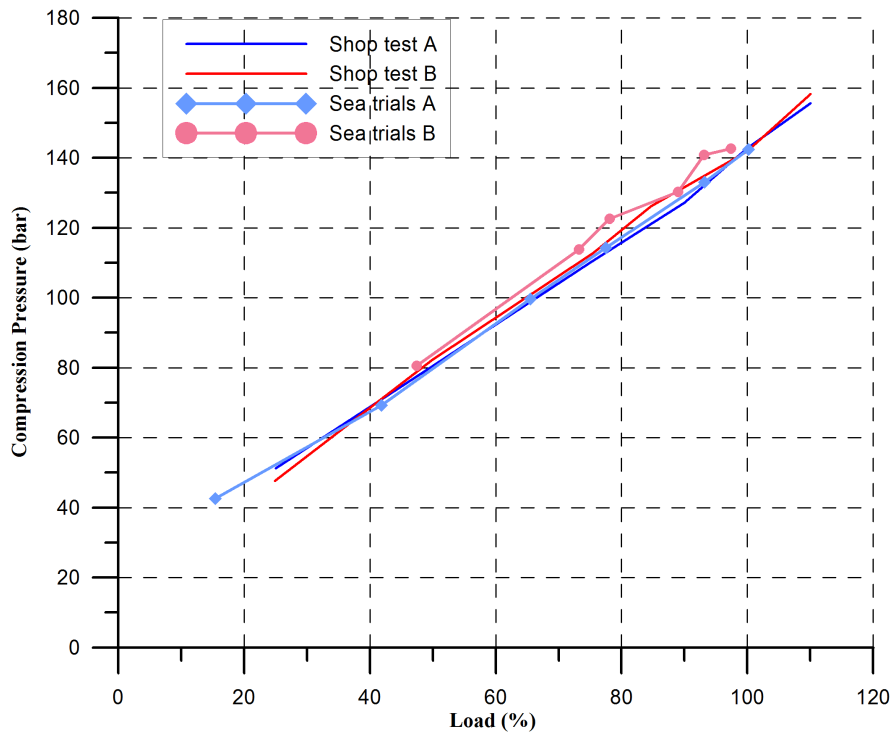
Πίνακας 4.2: Συνθήκη απόπλυσης κυλίνδρων $p_{scav}/p_{exh} > 1$

Engine A				Engine B			
Shop test		Sea trials		Shop test		Sea Trials	
Load (%)	p_{scav}/p_{exh}	Load (%)	p_{scav}/p_{exh}	Load (%)	p_{scav}/p_{exh}	Load (%)	p_{scav}/p_{exh}
25	1,10	15,4	1,03	24,9	1,09	47,4	1,09
50	1,10	42	1,08	49,9	1,12	73,2	1,08
75	1,11	65	1,06	75,4	1,11	78,1	1,09
90	1,10	77	1,06	84,7	1,10	89	1,07
100	1,08	91,7	1,04	99,9	1,08	93,1	1,07
110	1,07	100	1,01	110	1,06	97,4	1,06

4.3.2 Πίεση συμπίεσης και μέγιστη πίεση κυλίνδρου

Στα διαγράμματα 4.29, 4.30, δίνονται η πίεση συμπίεσης και η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο συναρτήσει του φορτίου και για τις 4 σειρές μετρήσεων. Τα δύο αυτά μεγέθη αντιπροσωπεύουν τα δύο πιο χαρακτηριστικά σημεία του δυναμοδεικτικού διαγράμματος και παρέχουν πολύτιμες πληροφορίες για την κατάσταση μιας μηχανής.

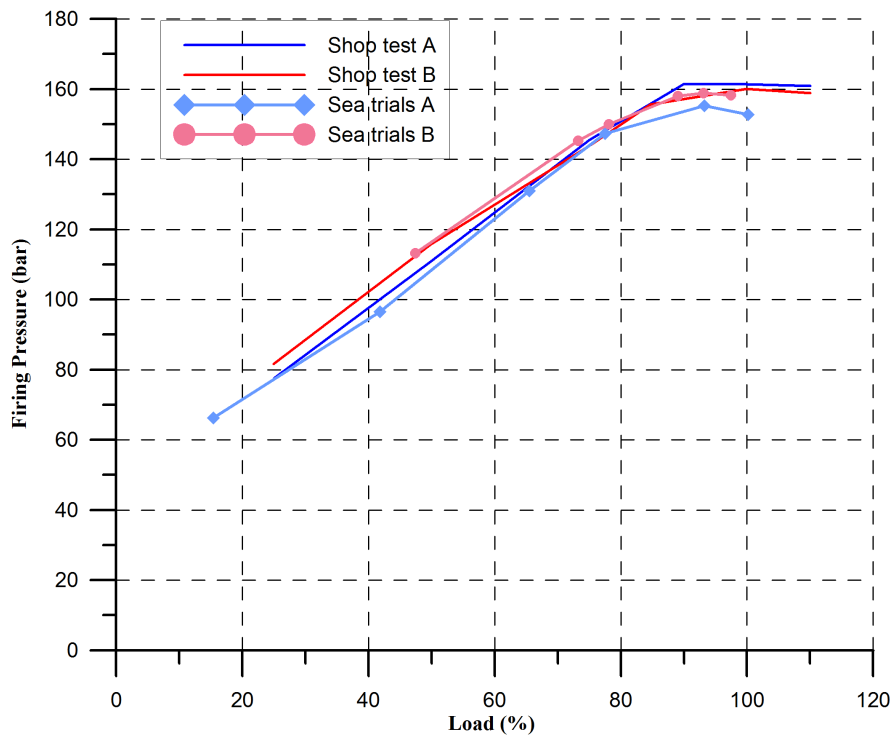
Η πίεση συμπίεσης (σχήμα 4.29) συμπεριφέρεται σχεδόν γραμμικά με το φορτίο και παρουσιάζει ελάχιστες διαφοροποιήσεις και στις 4 δοκιμές. Λίγο μεγαλύτερες φαίνεται να είναι οι πιέσεις συμπίεσης του κινητήρα B, κάτι που είναι λογικό καθώς όπως είδαμε και στα προηγούμενα διαγράμματα, ο κινητήρας B έχει και μεγαλύτερη πίεση αέρα στην είσοδο του κινητήρα (αέρας σάρωσης).



Σχήμα 4.29: Πίεση συμπίεσης συναρτήσει του φορτίου

Η μέγιστη πίεση (σχήμα 4.30) είναι μεγαλύτερη για τον κινητήρα B στα χαμηλά

φορτία και μικρότερη στα υψηλότερα φορτία από τη μέγιστη πίεση του κινητήρα A στα shop tests. Η μέγιστη πίεση του A στα sea trials (γαλάζια γραμμή) παρουσιάζει μια μείωση στα ψηλά φορτία. Στο διάγραμμα αυτό είναι επίσης εμφανές, ειδικά για τις μετρήσεις στα shop tests, ότι η μέγιστη πίεση επιτυγχάνεται στο 85% του φορτίου και διατηρείται περίπου σταθερή ως και το 110% που είναι η πιο ακραία μέτρηση. Αυτό είναι αποτέλεσμα της τεχνολογίας VIT (Variable Injection Timing) που είναι ενσωματωμένη στους δύο κινητήρες, η οποία χρησιμοποιείται για εξοικονόμηση καυσίμου στα ψηλά φορτία.



Σχήμα 4.30: Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει του φορτίου

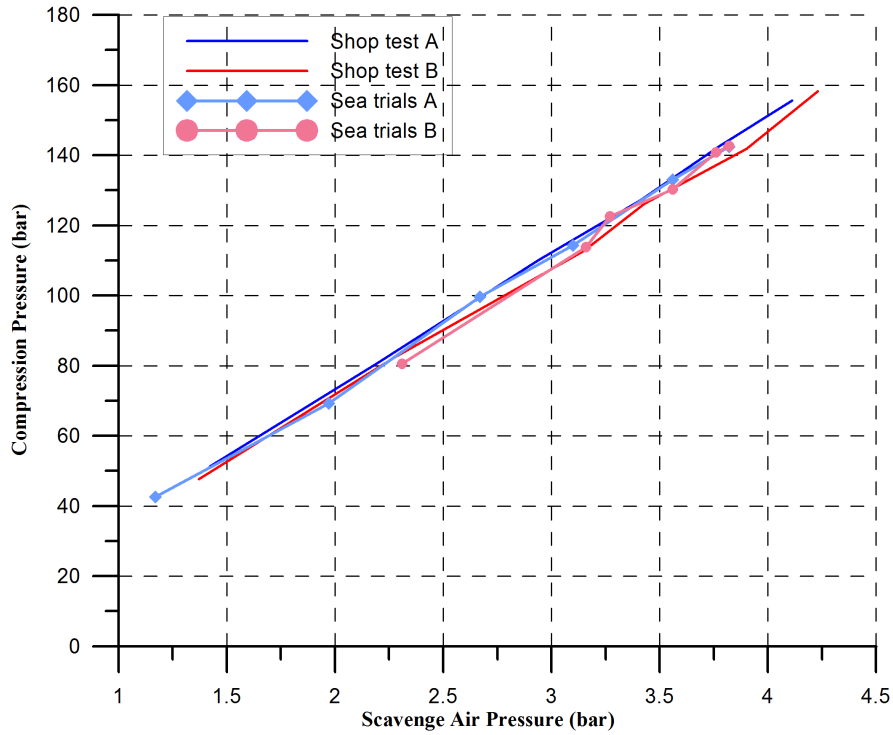
4.3.3 Πιέσεις κυλίνδρου συναρτήσει της πίεσης σάρωσης

Αν θέλουμε να εξετάσουμε τη λειτουργία της κάθε μηχανής ‘εσωτερικά’, να ελέγξουμε δηλαδή τη συμπεριφορά της σε σχέση με την κατάσταση του αέρα στην είσοδο της, τότε η σχεδίαση των πιέσεων με παράμετρο το φορτίο δε μας δίνει πολύ ασφαλή συμπεράσματα, διότι το φορτίο της μηχανής επηρεάζεται από αρκετούς παράγοντες (π.χ. υπερπληρωτής). Γι’ αυτό το λόγο επιλέγουμε να σχεδιάσουμε τις πιέσεις αυτές συναρτήσει της πίεσης σάρωσης, ώστε να έχουμε μια πιο σαφή εικόνα για τη συμπεριφορά των μηχανών. Προσπαθούμε δηλαδή να δούμε πως συμπεριφέρονται οι πιέσεις στους κυλίνδρους των δύο κινητήρων θεωρώντας ότι παρέχεται και στους δύο αέρας ίδιων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών¹⁴. Οι πιέσεις αυτές που αναπτύσσονται στον

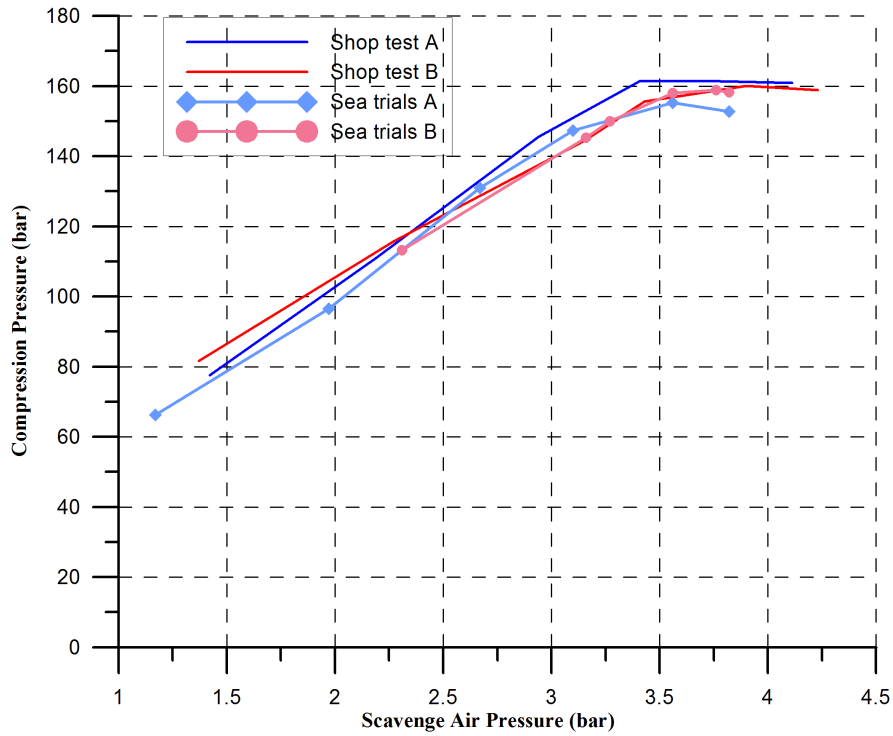
¹⁴Εδώ να θυμίσουμε ότι όλες οι πιέσεις έχουν διορθωθεί για θερμοκρασία αέρα σάρωσης 37°C, οπότε θεωρούμε ότι ο αέρας που εισέρχεται στη μηχανή έχει σταθερή θερμοκρασία 37°C σε όλα τα φορτία και τις πιέσεις.

4.3. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΑΠΟ SHOP TESTS ΚΑΙ SEA TRIALS

κύλινδρο (συμπίεσης, μέγιστη) είναι άμεσα εξαρτώμενες από την πίεση σάρωσης, την πίεση του αέρα δηλαδή κατά την είσοδο του στη μηχανή.



Σχήμα 4.31: Πίεση συμπίεσης συναρτήσει της πίεσης σάρωσης



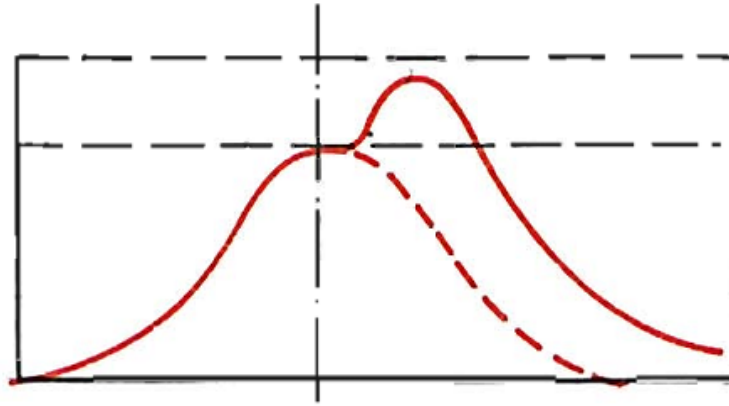
Σχήμα 4.32: Μέγιστη πίεση καύσης συναρτήσει της πίεσης σάρωσης

Τα δύο αυτά διαγράμματα (σχήματα 4.31 και 4.32) παρουσιάζουν διαφορετική εικόνα από εκείνη που είχαν τα ίδια μεγέθη συναρτήσεως του φορτίου. Συγκρίνοντας τα με τα αντίστοιχα της προηγούμενης παραγράφου (σχήματα 4.29 και 4.30) παρατηρούμε ότι ενώ όταν συγκρίναμε τις πιέσεις αυτές συναρτήσεως του φορτίου, οι πιέσεις κυλίνδρου (συμπίεσης, μέγιστη) του κινητήρα Β έδειχναν μεγαλύτερες, όταν τις σχεδιάσουμε συναρτήσεως της πίεσης σάρωσης τότε φαίνεται ότι ο κινητήρας Β έχει χαμηλότερες πιέσεις κυλίνδρου. Αν δηλαδή στους δύο κινητήρες παρέχεται αέρας ίδιων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών, τότε αναμένεται η μηχανή Α να λειτουργήσει ελαφρώς καλύτερα. Επειδή όμως οι κινητήρες δεν είναι φυσικής αναπνοής αλλά συζευγμένοι με κάποιο υπερπληρωτή, η πίεση σάρωσης του Β είναι μεγαλύτερη αυτής του Α (βλ. σχήμα 4.27) αναιρώντας έτσι το μειονέκτημα του αυτό, και δίνοντας μεγαλύτερες πιέσεις σε σχέση με το φορτίο.

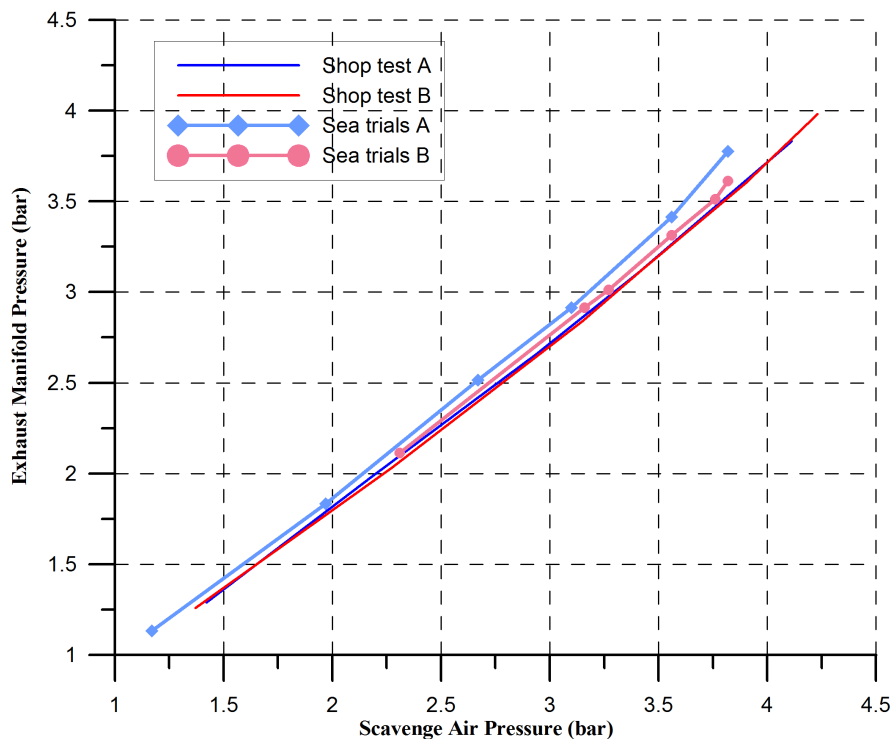
Περισσότερο αξίζει να σταθούμε στη μεγάλη διαφοροποίηση που παρουσιάζει η μέγιστη πίεση καύσεως του κινητήρα Α σε shop test και sea trials. Ενώ η πίεση του αέρα σάρωσης και η πίεση συμπίεσης είναι σχεδόν ίδιες, η μέγιστη πίεση παρουσιάζει μεγάλη απόκλιση, ειδικά στα υψηλά φορτία (μπλε καμπύλες). Δεδομένου ότι η μηχανή είναι καινούρια, δε θεωρούμε ότι η διαφορά αυτή οφείλεται σε κάποια μηχανική βλάβη, φθορά χιτωνίου ή σε κάποιο άλλο πρόβλημα του συστήματος έγχυσης καυσίμου. Μια τέτοια μείωση της μέγιστης πίεσης πιθανότατα οφείλεται σε προβληματική λειτουργία της βαλβίδας εξαγωγής ή κακή ρύθμιση της προπορείας έγχυσης του καυσίμου, αυτό δηλαδή που ονομάζουμε, κακό χρονισμό του κινητήρα. Συνήθως το φαινόμενο αυτό παρουσιάζεται όταν έχουμε καθυστέρηση της αναφλέξεως (βλ. σχήμα 4.33) είτε λόγω κακής ποιότητας καυσίμου είτε λόγω καθυστέρησης εγχύσεως. Πρέπει λοιπόν η προπορεία να ρυθμιστεί μέσω του κανόνα ρύθμισης της προπορείας (VIT rack) και να ρυθμιστεί ο χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής για να διαπιστωθεί αν υπάρχει εκεί πρόβλημα ή αν όντως η μηχανή παρουσιάζει φθορά κάποιου εξαρτήματος της. Στα χαμηλά φορτία πάντως (<60%) η μηχανή Β έχει υψηλότερη μέγιστη πίεση καύσεως και γενικώς η καμπύλη της μέγιστης πίεσης έχει μικρότερη κλίση από αυτή της Α, κάτι το οποίο οφείλεται λογικά στις διαφορετικές ρυθμίσεις που έχουν γίνει σε κάθε μηχανή.

Η μηχανή Β παρουσιάζει την ίδια συμπεριφορά σε shop tests και sea trials σε ότι αφορά την εσωτερική της λειτουργία, όλες οι πιέσεις δηλαδή έχουν απειροελάχιστες διαφορές.

Οι παρατηρήσεις για τη μηχανή Α επιβεβαιώνονται και από το σχήμα 4.34. Στο διάγραμμα αυτό παριστάνεται η πίεση στην έξοδο του κυλίνδρου συναρτήσεως της πίεσης σάρωσης (είσοδος κυλίνδρου). Φαίνεται στο διάγραμμα ότι ενώ στα shop tests οι καμπύλες των δύο μηχανών ταυτίζονται απόλυτα και η καμπύλη από τα sea trials του κινητήρα Β είναι πολύ κοντά σ' αυτές των shop tests, η καμπύλη για τα sea trials του κινητήρα Α ξεφεύγει λίγο, στα ψηλά φορτία, προς τα πάνω. Δηλαδή η πίεση εξόδου είναι αυξημένη ενώ όπως είδαμε πιο πριν, η μέγιστη πίεση έχει μειωθεί. Το φαινόμενο αυτό παρουσιάζεται όταν υπάρχει κακός χρονισμός της βαλβίδας εξαγωγής ή όπως είδαμε και στο σχήμα 4.33, όταν έχει διαφοροποιηθεί η προπορεία έγχυσης καυσίμου της μηχανής. Οι δύο κινητήρες δηλαδή έχουν διαφορετικές ρυθμίσεις στο χρονισμό (είτε της βαλβίδας είτε της έγχυσης καυσίμου είτε και τα δύο).



Σχήμα 4.33: Δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα με καθυστέρηση ανάφλεξης καυσίμου

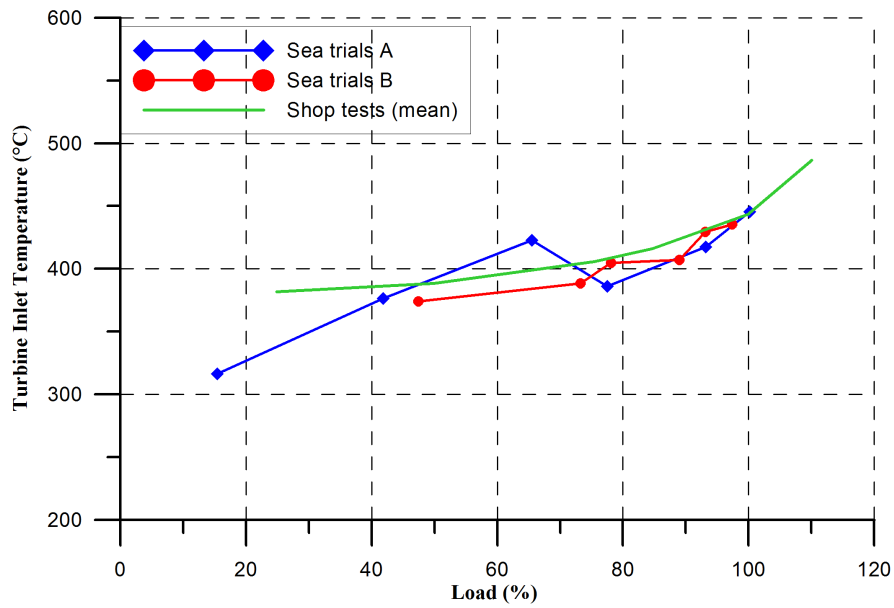


Σχήμα 4.34: Πίεση καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής συναρτήσει της πίεσης σάρωσης

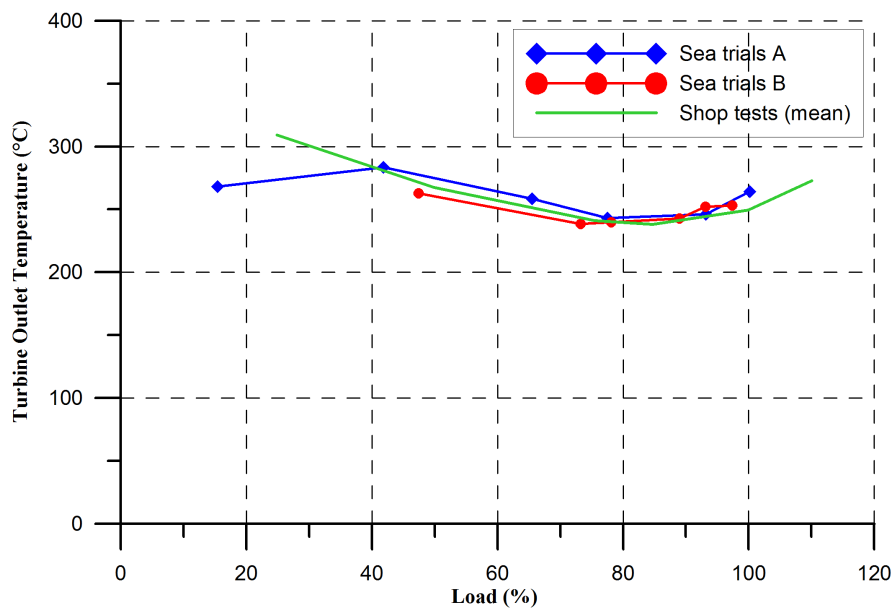
4.3.4 Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στο στρόβιλο

Οι θερμοκρασίες των καυσαερίων στην είσοδο στην και έξοδο του στρόβιλου κατά τα shop tests ήταν αρκετά κοντά μεταξύ τους για τους δύο κινητήρες, στα όρια του σφάλματος, οπότε για τα shop tests εξάγουμε μια μέση τιμή από τις καμπύλες των κινητήρων με την οποία θα συγκριθούν οι θερμοκρασίες από τα sea trials. Όπως βλέπουμε, και στα 2 διαγράμματα (σχήμα 4.35, σχήμα 4.36) υπάρχει μικρή απόκλιση μεταξύ των τιμών των θερμοκρασιών σε shop tests και sea trials για τους δύο κινητήρες.

4.3. ΣΥΓΚΡΙΣΗ ΤΩΝ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΚΩΝ ΜΕΓΕΘΩΝ ΑΠΟ SHOP TESTS ΚΑΙ SEA TRIALS



Σχήμα 4.35: Θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο



Σχήμα 4.36: Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο

Κεφάλαιο 5

Ανάλυση της λειτουργίας των υπερπληρωτών

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται η μελέτη των υπερπληρωτών των 2 μηχανών. 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 συμπίεστη – στροβίλου είναι η παροχή αέρα που διακινεί \dot{m}_a , η ταχύτητα περιστροφής N , ο λόγος πίεσης π_c και φυσικά ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης η_{IS} . Με βάση αυτές τις παραμέτρους φτιάχνεται ο χάρτης λειτουργίας του συμπίεστη 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.

Οι μηχανές των 2 πλοίων φέρουν από ένα ζεύγος στροβιλοϋπερπληρωτών της ίδιας εταιρείας αλλά διαφορετικού μεγέθους. Ο συμπίεστης του υπερπληρωτή είναι ακτινικού τύπου ενώ ο στροβίλος είναι αξονικής ροής, μιας βαθμίδας. Τα χαρακτηριστικά των 2 υπερπληρωτών δίνονται συνοπτικά στον πίνακα 5.1.

Πίνακας 5.1: Χαρακτηριστικά των 2 υπερπληρωτών

	Turbocharger A	Turbocharger B
Μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα (rpm)	14.300	17.810
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία εισόδου στροβίλου σε συνεχή λειτουργία (°C)	580	
Παροχή αέρα για $\pi_c = 3,8$ (kg/s)	20,6 - 34	13.3 - 21,9
Εφαρμόσιμη ισχύς κινητήρα Diesel για $\pi_c = 3,8$ (kW)	7.300 - 13.100	4.700 - 8.400
Ολικό ύψος (m)	1,745	1,305
Ολικό μήκος (m)	3,110	2,308

Όπως φαίνεται στον πίνακα 5.1 οι δύο τύποι υπερπληρωτών έχουν διαφορές στο μέγεθος και στην ταχύτητα. Ο υπερπληρωτής Α είναι μεγαλύτερος σε μέγεθος, και άρα λειτουργεί σε πιο χαμηλές ταχύτητες (μέγιστη 14.300 rpm) και σύμφωνα με τον κατασκευαστή ενδείκνυται για τον κινητήρα μας διότι ένα ζεύγος υπερπληρωτών του συγκεκριμένου τύπου καλύπτει ένα εύρος κινητήρων ισχύος από 14.600 kW ως 26.200 kW. Ο υπερπληρωτής Β είναι μικρότερου μεγέθους, υψηλότερων ταχυτήτων (μέγιστη 17.800 rpm) και ένα ζεύγος καλύπτει εύρος ισχύος κινητήρων από 9.400 kW ως 17.200 kW. Ο κινητήρας μας όμως έχει ισχύ 18.660 kW στο 100% του φορτίου ($\pi_C = 3,8$), άρα εκ πρώτης όψεως φαίνεται ότι στην περίπτωση του κινητήρα Β δεν ενδείκνυται ο συγκεκριμένος τύπος υπερπληρωτή καθώς βάσει του κατασκευαστή του υπερπληρωτή η ισχύς του κινητήρα μας υπερβαίνει αυτή του ζεύγους υπερπληρωτών τύπου Β. Αναμένεται δηλαδή η λειτουργία του, σε πολύ υψηλά φορτία λειτουργίας του κινητήρα, να μην είναι επαρκής. Φυσικά αυτό ίσως και να μην αποτελεί πρόβλημα διότι το ταίριασμα κινητήρα – υπερπληρωτή (σημείο Ο) γίνεται πάντα σε χαμηλότερα φορτία, συνήθως γύρω στο 80% όπου παρουσιάζεται και το ελάχιστο της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (bsfc).

Θα ξεκινήσουμε την ανάλυση λειτουργίας των 2 υπερπληρωτών 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. Από την ανάλυση των μετρήσεων στο προηγούμενο κεφάλαιο διαπιστώθηκε ότι ο κινητήρας Β έχει υψηλότερη πίεση σάρωσης που αποτελεί μια πρώτη ένδειξη καλύτερης λειτουργίας του υπερπληρωτή Β από τον Α.

5.1 Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης

5.1.1 Ενεργειακό ισοζύγιο συμπιεστή – στροβίλου

Ο στροβίλος και ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένοι σε κοινή άτρακτο και περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα (σχήμα 5.1). Η ισχύς που απορροφά ο στροβίλος 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:

$$P_C = P_T \Rightarrow \dot{m}_a c_{p_a} \frac{T_2 - T_1}{\eta_{m_c}} = \dot{m}_G c_{p_G} (T_3 - T_4) \eta_{m_T} \quad (5.1)$$

5.1.2 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 εισόδου και την ίδια πίεση εξόδου. Ορίζεται ως:

$$\eta_{is_c} = \frac{T_{2_{is}} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.2)$$

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

$$T_{2_{is}} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_1 (\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.3)$$

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

$$\eta_{is_c} = \frac{(\pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (5.4)$$

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

5.1.3 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 πίεσεων.

$$\eta_{is_T} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4_{is}}} \quad (5.5)$$

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

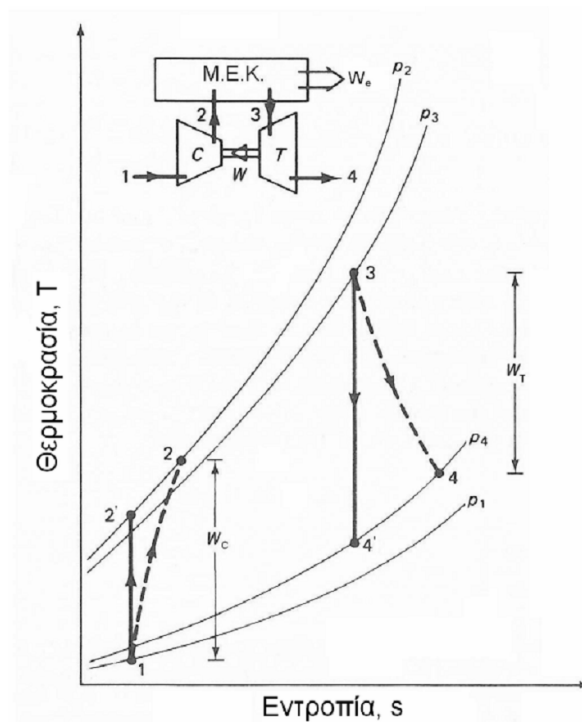
$$T_{4_{is}} = T_3 \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_4 \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.6)$$

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

$$\eta_{is_T} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - (\pi_T)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (5.7)$$

Τυπικές τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου¹⁵ είναι 70-90%.

¹⁵Στη συνέχεια της διπλωματικής εργασίας οι θέσεις 3 και 4 θα ονομαστούν αντίστοιχα 4 και 5, καθώς ως θέση 3 θα αναφέρεται η είσοδος του αέρα στη μηχανή.



Σχήμα 5.1: Διάγραμμα Θερμοκρασίας – Εντροπίας στροβιλοϋπερπληρωτή

5.1.4 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:

$$\eta_{TC} = \eta_{isC} \eta_{isT} \eta_{mC} \eta_{mT} \quad (5.8)$$

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 [14].

$$\eta_{TC} = \frac{T_1}{T_3} \frac{\dot{m}_a c_{pa}}{\dot{m}_G c_{pG}} \left[\frac{(\pi_C)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{1 - \left(\frac{1}{\pi_T}\right)^{\frac{\gamma_G-1}{\gamma_G}}} \right] \quad (5.9)$$

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 υπερπληρωτή¹⁶ χωρίς να μας ενδιαφέρει πως μοιράζονται οι απώλειες στις συνιστώσες του.

¹⁶Όπως στο 15.

5.2 Υπολογισμός λειτουργικών μεγεθών υπερπληρωτών

5.2.1 Περιγραφή διάταξης

Μια τυπική διάταξη του συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή παρουσιάζεται στο σχήμα 5.2 [15]. Οι διάφορες θέσεις αριθμούνται ως εξής:

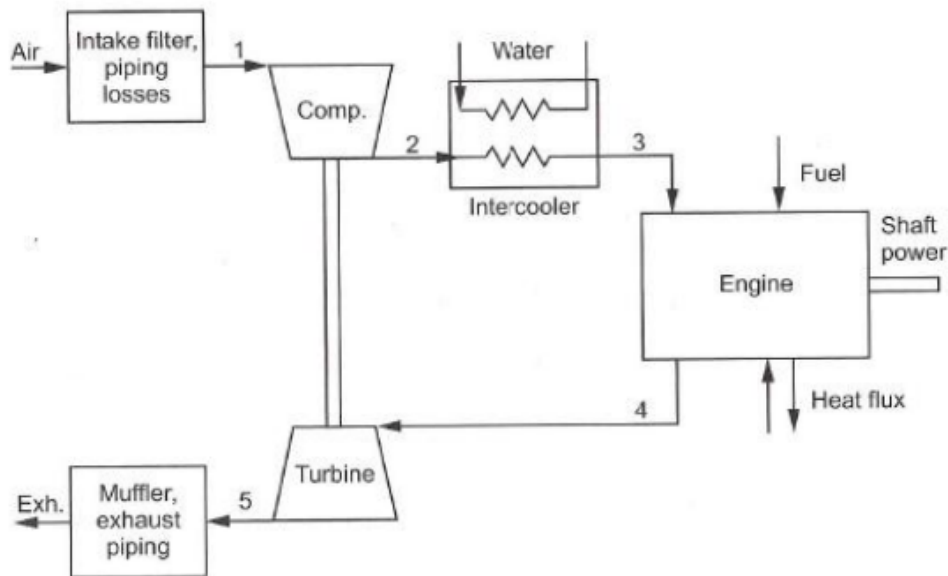
Θέση 1: Είσοδος συμπιεστή

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



Σχήμα 5.2: Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος κινητήρα – στροβιλοϋπερπληρωτή

5.2.2 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 συμπιεστή – 0,95
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης στροβίλου – 0,95
- Βαθμός απόπλυσης κινητήρα – 0,15

- Η παροχή αέρα και καυσαερίου ισομοιράζεται στους 2 υπερπληρωτές
- Αέρας σάρωσης και καυσαέριο συμπεριφέρονται ως τέλεια αέρια με σταθερές ιδιότητες σε όλα τα φορτία¹⁷
 - 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 $c_{pa}=1,1 \text{ kJ/kg}$
 - Στοιχειομετρικός λόγος αέρα - καυσίμου $AF_{st} = 14,5 \text{ kg}_{air}/\text{kg}_{fuel}$

Θέση 1:

Στην είσοδο του συμπιεστή έχουμε ατμοσφαιρική πίεση μείον την πτώση πίεσης στα φίλτρα εισόδου, η οποία έχει μετρηθεί, ενώ η θερμοκρασία είναι πρακτικά ίση με τη θερμοκρασία περιβάλλοντος:

$$P_1 = P_{atm} - \delta P_{airfilter} \quad T_1 = T_{atm} \quad (5.10)$$

Θέση 2:

Με γνωστή την πίεση σάρωσης του κινητήρα (P_3) προκύπτει η πίεση στη θέση 2 (έξοδος συμπιεστή) προσθέτοντας την πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης ενώ η θερμοκρασία έχει μετρηθεί:

$$P_2 = P_3 + \delta P_{aircooler} \quad T_2 = T_{aircooler}^{IN} \quad (5.11)$$

Θέση 3:

Τα μεγέθη της θερμοκρασίας και της πίεσης σάρωσης (scavenging) είναι από τα βασικότερα μεγέθη για τη διάγνωση της κατάστασης του κινητήρα και έχουν μετρηθεί¹⁸:

$$P_3 = P_{scav} \quad T_3 = T_{scav} = T_{aircooler}^{OUT} \quad (5.12)$$

Θέση 4:

Στην είσοδο του στροβίλου (αντίστοιχα έξοδος καυσαερίων από τον κινητήρα) η πίεση και η θερμοκρασία έχουν μετρηθεί¹⁹:

$$P_4 = P_{exhaust manifold} \quad T_4 = T_{turbine}^{IN} \quad (5.13)$$

¹⁷Στην πραγματικότητα τα γ , R , c_p , μεταβάλλονται με το φορτίο, η μεταβολή τους όμως είναι απειροελάχιστη και έχει αμελητέα επίδραση στους υπολογισμούς.

¹⁸Χρειάζεται προσοχή εδώ διότι η μέτρηση που δίνεται για την πίεση σάρωσης είναι η μανομετρική και χρειάζεται να προσθέσουμε σε αυτήν την αντίστοιχη ατμοσφαιρική πίεση ώστε να έχουμε την απόλυτη πίεση που χρειαζόμαστε για να κάνουμε τους υπολογισμούς.

¹⁹Όπως και στο 18

Θέση 5:

Στην έξοδο του στροβίλου η πίεση είναι αυξημένη της ατμοσφαιρικής κατά τις απώλειες εξόδου των καυσαερίων (πίεση αντίθλιψης - exhaust backpressure) και η θερμοκρασία έχει μετρηθεί²⁰

$$P_5 = P_{atm} + \delta P_{exhaustbackpressure} \quad T_5 = T_{turbine}^{OUT} \quad (5.14)$$

Με υπολογισμένες πλέον την πίεση **P** και τη θερμοκρασία **T** σε κάθε θέση μπορούμε να προβούμε στον υπολογισμό όλων των υπόλοιπων μεγεθών που μας είναι απαραίτητα.

5.2.3 Περιγραφή απλοϊκής εκτίμησης παροχής αέρα συμπιεστή – στροβίλου

Η παροχή αέρα μέσω του κινητήρα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\dot{m}_k = \frac{N}{60K} \rho_{scav} \eta_v V_H \quad (5.15)$$

όπου:

N = στροφές του κινητήρα σε rpm

K = 1 για 2- X κινητήρα ή 2 για 4- X κινητήρα (εμείς έχουμε 2- X και άρα θέτουμε $K=1$)

ρ_{scav} = πυκνότητα αέρα σάρωσης και υπολογίζεται μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου:

$$\rho_{scav} = \rho_3 = \frac{P_3}{RT_3} \quad (5.16)$$

η_v = ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα (υποτέθηκε ίσος με 0,95)

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

$$V_H = zV_d = zAs = z \frac{\pi D^2}{4} s \quad (5.17)$$

με

z = ο αριθμός κυλίνδρων

s = η διαδρομή του εμβόλου

D = η διάμετρος του εμβόλου

A = η επιφάνεια (διατομή) του εμβόλου

²⁰Όπως θα διαπιστώσουμε και στη συνέχεια η μέτρηση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο T_5 δεν είναι ακριβής και θα χρειαστεί να διορθωθεί ώστε να λάβουμε σωστά αποτελέσματα.

V_d = ο όγκος εμβολισμού ενός κυλίνδρου

Για $z = 6$, $s = 2,8m$ και $D = 0,7m$ ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα προκύπτει:

$$V_H = 6,4654 \text{ m}^3$$

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 η_k . Και η παροχή αέρα σάρωσης από το συμπιεστή είναι τελικά:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_a^{21} = \frac{\dot{m}_k}{1 - \eta_k} \quad (5.18)$$

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

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_G^{22} = \dot{m}_a + \dot{m}_{fuel} \quad (5.19)$$

Η παροχή αέρα του συμπιεστή και του στροβίλου για να είναι συγκρίσιμη μεταξύ των διάφορων φορτίων και συνθηκών περιβάλλοντος πρέπει να αναχθεί ανάλογα με τη θερμοκρασία και την πίεση σε συνθήκες αναφοράς με τη χρήση των συντελεστών θ και δ . Οι συντελεστές αυτοί υπολογίζονται ως εξής για συμπιεστή και στρόβιλο αντίστοιχα:

$$\theta_C = \frac{T_1}{T_{ref}} \quad \delta_C = \frac{P_1}{P_{ref}} \quad (5.20)$$

$$\theta_T = \frac{T_4}{T_{ref}} \quad \delta_T = \frac{P_4}{P_{ref}} \quad (5.21)$$

$$T_{ref} = 288,15 \text{ K} \quad P_{ref} = 1,01325 \text{ bar} \quad (5.22)$$

Η ανηγμένη παροχή και ταχύτητα υπολογίζονται ως εξής:

$$\dot{m}_a^{corrected} = \frac{\dot{m}_a \sqrt{\theta}}{\delta} \quad (5.23)$$

$$N^{corrected} = \frac{N}{\sqrt{\theta}} \quad (5.24)$$

²¹Επειδή σε κάθε κινητήρα έχουμε ζεύγος υπερπληρωτών, η παροχή αέρα σε κάθε συμπιεστή είναι ίση με το 1/2 της υπολογιζόμενης.

²²Αντίστοιχα με το προηγούμενο, η παροχή καυσαερίου σε κάθε στρόβιλο είναι ίση με το 1/2 της υπολογιζόμενης.

5.3 Λειτουργικά μεγέθη υπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Στους πίνακες 5.2 ως 5.5 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.

5.3.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες

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

Πίνακας 5.2: Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα A κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

A	Φορτίο κινητήρα (%)	P_{atm} (N/m^2)	P_1 (N/m^2)	P_2 (N/m^2)	P_3 (N/m^2)	P_4 (N/m^2)	P_5 (N/m^2)
Turbocharger 1	25	101.900	101.880	136.706	136.000	128.000	101.998
	50	101.100	101.061	216.207	215.000	198.000	101.787
	75	101.000	100.951	291.599	290.000	265.000	102.766
	90	101.000	100.922	342.785	341.000	310.000	103.354
	100	100.900	100.792	381.962	380.000	349.000	103.843
	110	100.900	100.782	422.011	420.000	385.000	104.334
Turbocharger 2	25	101.900	101.890	136.687	136.000	128.000	101.998
	50	101.100	101.061	216.226	215.000	198.000	101.689
	75	101.000	100.951	291.619	290.000	265.000	102.717
	90	101.000	100.922	342.815	341.000	310.000	103.256
	100	100.900	100.792	381.962	380.000	349.000	103.843
	110	100.900	100.782	422.109	420.000	385.000	104.432

Πίνακας 5.3: Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Α κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

A	Φορτίο κινητήρα (%)	T _{atm} (K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)	T ₅ (K)
Turbocharger 1	25	299	299	326	299	628	558
	50	300	300	386	303	668	545
	75	300	300	431	308	683	523
	90	301	301	455	312	703	521
	100	302	302	473	315	728	525
	110	302	302	490	319	773	541
Turbocharger 2	25	299	299	325	299	643	561
	50	300	300	385	302	683	555
	75	300	300	430	306	698	533
	90	301	301	455	310	713	524
	100	302	302	473	314	743	533
	110	302	302	490	318	773	548

Πίνακας 5.4: Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

B	Φορτίο κινητήρα (%)	P _{atm} (N/m ²)	P ₁ (N/m ²)	P ₂ (N/m ²)	P ₃ (N/m ²)	P ₄ (N/m ²)	P ₅ (N/m ²)
Turbocharger 1	25	101.900	101.802	133.343	133.000	124.000	102.194
	50	101.100	100.904	221.079	220.000	201.000	101.885
	75	101.000	100.657	291.599	308.373	282.000	102.570
	90	101.000	100.588	337.570	336.000	311.000	103.864
	100	100.900	100.410	389.570	388.000	358.000	103.843
	110	100.900	100.331	427.766	426.000	396.000	104.628
Turbocharger 2	25	101.900	101.802	133.471	133.000	124.000	101.194
	50	101.100	100.904	221.079	220.000	201.000	102.081
	75	101.000	100.657	308.422	307.000	282.000	103.649
	90	101.000	100.333	337.530	336.000	311.000	103.747
	100	100.900	100.213	389.570	388.000	358.000	104.432
	110	100.900	100.115	427.766	426.000	396.000	105.315

5.3.2 Παροχή αέρα και καυσαερίου

Με γνωστές τις πιέσεις και τις θερμοκρασίες σάρωσης (P₃, T₃) για κάθε φορτίο μπορούμε να υπολογίσουμε την πυκνότητα του αέρα σάρωσης μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου (σχέση 5.16) και μέσω αυτής να υπολογίσουμε την παροχή αέρα δια μέσου του κινητήρα, εφόσον φυσικά είναι γνωστός ο όγκος εμβολισμού και οι στροφές σε κάθε φορτίο. Βάσει αυτών προκύπτει ο πίνακας 5.6.

Ο λόγος ισοδυναμίας λ υπολογίστηκε με την παραδοχή στοιχειομετρικού λόγου

Πίνακας 5.5: Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

B	Φορτίο κινητήρα (%)	T _{atm} (K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)	T ₅ (K)
Turbocharger 1	25	296	296	321	293	653	598
	50	297	297	389	295	623	518
	75	297	297	435	297	653	493
	90	297	297	448	299	663	493
	100	298	298	473	305	693	513
	110	296	296	500	311	743	543
Turbocharger 2	25	296	296	321	293	673	608
	50	297	297	390	295	653	543
	75	297	297	437	297	673	513
	90	297	297	443	299	663	493
	100	298	298	478	305	673	533
	110	296	296	493	311	763	563

Πίνακας 5.6: Παροχή αέρα και καυσαερίου διαμέσου των 2 κινητήρων κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

	Φορτίο κινητήρα (%)	Στροφές κινητήρα (rpm)	Πυκνότητα αέρα σάρωσης (kg/m ³)	Παροχή αέρα σάρωσης (kg/s)	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή καυσαερίου στην έξοδο (kg/s)	λ
Κινητήρας Α	25	57,3	1,58	10,93	0,25	11,18	3,00
	50	72,2	2,47	21,49	0,48	21,97	3,08
	75	82,7	3,28	32,66	0,70	33,36	3,20
	90	87,9	3,81	40,29	0,85	41,14	3,28
	100	91	4,20	46,04	0,95	46,99	3,34
	110	93,9	4,59	51,85	1,06	52,92	3,37
Κινητήρας Β	25	57,3	1,58	10,93	0,24	11,18	3,00
	50	72,2	2,60	21,56	0,46	22,04	3,09
	75	83,1	3,60	32,87	0,67	33,58	3,22
	85	86,1	3,91	40,55	0,76	41,40	3,30
	100	91,1	4,43	46,19	0,91	47,14	3,36
	110	94,1	4,77	52,02	1,01	53,08	3,38

αέρα-καυσίμου ίσου με 14,5 kg/kg. Ο υπολογισμός του έγινε για λόγους επαλήθευσης των αποτελεσμάτων που βρήκαμε για τις παροχές αέρα και καυσαερίου. Ως γνωστόν στους μεγάλους βραδύστροφους δίχρονους κινητήρες diesel ισχύει ότι $\lambda = 2,5-3,5$, άρα οι υπολογισμοί μας φαίνονται σωστοί²³ όσον αφορά την τάξη μεγέθους.

²³Στην πραγματικότητα, με την αύξηση του φορτίου αυξάνεται και ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα

5.3.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, συμπίεστή, στροβίλου και υπερπληρωτή

Με χρήση των δεδομένων (πίεσεις, θερμοκρασίες) των πινάκων 5.2 ως 5.5 και των εξισώσεων των παραγράφων 5.1 και 5.2, βρίσκουμε αρχικά τους λόγους πίεσης συμπίεστή και στροβίλου, οι οποίοι δίνονται στους πίνακες 5.7 και 5.8.

Πίνακας 5.7: Λόγοι πίεσης συμπίεστή των 2 υπερπληρωτών (π_C) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Turbocharger A			Turbocharger B		
Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης συμπίεστή π_C		Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης συμπίεστή π_C	
	1	2		1	2
25	1,34	1,34	25	1,31	1,31
50	2,14	2,14	50	2,19	2,19
75	2,89	2,89	75	3,06	3,06
90	3,40	3,40	85	3,36	3,36
100	3,79	3,79	100	3,88	3,89
110	4,19	4,19	110	4,26	4,27

Πίνακας 5.8: Λόγοι πίεσης στροβίλου των 2 υπερπληρωτών (π_T) κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Turbocharger A			Turbocharger B		
Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης στροβίλου π_T		Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης στροβίλου π_T	
	1	2		1	2
25	1,25	1,25	25	1,21	1,21
50	1,95	1,95	50	1,97	1,97
75	2,58	2,58	75	2,75	2,72
90	3,00	3,00	85	3,02	3,02
100	3,36	3,36	100	3,45	3,43
110	3,69	3,69	110	3,78	3,76

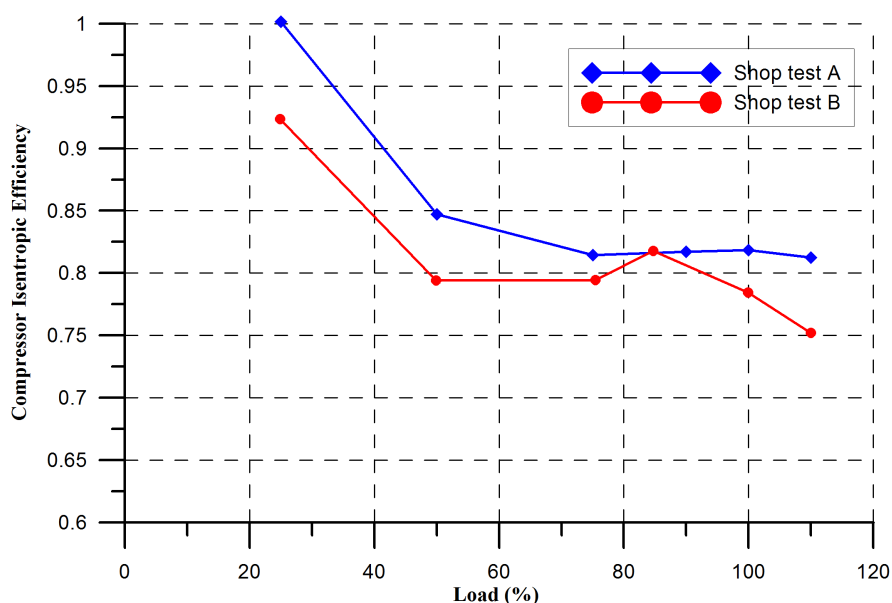
Έχοντας βρει τους λόγους πίεσης, και με γνωστές τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου σε συμπίεστή και στρόβιλο, υπολογίζουμε τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της κάθε συνιστώσας. Τα αποτελέσματα που βρήκαμε παριστάνονται στους πίνακες και τα διαγράμματα που ακολουθούν:

Από τον πίνακα 5.9 και το σχήμα 5.3 παρατηρούμε ότι για το 25% του φορτίου η τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπίεστή είναι πολύ κοντά ή και πάνω από τη μονάδα ενώ οι υπόλοιπες τιμές για φορτίο 50-110% είναι φυσιολογικές. Αυτό

καυσίμου, δεν παραμένει σταθερός όπως υποθέσαμε, οπότε και το λ θα είναι ελαφρώς μικρότερο από αυτό που βρήκαμε, σε υψηλά φορτία.

Πίνακας 5.9: Ισηντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Ισηντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη η_{isC}		M.O.	Φορτίο κινητήρα (%)	Ισηντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη η_{isC}		M.O.
	1	2			1	2	
25	0,98	1,02	1,00	25	0,93	0,93	0,93
50	0,84	0,85	0,85	50	0,81	0,80	0,80
75	0,81	0,82	0,81	75	0,81	0,80	0,80
90	0,82	0,82	0,82	85	0,81	0,84	0,83
100	0,82	0,82	0,82	100	0,80	0,78	0,79
110	0,81	0,81	0,81	110	0,74	0,77	0,76

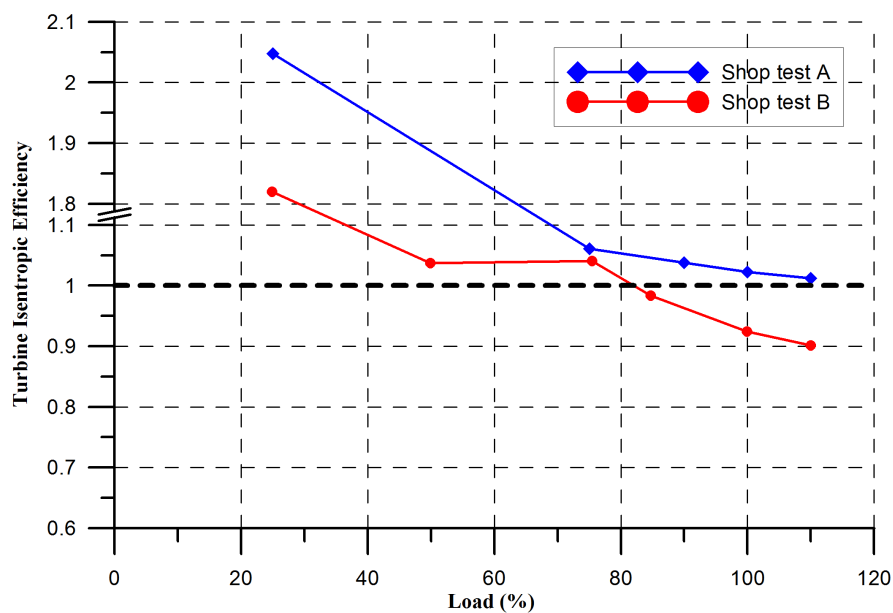
**Σχήμα 5.3:** Ισηντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

συμβαίνει διότι σε χαμηλά φορτία (κάτω του 40%) όπου ο στρόβιλος δεν παρέχει αρκετή ισχύ για την επαρκή συμπίεση του αέρα σάρωσης του κινητήρα, ανοίγουν αυτόματα εφεδρικές αντλίες παροχής αέρα (auxiliary blowers). Στο 25% δηλαδή του φορτίου υπάρχει υποβοήθηση της λειτουργίας του υπερπληρωτή και συνεπώς δε μπορούμε να λάβουμε υπόψη μας αυτές τις τιμές του ισηντροπικού β.α. Από δω και πέρα δηλαδή, η μελέτη για συμπίεστη (και στρόβιλο) θα αφορά φορτία άνω του 50%.

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. Όπως έχει αποδειχθεί και σε παλαιότερη

Πίνακας 5.10: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}			Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
25	1,91	2,19	2,05	25	1,69	1,93	1,81
50	1,14	1,16	1,15	50	1,02	1,03	1,02
75	1,06	1,07	1,06	75	1,04	1,02	1,03
90	1,03	1,05	1,04	85	1,01	0,94	0,98
100	1,02	1,03	1,02	100	0,93	0,91	0,92
110	1,03	1,00	1,01	110	0,91	0,89	0,90

**Σχήμα 5.4:** Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

διπλωματική εργασία [16], 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 T_5 , ενώ η θερμοκρασία εισόδου T_4 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 εξόδου²⁴.

Στη διπλωματική αυτή χρησιμοποιούμε μια πιο απλή μέθοδο διόρθωσης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου, με χρήση της σχέσης 5.8. Πρώτα βρίσκουμε

²⁴Φυσικά αυτό δεν είναι πάντοτε σωστό. Κανονικά μπορεί να χρησιμοποιήσει κανείς είτε τη θερμοκρασία εισόδου είτε αυτή της εξόδου ως 'σωστή' και να διορθώσει την άλλη. Η ορθότητα της χρησιμοποίησης της μιας ή της άλλης συνήθως κρίνεται από τα αποτελέσματα που δίνει.

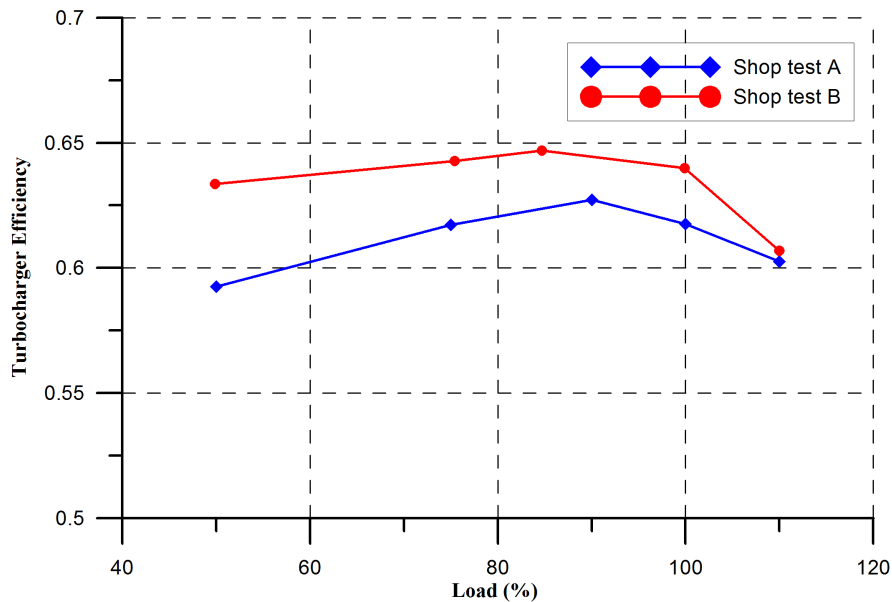
τον ισεντροπικό βαθμό ολόκληρου του υπερπληρωτή (σχέση 5.9) και μετά γνωρίζοντας ήδη τον ισεντροπικό του συμπιεστή και υποθέτοντας μηχανικό βαθμό απόδοσης για συμπιεστή και στρόβιλο ίσο με 0,95 θα βρούμε τον ισεντροπικό β.α. του στρόβιλου μέσω της επόμενης σχέσης:

$$\eta_{is_T} = \frac{\eta_{TC}}{\eta_{is_c} \eta_{m_c} \eta_{m_T}} = \frac{\eta_{TC}}{\eta_{is_c} 0,95^2} = \frac{\eta_{TC}}{0,9025 \eta_{is_c}} \quad (5.25)$$

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 στρόβιλου). Στον πίνακα 5.11 και στο σχήμα 5.5 παρουσιάζονται οι τιμές που προέκυψαν για το βαθμό απόδοσης ολόκληρου του υπερπληρωτή ανάλογα με το φορτίο.

Πίνακας 5.11: Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή η_{TC}			Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή η_{TC}		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
50	0,60	0,58	0,59	50	0,64	0,62	0,63
75	0,62	0,61	0,62	75	0,65	0,63	0,64
90	0,63	0,62	0,62	85	0,65	0,64	0,64
100	0,62	0,61	0,62	100	0,65	0,63	0,64
110	0,60	0,60	0,60	110	0,61	0,60	0,60

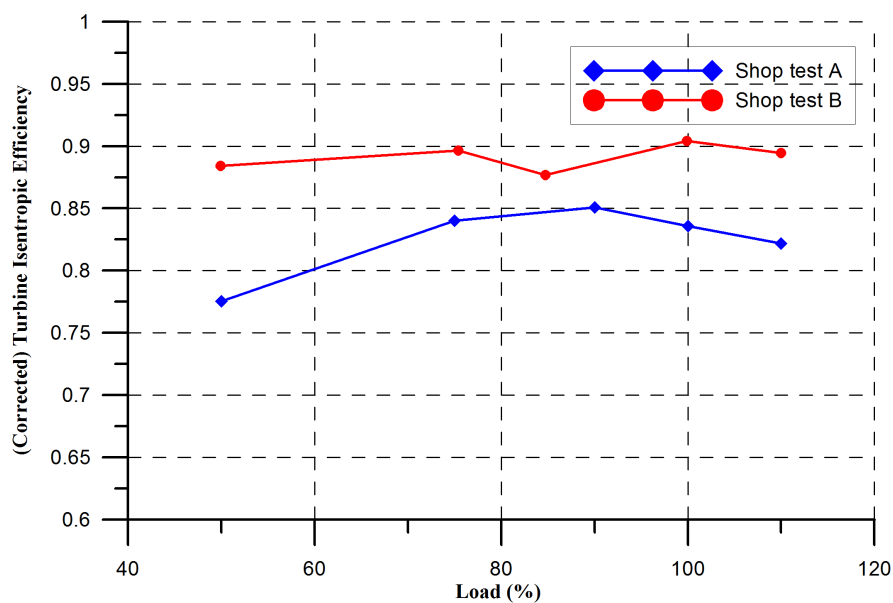


Σχήμα 5.5: Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Με χρήση της σχέσης 5.25 και του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή που βρήκαμε (πιν. 5.11), προκύπτει και ο διορθωμένος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου (πίνακας 5.12, σχήμα 5.6).

Πίνακας 5.12: (Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

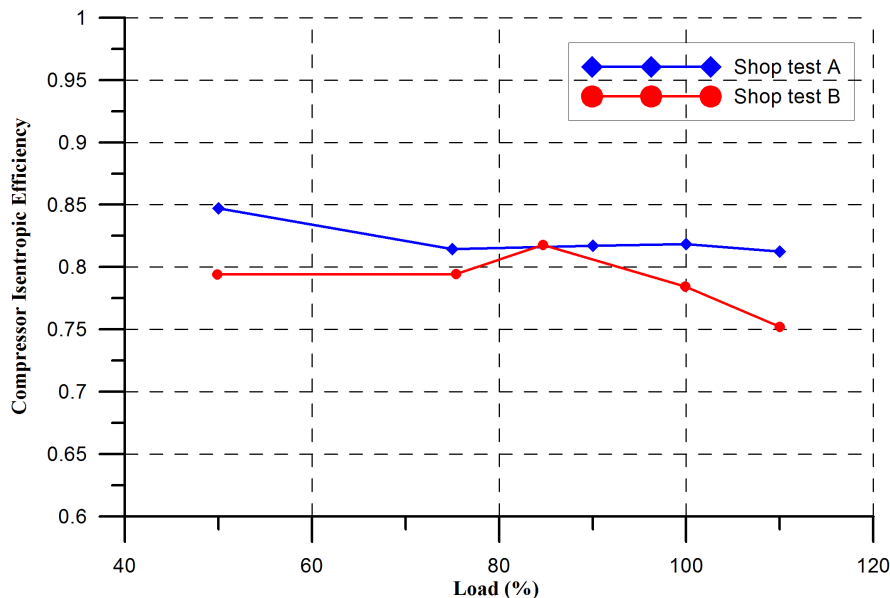
Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Διορθωμένος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_T			Φορτίο κινητήρα (%)	Διορθωμένος ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_T		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
50	0,79	0,76	0,77	50	0,90	0,87	0,88
75	0,85	0,83	0,84	75	0,90	0,89	0,89
90	0,86	0,84	0,85	85	0,90	0,86	0,87
100	0,84	0,83	0,83	100	0,90	0,91	0,90
110	0,82	0,82	0,82	110	0,92	0,87	0,89



Σχήμα 5.6: (Διορθωμένος) ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Ο ισεντροπικός του στροβίλου έχει μετά τη διόρθωση φυσιολογικές τιμές, μεταξύ 0,77 – 0,85 για το στρόβιλο A και 0,87 – 0,90 για το στρόβιλο B. Όλες οι τιμές έπεσαν κάτω του 0,90, όμως υπάρχει μεγάλη διαφορά μεταξύ των αποδόσεων των 2 στροβίλων. Οι διαφορές μπορεί να οφείλονται σε καλύτερο ταίριασμα του υπερπληρωτή B με τον κινητήρα ή σε κάποιο σφάλμα που ίσως να υπάρχει και στη θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο ή απλά στη γενικά πιο αποδοτική λειτουργία του συγκεκριμένου υπερπληρωτή. Η μεγαλύτερη σύγκλιση των 2 τιμών παρουσιάζεται στο 80-90% του φορτίου.

Παραθέτουμε εδώ ξανά το διάγραμμα του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή (σχήμα 5.7), αυτή τη φορά όμως για φορτία από 50% και άνω (παραλείποντας δηλαδή τη λανθασμένη τιμή για το 25%), για λόγους εποπτείας.



Σχήμα 5.7: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή για φορτία άνω του 50% κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

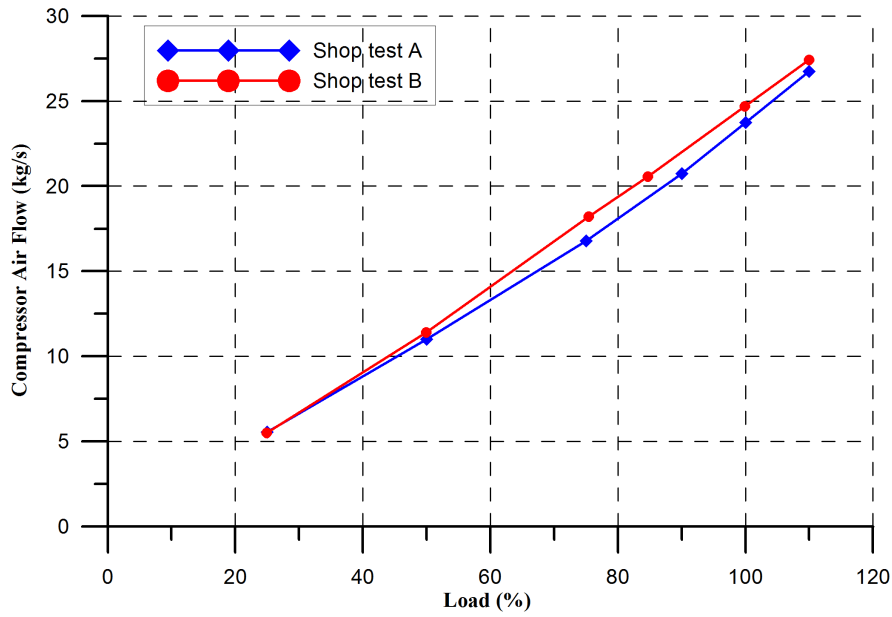
Οι ισεντροπικοί β.α. του συμπιεστή των 2 υπερπληρωτών έχουν μια απόκλιση περίπου 5-6% στα ακραία φορτία ενώ στο 80-90% φορτίου είναι πρακτικά ίσοι. Γενικά κυμαίνονται μεταξύ 0,75 – 0,85 που είναι τυπικές τιμές για ισεντροπικό β.α. συμπιεστή.

5.3.4 Παροχή μάζας και λόγος πίεσης συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

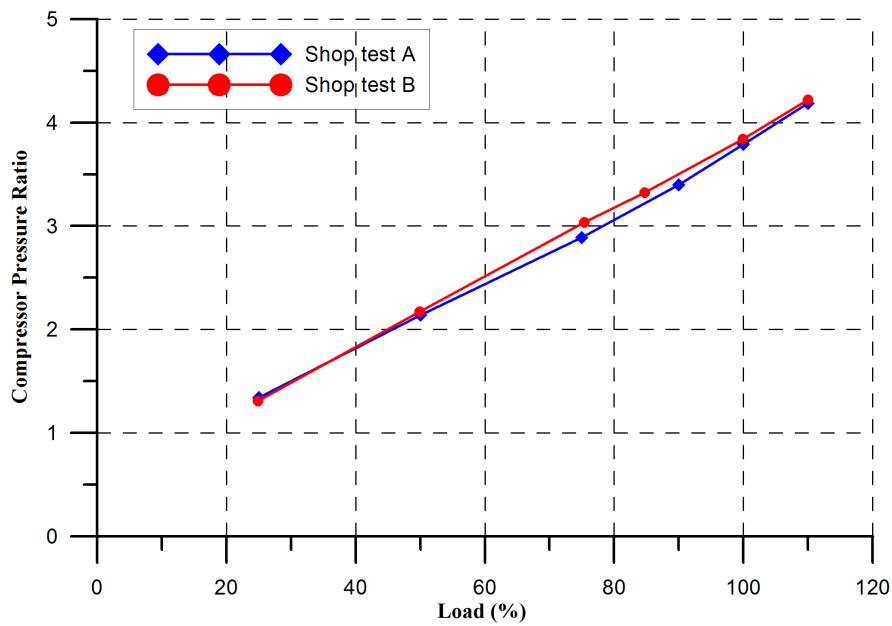
Μεγαλύτερη σημασία όμως για τη μελέτη που γίνεται σε αυτή τη διπλωματική έχει η συμπεριφορά των δύο υπερπληρωτών συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Δηλαδή ανεξάρτητα του βαθμού απόδοσης ολόκληρου του υπερπληρωτή ή των συνιστωσών του, να μπορεί να παρέχει αέρα σάρωσης ίδιων χαρακτηριστικών σε κάθε φορτίο. Δηλαδή να δίνει τον ίδιο λόγο πίεσης συμπιεστή (π_C) και την ίδια παροχή αέρα σάρωσης (\dot{m}_a). Επίσης πρέπει να μπορεί να αποτονώνει το καυσαέριο με ένα ικανοποιητικό λόγο πίεσης στροβίλου (π_T).

Όπως φαίνεται στα σχήματα 5.8, 5.9 & 5.10, αυτό επιτυγχάνεται²⁵. Δηλαδή η ρύθμιση των 2 υπερπληρωτών έχει γίνει έτσι ώστε να παρέχουν αέρα ίδιων χαρακτηριστικών σε κάθε μηχανή. Επίσης φαίνεται να αναιρείται η αρχική υπόθεση ότι ο 2ος υπερπληρωτής δεν έχει καλή συμπεριφορά σε υψηλά φορτία (>90%) λόγω του μικρότερου μεγέθους του. Όπως διαπιστώνουμε από τα διαγράμματα αυτά, σε όλα τα φορτία η λειτουργία των υπερπληρωτών δεν παρουσιάζει μεγάλες διαφορές, πλην των φορτίων

²⁵Παρόλο που στο 25% του φορτίου η παροχή αέρα γίνεται από τους βοηθητικούς ηλεκτροκίνητους συμπιεστές, βάζουμε και αυτό το σημείο στο διάγραμμα για να δείξουμε ότι ακόμη και σε χαμηλά φορτία η παροχή αέρα και ο λόγος πίεσης προς τον κινητήρα είναι ίδια.

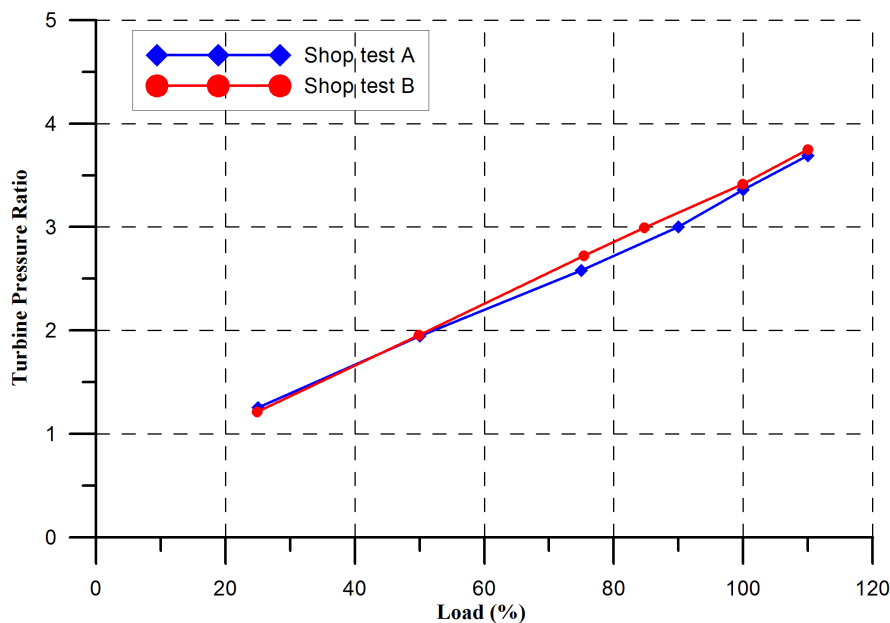


Σχήμα 5.8: Παροχή αέρα συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές



Σχήμα 5.9: Λόγος πίεσης συμπιεστή (π_c) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

75-90% όπου ο B έχει καλύτερους λόγους πίεσης σε συμπιεστή και στρόβιλο αλλά και μεγαλύτερη παροχή αέρα.



Σχήμα 5.10: Λόγος πίεσης στροβίλου (π_T) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

5.4 Λειτουργικά μεγέθη υπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Στις επόμενες σελίδες ακολουθούν τα αποτελέσματα των υπολογισμών των λειτουργικών μεγεθών του υπερπληρωτή (λόγοι πίεσης, θερμοκρασίες, ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης, ταχύτητες, παροχή μάζας) κατά τη διάρκεια των sea trials, τα οποία προέκυψαν με χρήση των τύπων που αναφέρθηκαν στις προηγούμενες παραγράφους.

5.4.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες

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

5.4.2 Παροχή αέρα και καυσαερίου

Με γνωστές τις πιέσεις και τις θερμοκρασίες σάρωσης (P_3, T_3) για κάθε φορτίο, μπορούμε να υπολογίσουμε την πυκνότητα του αέρα σάρωσης μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου και μέσω αυτής να υπολογίσουμε την παροχή αέρα διαμέσου του κινητήρα, εφόσον φυσικά είναι γνωστός ο όγκος εμβολισμού και οι στροφές σε κάθε φορτίο. Βάσει αυτών προκύπτει ο πίνακας 5.17. Ο λόγος ισοδυναμίας λ υπολογίστηκε και εδώ με την παραδοχή στοιχειομετρικού λόγου αέρα-καυσίμου ίσου με $14,5 \text{ kg/kg}$. Προκύπτει και πάλι μεταξύ των τιμών $3 - 3,5$ οι οποίες είναι απόλυτα φυσιολογικές για μεγάλους βραδύστροφους δίχρονους κινητήρες diesel. Υπό κανονικές συνθήκες ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης και ο βαθμός απόπλυσης κυλίνδρου δεν είναι σταθεροί με το φορτίο.

Πίνακας 5.13: Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Α κατά τις δοκιμές θαλάσσης

A	Φορτίο κινητήρα (%)	P _{atm} (N/m ²)	P ₁ (N/m ²)	P ₂ (N/m ²)	P ₃ (N/m ²)	P ₄ (N/m ²)	P ₅ (N/m ²)
Turbocharger 1	15,4	103.200	103.183	115.392	115.000	110.000	103.250
	42	103.200	103.168	196.079	195.000	180.000	103.334
	65	103.500	103.446	271.422	270.000	248.000	104.743
	77	103.500	103.429	317.011	315.000	288.000	105.321
	91,7	103.500	103.401	371.766	370.000	338.000	106.030
	100	103.600	103.480	407.011	405.000	374.000	106.530
Turbocharger 2	15,4	103.200	103.183	115.392	115.000	110.000	103.250
	42	103.200	103.168	196.079	195.000	180.000	103.334
	65	103.500	103.446	271.472	270.000	248.000	104.743
	77	103.500	103.429	317.011	315.000	288.000	105.321
	91,7	103.500	103.401	371.766	370.000	338.000	106.030
	100	103.600	103.480	406.913	405.000	374.000	106.530

Πίνακας 5.14: Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Α κατά τις δοκιμές θαλάσσης

A	Φορτίο κινητήρα (%)	T _{atm} (K)	T ₁ (K)	T ₂ (K)	T ₃ (K)	T ₄ (K)	T ₅ (K)
Turbocharger 1	15,4	299	299	321	311	583	558
	42	299	299	366	311	643	553
	65	296	296	413	315	643	513
	77	293	293	420	312	643	508
	91,7	291	291	443	318	673	508
	100	286	286	448	320	693	518
Turbocharger 2	15,4	299	299	326	311	593	563
	42	299	299	371	311	653	563
	65	296	296	418	315	653	518
	77	293	293	425	312	653	508
	91,7	291	291	448	319	683	508
	100	286	286	453	321	703	518

Έχουν μεγαλύτερες τιμές σε χαμηλά φορτία και πιο μικρές σε υψηλότερα, με αποτέλεσμα ο λόγος ισοδυναμίας να μειώνεται αντί να αυξάνεται όπως βλέπουμε να συμβαίνει εδώ. Ωστόσο τα νούμερα που προκύπτουν απ' τους υπολογισμούς είναι λογικά και το σφάλμα που εισάγεται, ειδικά για τον υπολογισμό των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης είναι ελάχιστο. Μεγαλύτερη επίδραση έχει η διαφορά ενθαλπίας (πρακτικά η διαφορά θερμοκρασιών εισόδου - εξόδου σε συμπιεστή και στρόβιλο), παρά η παροχή αέρα ή οι ειδικές θερμοχωρητικότητες αέρα και καυσαερίου.

Πίνακας 5.15: Πιέσεις του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις δοκιμές θαλάσσης

B	Φορτίο κινητήρα (%)	P_{atm} (N/m ²)	P_1 (N/m ²)	P_2 (N/m ²)	P_3 (N/m ²)	P_4 (N/m ²)	P_5 (N/m ²)
Turbocharger 1	47,4	101.300	101.006	231.226	230.000	210.000	102.085
	73,2	101.300	100.859	319.472	318.000	290.000	102.673
	78,1	101.300	100.859	331.530	330.000	300.000	101.300
	89	101.300	100.810	361.570	360.000	330.000	103.262
	93,1	101.300	100.760	381.717	380.000	350.000	101.300
	97,4	101.310	100.702	391.717	390.000	360.000	104.057
Turbocharger 2	47,4	101.300	100.829	231.324	230.000	210.000	102.183
	73,2	101.300	100.427	319.570	318.000	290.000	102.772
	78,1	101.300	100.417	331.570	330.000	300.000	101.300
	89	101.300	100.319	361.717	360.000	330.000	103.360
	93,1	101.300	100.221	381.717	380.000	350.000	101.300
	97,4	101.310	100.133	391.766	390.000	360.000	103.763

Πίνακας 5.16: Θερμοκρασίες του ζεύγους υπερπληρωτών του κινητήρα Β κατά τις δοκιμές θαλάσσης

B	Φορτίο κινητήρα (%)	T_{atm} (K)	T_1 (K)	T_2 (K)	T_3 (K)	T_4 (K)	T_5 (K)
Turbocharger 1	47,4	299	299	405	311	638	534
	73,2	299	299	444	315	653	512
	78,1	298	298	453	313	673	513
	89	299	299	463	317	673	518
	93,1	298	298	473	315	693	523
	97,4	299	299	479	320	705	523
Turbocharger 2	47,4	299	299	402	312	658	541
	73,2	299	299	441	315	674	515
	78,1	298	298	448	315	683	513
	89	299	299	458	317	693	518
	93,1	298	298	473	315	713	528
	97,4	299	299	477	321	721	534

5.4.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στρόβιλου και υπερπληρωτή

Με χρήση των δεδομένων των προηγούμενων πινάκων και των εξισώσεων της παραγράφου 5.2.3 (σελ. 85), βρίσκουμε αρχικά τους λόγους πίεσης συμπιεστή και στρόβιλου.

Έχοντας βρει τους λόγους πίεσης, και με γνωστές τη θερμοκρασία εισόδου και εξόδου σε συμπιεστή και στρόβιλο, υπολογίζουμε τους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης

Πίνακας 5.17: Παροχή αέρα και καυσαερίου διαμέσου των 2 κινητήρων κατά τις δοκιμές θαλάσσης

	Φορτίο κινητήρα (%)	Στροφές κινητήρα (rpm)	Πυκνότητα αέρα σάρωσης (kg/m ³)	Παροχή αέρα σάρωσης (kg/s)	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή καυσαερίου στην έξοδο (kg/s)	λ
Κινητήρας Α	15,4	50	1,29	7,75	0,17	7,92	3,19
	42	70,2	2,18	18,46	0,42	18,88	3,02
	65	80,4	2,99	28,9	0,64	29,55	3,11
	77	84,8	3,52	35,91	0,75	36,66	3,30
	91,7	90,4	4,05	44,12	0,89	45,01	3,40
	100	92,5	4,41	49,1	0,98	50,09	3,44
Κινητήρας Β	47,4	73,7	2,58	22,86	0,48	23,34	3,31
	73,2	84,4	3,52	35,74	0,73	36,47	3,37
	78,1	86	3,67	38,03	0,76	38,79	3,44
	89	89,6	3,96	42,68	0,86	43,54	3,41
	93,1	91,5	4,2	46,3	0,93	47,23	3,43
	97,4	92,4	4,24	47,23	1,00	48,23	3,26

Πίνακας 5.18: Λόγοι πίεσης συμπίεστη των 2 υπερπληρωτών (π_c) κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Turbocharger A			Turbocharger B		
Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης συμπίεστη π_c		Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης συμπίεστη π_c	
	1	2		1	2
15,4	1,12	1,12	47,4	2,29	2,29
42	1,90	1,90	73,2	3,17	3,18
65	2,62	2,62	78,1	3,29	3,30
77	3,07	3,07	89	3,59	3,61
91,7	3,60	3,60	93,1	3,79	3,81
100	3,93	3,93	97,4	3,89	3,91

της κάθε συνιστώσας. Τα αποτελέσματα που βρήκαμε παριστάνονται στους πίνακες 5.20, 5.21 και στα διαγράμματα 5.11, 5.12.

Από το σχήμα 5.12 έχει εξαιρεθεί η τιμή για το 15% του φορτίου του κινητήρα Α, διότι στο φορτίο αυτό λειτουργούν οι εφεδρικές ηλεκτροκίνητες αντλίες παροχής αέρα, υπάρχει δηλαδή υποκατάσταση της λειτουργίας του υπερπληρωτή, μέχρι περίπου το 40% του φορτίου. Αυτό φαίνεται άλλωστε και από την αφύσικα χαμηλή τιμή που προκύπτει για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης (0,36 – 0,44) σ' αυτό το φορτίο. Όλες οι υπόλοιπες μετρήσεις που έχουμε από τα sea trials των δύο πλοίων είναι άνω του 40% του φορτίου, οπότε θα τις λάβουμε υπόψη μας στον υπολογισμό των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης των συνιστωσών του υπερπληρωτή. Οι υπόλοιπες τιμές του

Πίνακας 5.19: Λόγοι πίεσης στροβίλου των 2 υπερπληρωτών (π_T) κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Turbocharger A			Turbocharger B		
Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης στροβίλου π_T		Φορτίο κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης στροβίλου π_T	
	1	2		1	2
15,4	1,07	1,07	47,4	2,06	2,06
42	1,74	1,74	73,2	2,82	2,82
65	2,37	2,37	78,1	2,96	2,96
77	2,73	2,73	89	3,20	3,19
91,7	3,19	3,19	93,1	3,46	3,46
100	3,51	3,51	97,4	3,46	3,47

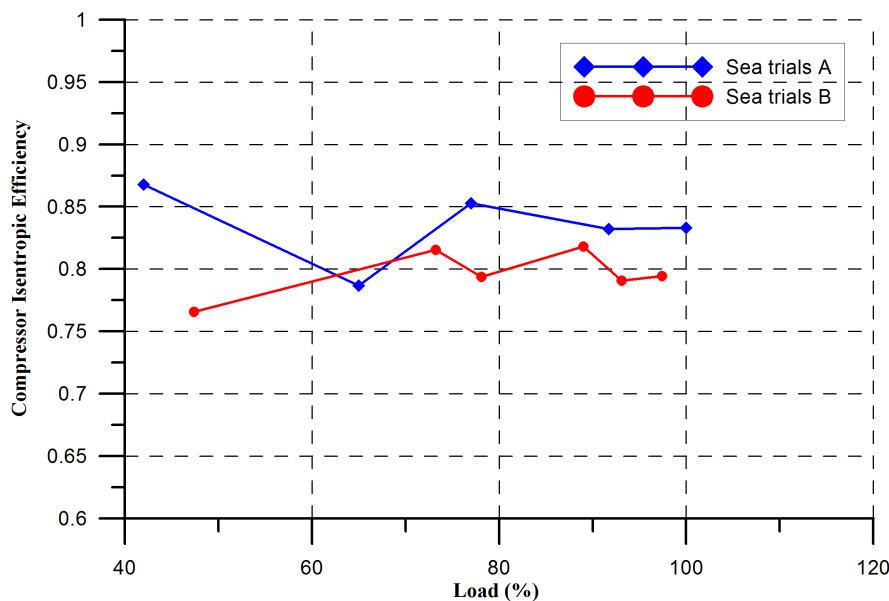
Πίνακας 5.20: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isC}			Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isC}		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
15,4	0,44	0,36	0,40	47,4	0,75	0,78	0,77
42	0,90	0,84	0,87	73,2	0,80	0,83	0,82
65	0,80	0,77	0,79	78,1	0,78	0,81	0,79
77	0,87	0,84	0,85	89	0,80	0,83	0,82
91,7	0,85	0,82	0,83	93,1	0,79	0,79	0,79
100	0,85	0,82	0,83	97,4	0,79	0,80	0,79

ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι μεταξύ 0,75 – 0,85 και για τους δύο κινητήρες, δηλαδή έχουν λογικές τιμές, οπότε δεν χρειάζεται να προβούμε σε κάποια διόρθωση. Μόνο η τιμή στο 42% του φορτίου για τον κινητήρα A ξεφεύγει από τα όρια και είναι αρκετά υψηλή, περίπου 0,87. Στο σημείο αυτό η λειτουργία του κινητήρα είναι μεταβατική καθώς, όπως αναφέρει ο κατασκευαστής, η απενεργοποίηση του ηλεκτροκίνητου συμπιεστή γίνεται μεταξύ 40 και 50% και όχι ακριβώς στο 40%, οπότε ίσως στο φορτίο αυτό (42%) υπάρχει ακόμη κάποια παροχή αέρα από τον ηλεκτροκίνητο συμπιεστή που ανεβάζει την τιμή του ισεντροπικού β.α.

Στο διάγραμμα 5.12 παρατηρούμε, όπως και στις εργοστασιακές δοκιμές, ότι οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου είναι πολύ υψηλές, άνω του 0,90, σε όλα τα φορτία. Μάλιστα η τιμή στο 42% του κινητήρα A είναι πάνω και από τη μονάδα, αν και γι' αυτό οφείλεται και η υψηλή τιμή του ισεντροπικού του συμπιεστή. Αντιλαμβανόμαστε λοιπόν, πως και σε αυτή την περίπτωση υπάρχει κάποιο σφάλμα στις μετρήσεις των θερμοκρασιών του καυσαερίου στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου και θα διορθωθούν²⁶ με τον ίδιο τρόπο που διορθώθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο τα δεδομένα του υπερπληρωτή από τις εργοστασιακές δοκιμές, δηλαδή μέσω

²⁶Κάνουμε κι εδώ την παραδοχή της σωστής μέτρησης για τη θερμοκρασία εισόδου στο στροβίλο (T_4) και διορθώνουμε μόνο τη θερμοκρασία εξόδου (T_5).



Σχήμα 5.11: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

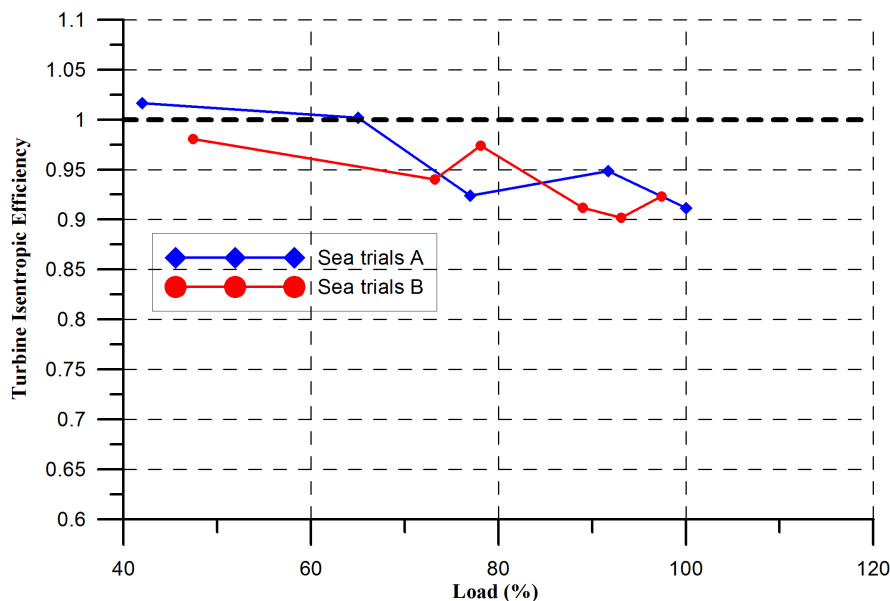
υπολογισμού του βαθμού απόδοσης ολόκληρου του υπερπληρωτή.

Πίνακας 5.21: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}			Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
15,4	2,58	3,04	2,81	47,4	0,94	1,02	0,98
42	1,02	1,01	1,02	73,2	0,90	0,98	0,94
65	0,99	1,01	1,00	78,1	0,95	1,00	0,97
77	0,90	0,95	0,92	89	0,87	0,95	0,91
91,7	0,93	0,97	0,95	93,1	0,88	0,93	0,90
100	0,89	0,93	0,91	97,4	0,92	0,92	0,92

Οι δύο υπερπληρωτές δείχνουν να έχουν πολύ καλή απόδοση, 0,60 – 0,66 σε όλα τα φορτία, ενώ έχουν πλησιάσει οι τιμές μεταξύ A και B, έχοντας ελάχιστες αποκλίσεις σε όλα τα φορτία. Δε συμπεριλαμβάνουμε ούτε εδώ (σχήμα 5.13) την τιμή στο 15,4% του φορτίου του κινητήρα A, καθώς είναι προφανές ότι είναι λανθασμένη (πίνακας 5.22).

Στο σχήμα 5.14 παρατηρούμε πως παρόλο που οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης διορθώθηκαν παραμένουν αρκετά υψηλές κοντά στο 90%. Φυσικά είναι γνωστό ότι οι 2 υπερπληρωτές που χρησιμοποιούνται σε αυτές τις μηχανές είναι πολύ υψηλής απόδοσης, οπότε περιμέναμε τιμές μεταξύ 0,80 – 0,90, ενώ ειδικά για τον υπερπληρωτή του κινητήρα B βλέπουμε πως τις ξεπερνάει αυτές τις τιμές στα πιο χαμηλά φορτία. Εφόσον όμως οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή ήταν φυσιολογικές (άρα και οι θερμοκρασίες εισόδου (T_1) και εξόδου (T_2) απ' αυτόν) και με δεδομένο ότι αν γινόταν διόρθωση στη θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου (T_4),

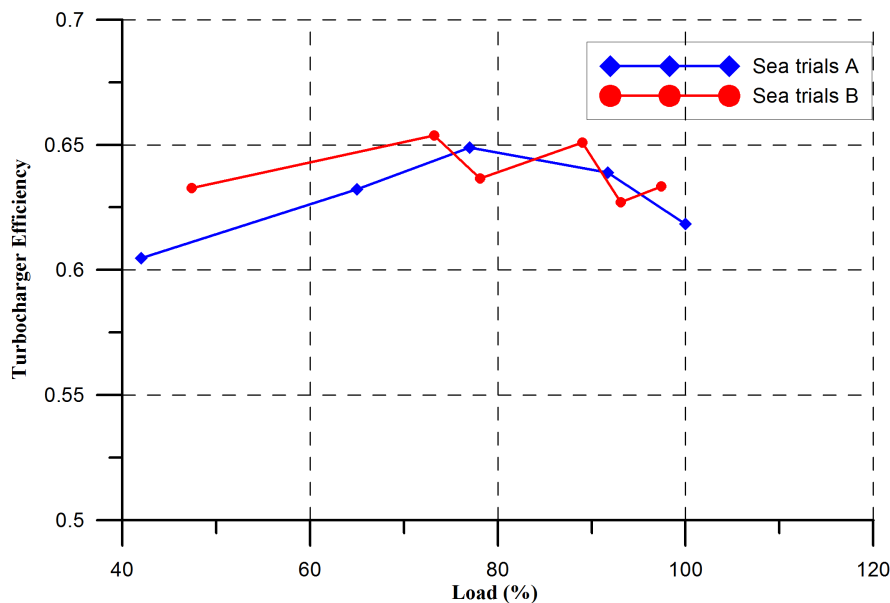


Σχήμα 5.12: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Πίνακας 5.22: Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Turbocharger A				Turbocharger B			
Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή η_{TC}			Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή η_{TC}		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
15,4	0,89	0,88	0,88	47,4	0,64	0,62	0,63
42	0,61	0,60	0,60	73,2	0,66	0,65	0,65
65	0,64	0,63	0,63	78,1	0,64	0,63	0,64
77	0,65	0,64	0,65	89	0,66	0,64	0,65
91,7	0,64	0,63	0,64	93,1	0,63	0,62	0,63
100	0,62	0,61	0,62	97,4	0,64	0,63	0,63

οι τιμές του ισεντροπικού β.α. του στροβίλου θα προέκυπταν ακόμη υψηλότερες, δεχόμεστε 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 2%, λαμβάνοντας έτσι ακόμη πιο λογικές τιμές, κάτω του 0,90. Στο 42% του φορτίου η τιμή του ισεντροπικού β.α. του στροβίλου βγαίνει αρκετά χαμηλή. Αυτό συμβαίνει διότι, προφανώς, μεταφέρεται το σφάλμα που υπήρχε στο βαθμό απόδοσης του συμπιεστή στο ίδιο φορτίο, ο οποίος προέκυψε μεγαλύτερος του φυσιολογικού.



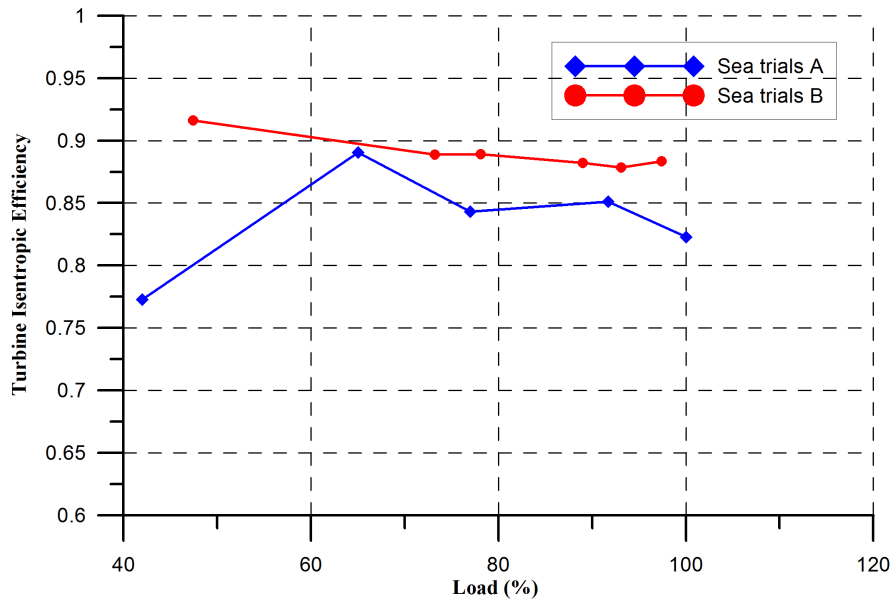
Σχήμα 5.13: Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Πίνακας 5.23: (Διορθωμένος) ισητροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου κατά τις δοκιμές θαλάσσης

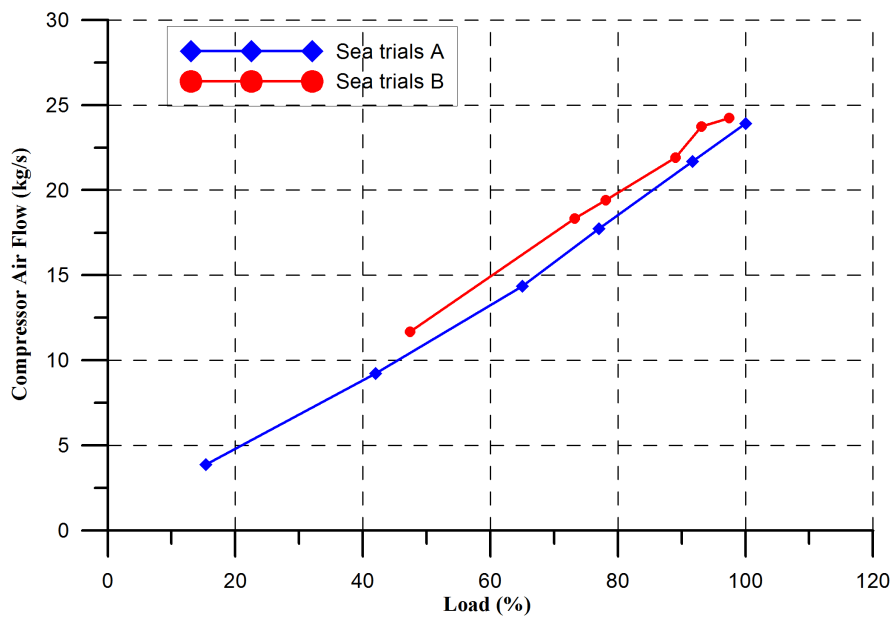
Φορτίο κινητήρα (%)	Turbocharger A			Φορτίο κινητήρα (%)	Turbocharger B		
	Διορθωμένος ισητροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_T				Διορθωμένος ισητροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_T		
	1	2	M.O.		1	2	M.O.
				47,4	0,94	0,89	0,92
42	0,75	0,79	0,77	73,2	0,91	0,87	0,89
65	0,88	0,90	0,89	78,1	0,91	0,87	0,89
77	0,83	0,85	0,84	89	0,91	0,86	0,88
91,7	0,84	0,86	0,85	93,1	0,89	0,87	0,88
100	0,82	0,83	0,82	97,4	0,90	0,87	0,88

5.4.4 Παροχή μάζας και λόγος πίεσης του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα

Όπως και στην προηγούμενη παράγραφο, που αφορούσε τη λειτουργία του υπερπληρωτή στις εργοστασιακές δοκιμές, έτσι κι εδώ παρατίθενται τα διαγράμματα των λόγων πίεσης συμπιεστή και στροβίλου καθώς και η παροχή αέρα συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα. Θέλουμε δηλαδή να ελέγξουμε αν συνεργάζεται σωστά ο υπερπληρωτής με τον κινητήρα. Όλα τα διαγράμματα έχουν σχεδόν την ίδια μορφή και παρουσιάζουν τον υπερπληρωτή B να λειτουργεί πολύ καλύτερα σε σχέση με τον A. Παρόλο δηλαδή που βρέθηκε ότι και οι δύο υπερπληρωτές έχουν τον ίδιο περίπου βαθμό απόδοσης, ο B στα ίδια φορτία παρέχει υψηλότερους λόγους πίεσης και μεγαλύτερη παροχή αέρα. Αυτό είχε διαπιστωθεί και κατά τη λειτουργία των υπερπληρωτών στις εργοστασιακές

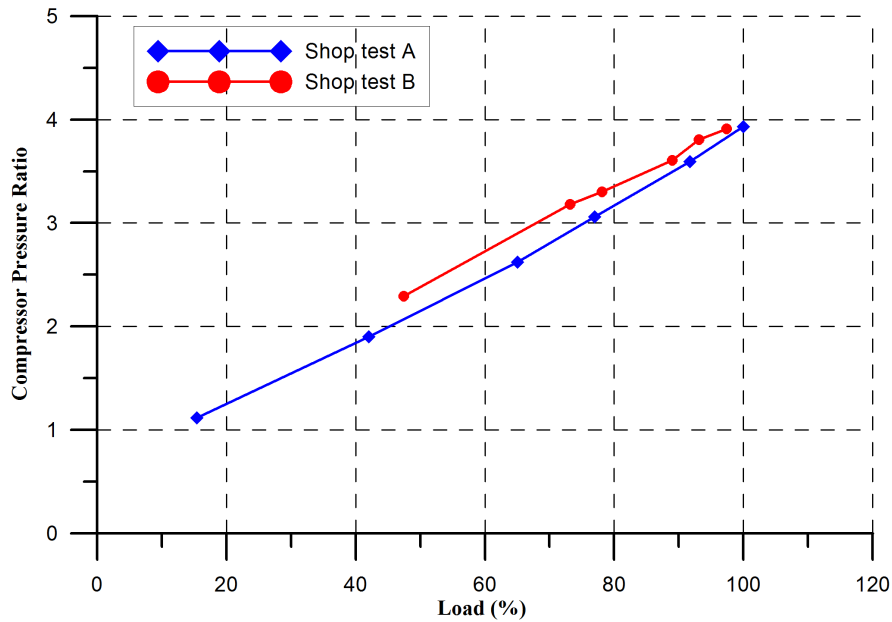


Σχήμα 5.14: (Διορθωμένος) ισηντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

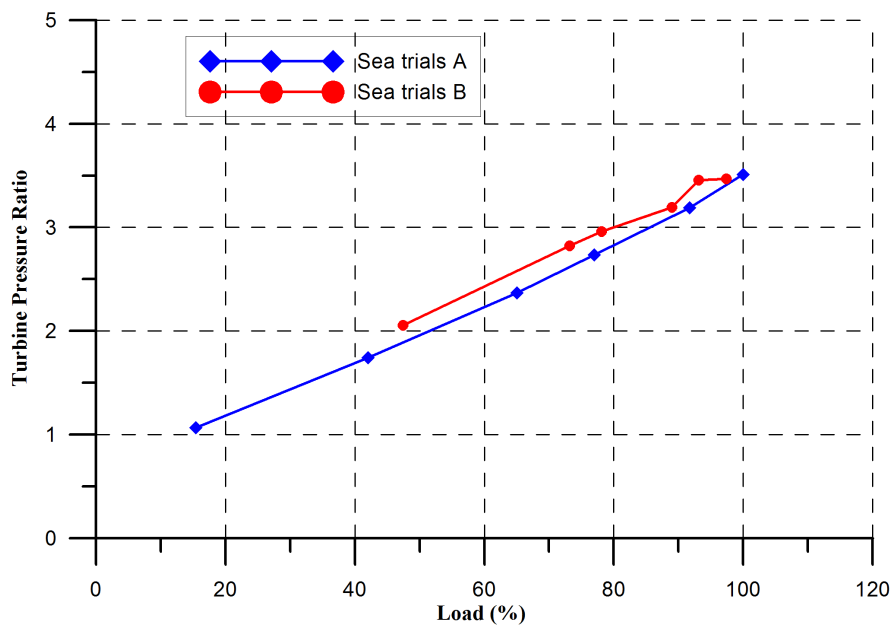


Σχήμα 5.15: Παροχή αέρα συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

δοκιμές, με τη διαφορά όμως να μην είναι τόσο μεγάλη μεταξύ τους.



Σχήμα 5.16: Λόγος πίεσης συμπίεστη (π_C) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

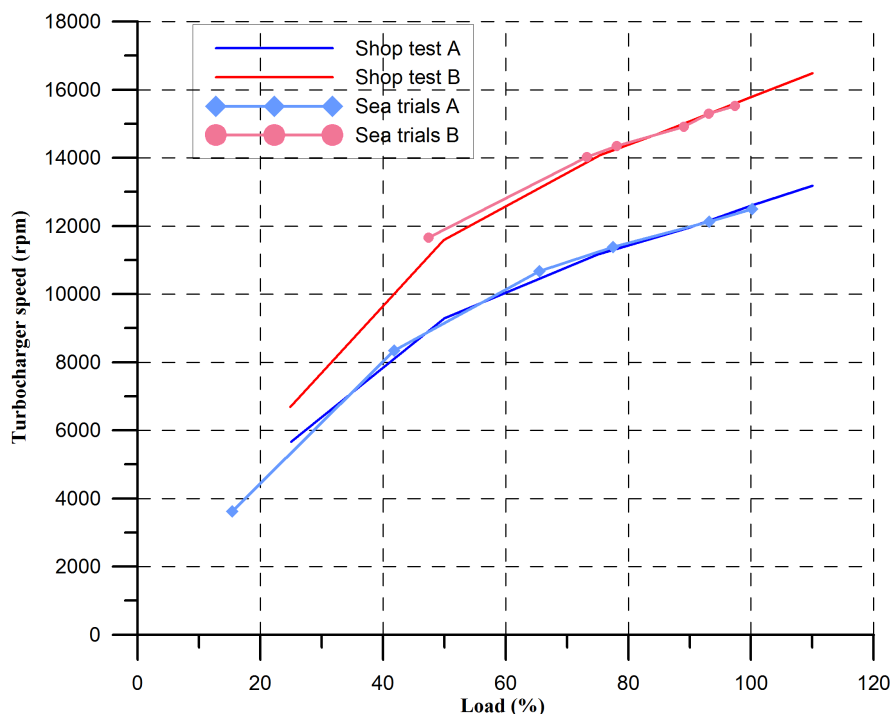


Σχήμα 5.17: Λόγος πίεσης στροβίλου (π_T) συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

5.5 Σύγκριση των αποτελεσμάτων για τους υπερπληρωτές

Στην παράγραφο αυτή συνοψίζονται οι παρατηρήσεις μας γύρω από τα αποτελέσματα που βρήκαμε στις προηγούμενες παραγράφους για τη λειτουργία των υπερπληρωτών των δύο μηχανών σε shop tests και sea trials. Συγκρίνονται τα βασικότερα με-

γέθη που αφορούν τη λειτουργία τους, εξετάζονται κάποια καινούρια και αναφέρονται οι παράμετροι που έχουν επιρροή στα αποτελέσματα που βρήκαμε.

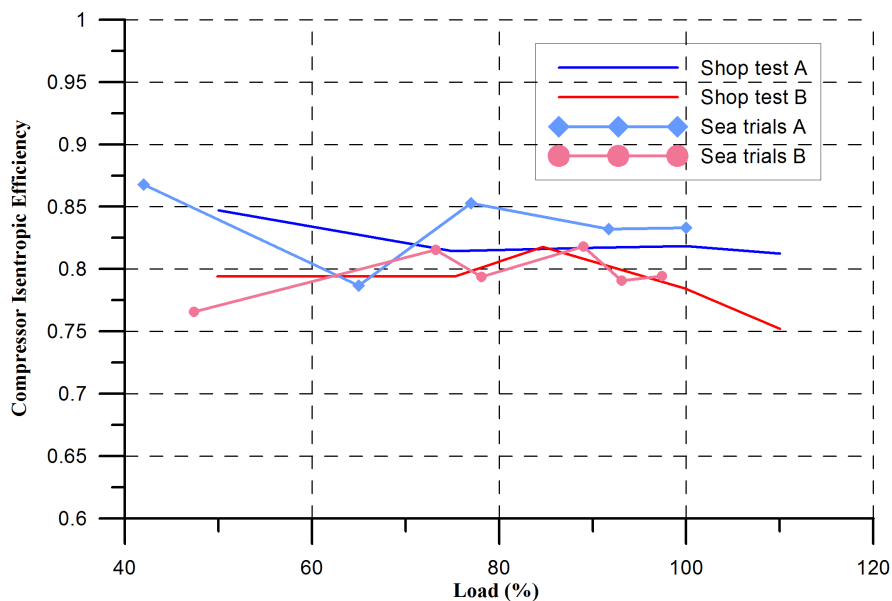


Σχήμα 5.18: Ταχύτητα υπερπληρωτή συναρτήσει του φορτίου

Στο σχήμα 5.18 παρουσιάζεται η ταχύτητα των δύο υπερπληρωτών όπως διορθώθηκε κατά τον τύπο που προτείνει η MAN (παράγραφος 3.2.8). Η ταχύτητα αποτελεί μια βασική παράμετρο η οποία σε πραγματικές συνθήκες μετριέται πιο εύκολα απ' ό,τι η παροχή αέρα και πολλές φορές τα μεγέθη που αφορούν τον υπερπληρωτή συσχετίζονται με αυτήν, ενώ πιθανές αποκλίσεις από την καθορισμένη ταχύτητα υποδεικνύουν πρόβλημα στη λειτουργία του υπερπληρωτή και κατά συνέπεια του κινητήρα. Οι ταχύτητες των υπερπληρωτών A και B παρουσιάζουν διαφορά διότι είναι διαφορετικού μεγέθους. Όμως μεταξύ shop tests και sea trials οι διαφορές στην ταχύτητα για τον κάθε υπερπληρωτή είναι πολύ μικρές, δεν παρουσιάζεται δηλαδή κάποια σοβαρή απόκλιση στην ταχύτητα η οποία να δικαιολογεί τις διαφορές στην παροχή και τους λόγους πίεσης.

Στα τρία σχήματα που ακολουθούν δίνονται οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και ολόκληρου του υπερπληρωτή για όλες τις μετρήσεις. Οι τιμές για τον ισεντροπικό του συμπιεστή (σχήμα 5.19) δεν παρουσιάζουν καμία άμεση συσχέτιση μεταξύ τους. Το μόνο ασφαλές συμπέρασμα που μπορούμε να βγάλουμε είναι ότι επειδή οι τιμές του ισεντροπικού β.α είναι μεταξύ 0,75 και 0,86, τιμές απολύτως φυσιολογικές για ένα συμπιεστή, η λειτουργία του κρίνεται ικανοποιητική και πως οι τιμές των πιέσεων και των θερμοκρασιών που σχετίζονται με τον υπολογισμό του δεν έχουν (ή έχουν πολύ μικρό) σφάλμα.

Συνοπτικά αναφέρουμε ότι η πίεση στην είσοδο του συμπιεστή (P_1) είναι η ατμοσφαιρική μειωμένη κατά τις απώλειες του αποσιωπητήρα που είναι ελάχιστες και δεν έχουν σοβαρή επιρροή στον υπολογισμό του ισεντροπικού β.α. και η θερμοκρασία εισόδου (T_1) είναι πρακτικά ίση με την ατμοσφαιρική. Άρα γενικώς σε αυτές τις τιμές δεν



Σχήμα 5.19: Ισεντροπικός βαθμός απόδοση συμπιεστή

υπάρχει σφάλμα. Στην έξοδο του συμπιεστή η πίεση (P_2) έχει αυξηθεί ανάλογα με το λόγο πίεσης του συμπιεστή και μετρείται εύκολα και με μικρό σφάλμα. Η θερμοκρασία στην έξοδο (T_2) είναι αρκετά αυξημένη και όπως ήδη έχουμε αναφέρει, σε υψηλές θερμοκρασίες δεν είναι πολύ ακριβείς οι μετρήσεις. Οπότε η τιμή της θερμοκρασίας εξόδου πρέπει να ελεγχθεί με κάποιο τρόπο.

Αυτό θα γίνει με τον υπολογισμό του βαθμού εκμετάλλευσης του ψυγείου υπερπλήρωσης, ο οποίος είναι ο λόγος της πραγματικά μεταδιδόμενης θερμότητας στο ψυγείο προς τη μέγιστη δυνατή θερμότητα που μπορεί να μεταδοθεί στο ψυγείο και ορίζεται ως:

$$\eta_{\text{cooler}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_w} \quad (5.26)$$

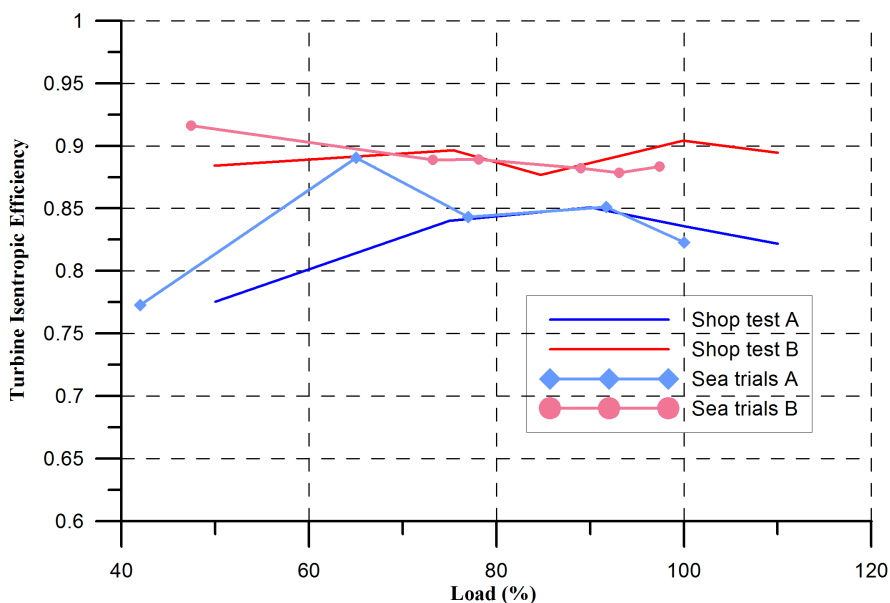
όπου με δείκτη w συμβολίζεται το νερό που εισέρχεται στο ψυγείο, με δείκτη 3 η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης που εξέρχεται απ' το ψυγείο και οδηγείται στον κύλινδρο της μηχανής και η θέση 2 αντιστοιχεί στην έξοδο του συμπιεστή. Τιμές του συντελεστή αυτού για ψυγεία υπερπλήρωσης σε μεγάλους ναυτικούς κινητήρες είναι περίπου 0,90 – 0,95. Οι θερμοκρασίες αέρα σάρωσης και αυτές στην έξοδο του συμπιεστή έχουν δοθεί σε προηγούμενες παραγράφους (πίνακες 5.3, 5.5, 5.14 και 5.16) ενώ η θερμοκρασία νερού στην είσοδο του ψυγείου (σχήμα 4.10, σχήμα 4.24) δίνεται στον πίνακα 5.24 μαζί με τα αποτελέσματα για το βαθμό εκμετάλλευσης του ψυγείου. Αν και σε κάθε κινητήρα έχουμε δυο υπερπληρωτές και συνεπώς δύο ψυγεία αέρα υπερπλήρωσης, δίνεται μία θερμοκρασία για κάθε κινητήρα καθώς το ψυκτικό μέσο είναι κοινό και στα δύο ψυγεία. Από τον πίνακα αυτό διαπιστώνουμε ότι οι τιμές του βαθμού εκμετάλλευσης είναι αρκετά υψηλές και για τα δύο ψυγεία, μεταξύ 0,90 και 1,03. Φυσικά οι τιμές που είναι κοντά ή και πάνω απ' τη μονάδα δεν είναι φυσιολογικές και προβληματίζουν για την ορθότητα των θερμοκρασιών. Η θερμοκρασία T_2 έχει απειροελάχιστη επίδραση στο βαθμό εκμετάλλευσης. Όμως η τιμή του β.ε. είναι ευαίσθητη σε μικρές αλλαγές της θερμοκρασίας του νερού εισόδου και του αέρα σάρωσης. Μόλις 1°C απόκλιση σε

αυτές τις τιμές προκαλεί μεταβολή του βαθμού εκμετάλλευσης ως και 3%, οπότε αντιλαμβανόμαστε ότι ναι μεν υπάρχει κάποιο σφάλμα στις τιμές των θερμοκρασιών αλλά αυτό είναι πολύ μικρό και δεν έχει ουσιαστική επιρροή στα αποτελέσματα που βρήκαμε για τον ισεντροπικό β.α. του συμπιεστή.

Πίνακας 5.24: Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου

Engine A						Engine B					
Shop test			Sea trials			Shop test			Sea trials		
Load (%)	T _w (°C)	η _{cooler}	Load (%)	T _w (°C)	η _{cooler}	Load (%)	T _w (°C)	η _{cooler}	Load (%)	T _w (°C)	η _{cooler}
25	23	0,90	15,4	34	0,71	24,9	21	1,03	47,4	35	0,97
50	23	0,92	42	36	0,96	49,9	21	0,99	73,2	35	0,95
75	27	0,94	65	34	0,92	75,4	22	0,99	78,1	35	0,97
90	28	0,93	77	35	0,96	84,7	22	0,97	89	35	0,94
100	30	0,93	91,7	34	0,92	99,9	23	0,95	93,1	35	0,96
110	32	0,92	100	36	0,92	110	25	0,94	97,4	35	0,93

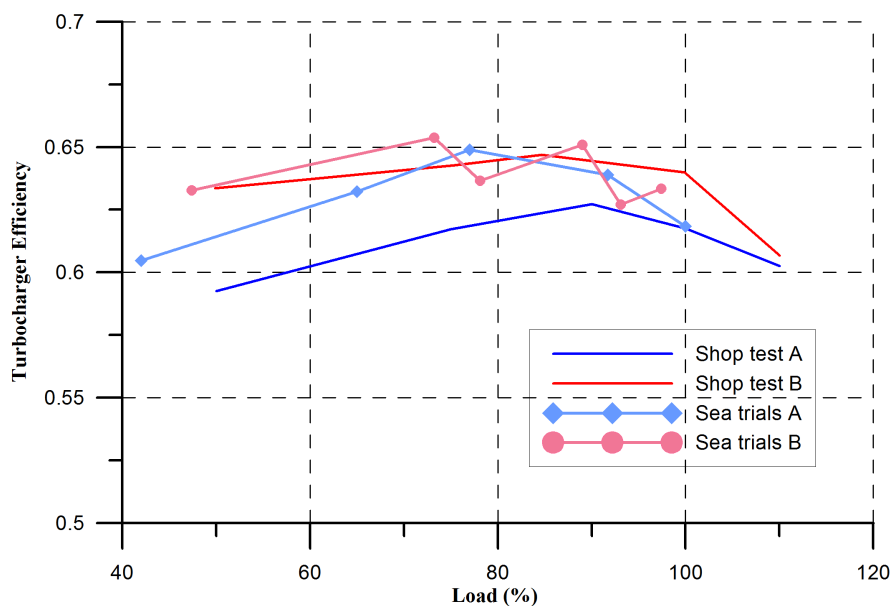
Οι τιμές του ισεντροπικού του στροβίλου (σχήμα 5.20) παρουσιάζουν πολύ μεγαλύτερο ενδιαφέρον, καθώς παρατηρείται σημαντική διαφορά στους ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης. Μάλιστα παρότι ο στροβίλος B είναι μικρότερου μεγέθους, έχει πολύ καλύτερο βαθμό απόδοσης από τον A.



Σχήμα 5.20: Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου

Συγκεκριμένα, ο στροβίλος B έχει υψηλό ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, κοντά στο 0,90 σε όλα τα φορτία σε shop tests και sea trials, χωρίς να παρουσιάζει μεγάλες διακυμάνσεις. Ο ισεντροπικός β.α. του στροβίλου A αντιθέτως, έχει αρκετά μεγαλύτερη διακύμανση, από 0,76 ως 0,85, όντας χαμηλότερος του B σε όλα τα φορτία. Αυτό φυσικά αποτελεί συνέπεια του ολικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή καθώς ο ισε-

ντροπικός του στροβίλου υπολογίζεται μέσω του ισεντροπικού του συμπιεστή και του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή.



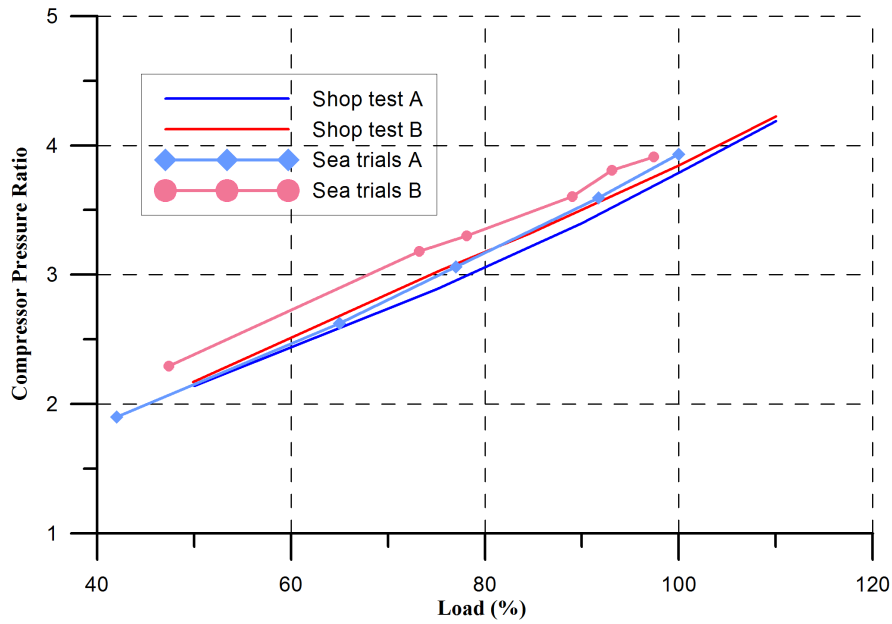
Σχήμα 5.21: Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή

Ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή (σχήμα 5.21) διαφέρει αρκετά στους δύο υπερπληρωτές κατά τη λειτουργία τους στα shop tests. Περίπου 2% καλύτερο β.α. δείχνει να έχει ο B σε όλα τα φορτία. Παρατηρούμε επίσης πως στα sea trials και οι 2 υπερπληρωτές έχουν καλύτερη απόδοση στα χαμηλά φορτία απ' ότι είχαν στα shop tests. Γενικά η λειτουργία του υπερπληρωτή B δείχνει να είναι συνολικά καλύτερη από τον A, παρόλο που ο A είναι μεγαλύτερος σε μέγεθος. Ο B έχει καλύτερο βαθμό απόδοσης, αποδίδει μεγαλύτερους λόγους πίεσης και έχει μεγαλύτερη παροχή μάζας σε σχέση με τον A, σε όλα τα φορτία. Αυτό πιθανώς οφείλεται σε καλύτερο ταίριασμα του υπερπληρωτή B με τη συγκεκριμένη μηχανή. Άλλωστε μπορεί κανείς με μια επίσκεψη στην ηλεκτρονική σελίδα του κατασκευαστή της μηχανής, όπου υπάρχει η επιλογή ταιριάσματος της μηχανής με συγκεκριμένους υπερπληρωτές, να διαπιστώσει ότι ο B είναι προτεινόμενος για τη συγκεκριμένη μηχανή ενώ ο A όχι.

Από τα υπόλοιπα διαγράμματα που είδαμε στο παρόν κεφάλαιο, παρατηρούμε ότι λόγος πίεσης και η παροχή μάζας και των δύο συμπιεστών ήταν γραμμική και αύξουσα σε σχέση με το φορτίο, όπως ακριβώς αναμενόταν. Ενδεικτικό είναι το σχήμα 5.22 όπου φαίνεται ο λόγος πίεσης συμπιεστή και στις τέσσερις σειρές μετρήσεων των δύο μηχανών.

Την ίδια μορφή παρουσιάζει και το διάγραμμα του λόγου πίεσης στροβίλου και της παροχής αέρα²⁷. Στο διάγραμμα αυτό παρατηρούμε ότι υπάρχουν αποκλίσεις και μεταξύ των μετρήσεων της ίδιας μηχανής σε shop tests και sea trials αλλά και των δύο μηχανών μεταξύ τους. Στα sea trials παρατηρούνται καλύτερες επιδόσεις απ' ότι στα

²⁷ Προφανώς και της παροχής καυσαερίων μέσω του στροβίλου, διάγραμμα το οποίο δεν εμφανίστηκε σε αυτό το κεφάλαιο εφόσον είναι πρακτικά ίδιο με αυτό της παροχής αέρα. Η προσαύξηση που υπάρχει στα καυσαέρια κατά την παροχή καυσίμου είναι αμελητέα και δεν προκαλεί διαφορά στο διάγραμμα. Στους υπολογισμούς ωστόσο χρησιμοποιήθηκε η παροχή καυσαερίων για μεγαλύτερη ακρίβεια.



Σχήμα 5.22: Λόγος πίεσης συμπιεστή

shop tests και για τους δύο υπερπληρωτές. Σε κάθε περίπτωση ο υπερπληρωτής B φαίνεται να έχει καλύτερη λειτουργία και σε shop tests και σε sea trials από τον A. Παρέχει περισσότερο αέρα στη μηχανή B, άρα και τη δυνατότητα να καύσει περισσότερο καύσιμο και να παράγει περισσότερη ισχύ, αντισταθμίζοντας έτσι, το ελαφρύ μειονέκτημα της ως προς την εσωτερική της λειτουργία, το οποίο διαπιστώθηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο.

Κεφάλαιο 6

Συγκριτική αξιολόγηση των κινητήρων και των υπερπληρωτών τους

Στο κεφάλαιο αυτό συνοψίζονται οι σημαντικότερες παρατηρήσεις από τα προηγούμενα δύο κεφάλαια, που αφορούν στη λειτουργία της μηχανής σε shop tests και sea trials και τη λειτουργία των υπερπληρωτών και επιχειρείται η συγκριτική αξιολόγηση των δύο κινητήρων. Πιο συγκεκριμένα, γίνεται σύγκριση:

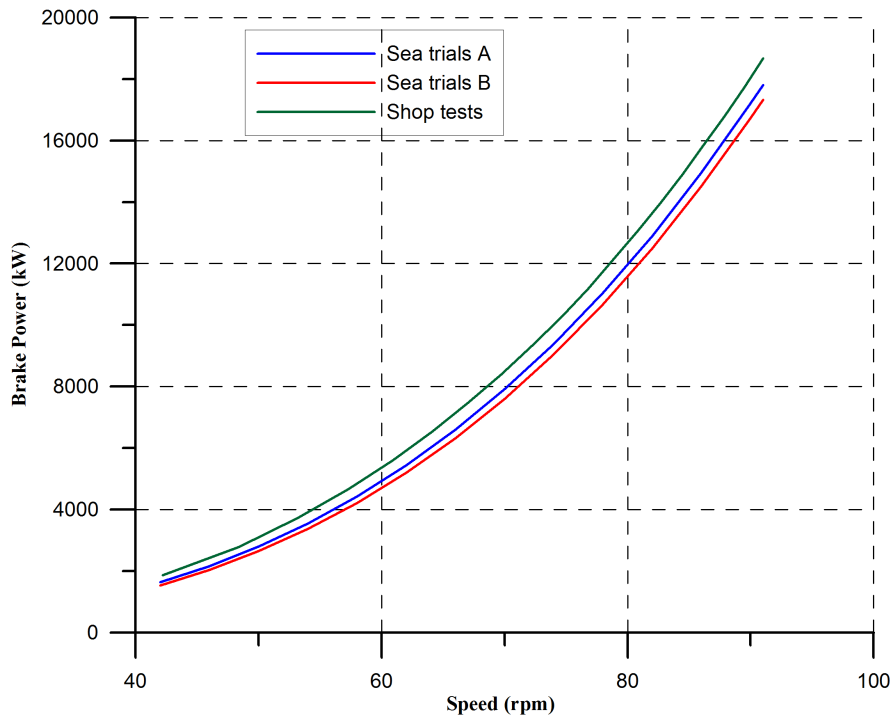
- των καμπυλών ισχύος
- των αποτελεσμάτων από τις μετρήσεις σε shop tests και sea trials
- και αξιολόγηση των κινητήρων A και B

6.1 Σημαντικότερα μεγέθη

6.1.1 Σύγκριση καμπύλης ισχύος

Στο διάγραμμα που ακολουθεί (σχήμα 6.1) συγκρίνονται οι καμπύλες φόρτισης των δύο κινητήρων κατά τα sea trials με την αντίστοιχη που προέκυψε από τα shop tests (σχήμα 4.1). Η καμπύλη από τα shop tests αντιστοιχεί στην καμπύλη heavy running της μηχανής ενώ αυτές που έχουν ληφθεί στα sea trials των μηχανών αποτελούν τις καμπύλες φόρτισης του κάθε κινητήρα. Με δεδομένο ότι κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών το πλοίο είναι μερικώς φορτισμένο (ballast condition) και ότι οι δοκιμές γίνονται πάντοτε σε ήπιες καιρικές συνθήκες, περιμένουμε και για τα δύο πλοία, οι καμπύλες φόρτισης τους να είναι κοντά στην καμπύλη light running της μηχανής και οπωσδήποτε να υπάρχει αρκετό περιθώριο ισχύος από την καμπύλη heavy running. Ο κατασκευαστής ορίζει το περιθώριο ισχύος περίπου 5% (3 – 7%).

Όπως φαίνεται και στο σχήμα, παρόλο που οι μηχανές A και B έχουν το ίδιο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας ($M = 91\text{rpm}$, 18.660 kW), λόγω διαφορετικού μεγέθους των πλοίων και της έλικας οι καμπύλες λειτουργίας τους δεν ταυτίζονται. Αυτός ήταν και ο βασικός λόγος για τον οποίο πραγματοποιήθηκε και η παρούσα διπλωματική, ώστε να παρουσιαστούν και οι υπόλοιπες διαφορές των δύο αυτών κινητήρων.



Σχήμα 6.1: Καμπύλες φόρτισης της μηχανής

Ακολουθούν οι εξισώσεις των τριών καμπυλών. Η 1^η αντιστοιχεί στην καμπύλη που προέκυψε από τα shop tests και η οποία συμπίπτει με αυτή που προτείνει ο κατασκευαστής:

$$P_{eMAN} = 0,024 \times n^3 \quad (6.1)$$

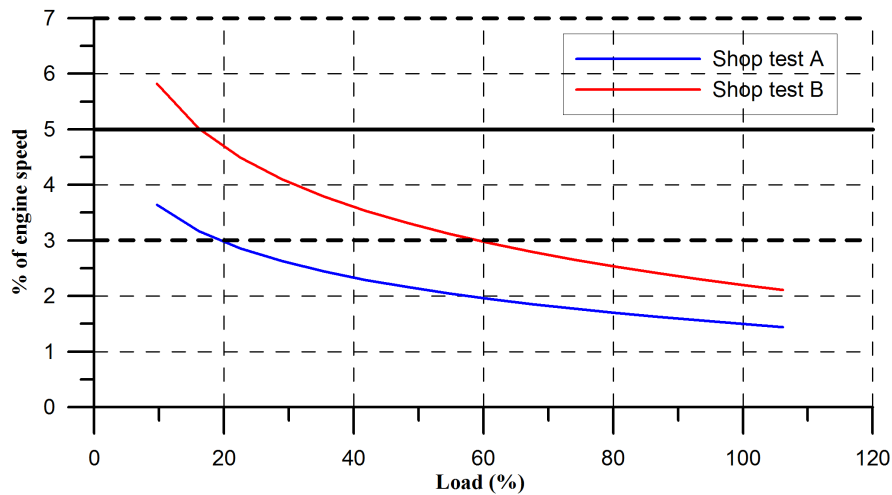
Οι επόμενες δύο βρέθηκαν με προσαρμογή (fitting) στα δεδομένα που έχουμε από τα sea trials, για τη μηχανή A και B αντίστοιχα:

$$P_{eA} = 0,0158 \times n^{3,089} \quad (6.2)$$

$$P_{eB} = 0,0124 \times n^{3,137} \quad (6.3)$$

Παρατηρώντας τις εξισώσεις 6.1, 6.2, 6.3 και το σχήμα 6.1 διαπιστώνουμε ότι η μηχανή A φορτίζεται περισσότερο από τη μηχανή B. Δηλαδή για να έχει την ίδια ταχύτητα στον άξονα της έλικας, η μηχανή A χρειάζεται να παράσχει περισσότερη ισχύ. Οι καμπύλες φόρτισης κατά τα sea trials δεν ακολουθούν ακριβώς το νόμο της έλικας αλλά παρουσιάζουν εκθέτες ελαφρώς μεγαλύτερους του 3 όπως περιμέναμε. Όσο θα ρυπαίνεται η γάστρα και η έλικα ο εκθέτης αναμένεται να αυξηθεί περαιτέρω. Το περιθώριο ισχύος υπολογίζεται για τις δύο μηχανές, ως η ποσοστιαία διαφορά της ταχύτητας των καμπυλών βαριάς και ελαφριάς λειτουργίας της μηχανής για την ίδια ισχύ, και τα αποτελέσματα δίνονται στο σχήμα 6.2.

Βλέπουμε ότι οι τιμές που προκύπτουν γι' αυτό το συντελεστή είναι αρκετά χαμηλότερες από τα όρια που προτείνει ο κατασκευαστής (3 – 7%). Αυτό σημαίνει ότι και οι 2 μηχανές έχουν μικρό περιθώριο ισχύος, σε περίπτωση που χρειαστεί να λειτουργήσουν σε πιο ακραίες καιρικές συνθήκες. Επίσης, με την πάροδο του χρόνου, καθώς η γάστρα του πλοίου και η έλικα ρυπαίνονται φυσιολογικά από τους θαλάσσιους οργανισμούς



Σχήμα 6.2: Περιθώριο ισχύος των μηχανών

που προσκολλώνται επάνω τους (fouling), θα αυξάνονται και οι απαιτήσεις ισχύος από τη μηχανή, η οποία ίσως να μη μπορέσει να ανταπεξέλθει. Με τόσο μικρό περιθώριο πάντως, ειδικά για τη μηχανή A, αναμένεται η μηχανή να λειτουργεί για ένα μεγάλο μέρος της ζωής της πολύ κοντά ή και πάνω από την καμπύλη βαριάς λειτουργίας, σε περιοχή δηλαδή με αυξημένη φόρτιση (υψηλός συνδυασμός ροπής – ταχύτητας) – βλ. σχήμα 2.7.

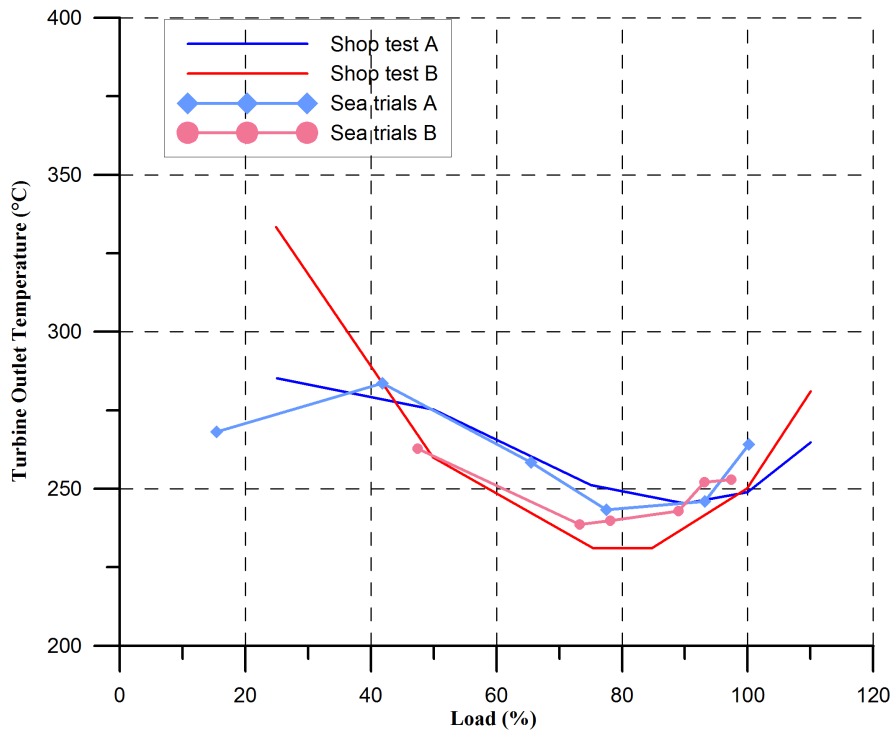
6.1.2 Διορθωμένη θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο

Πιο κάτω παρατίθενται τα διαγράμματα των θερμοκρασιών εξόδου από το στρόβιλο για τις μηχανές A και B σε shop tests και sea trials. Στο πρώτο διάγραμμα (σχήμα 6.3) παριστάνονται οι πραγματικές μετρήσεις συγκεντρωτικά, οι οποίες είχαν παρουσιαστεί ξεχωριστά για shop tests και sea trials στο κεφάλαιο 4 (σχήμα 4.7, σχήμα 4.21). Στο αμέσως επόμενο διάγραμμα (σχήμα 6.4) παριστάνονται οι διορθωμένες θερμοκρασίες που βρέθηκαν με εφαρμογή του ενεργειακού ισοζυγίου συμπιεστή – στροβίλου (σχέση 5.1. Η σχέση αυτή λύνεται ως προς T_5 , έχοντας όλα τα υπόλοιπα μεγέθη γνωστά:

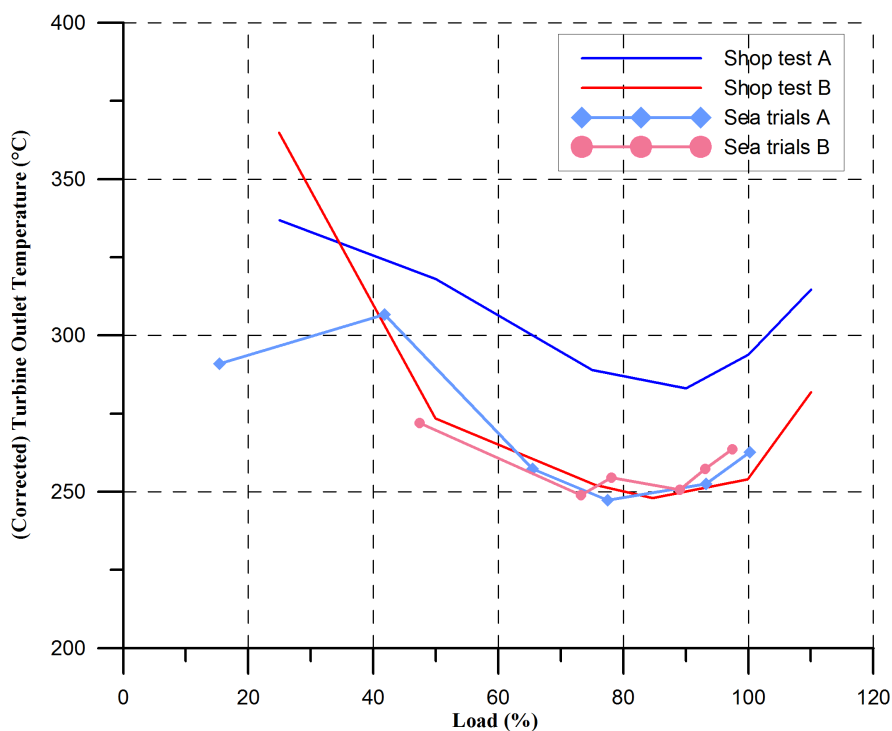
$$T_5' = T_4 - \frac{\dot{m}_a c_{p_a} (T_2 - T_1)}{\eta_{m_c} \eta_{m_T} \dot{m}_G c_{p_G}} \quad (6.4)$$

Θυμίζουμε ότι η θερμοκρασία εξόδου στροβίλου διορθώθηκε έχοντας θεωρήσει σωστές τις θερμοκρασίες στην είσοδο και στην έξοδο του συμπιεστή και στην είσοδο του στροβίλου. Προτιμήθηκε η διόρθωση της θερμοκρασίας εξόδου και όχι αυτή της εισόδου του στροβίλου διότι η διόρθωση της θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο δίνει πολύ άσχημα και εκτός λογικής αποτελέσματα για τον ισεντροπικό β.α. του στροβίλου (άνω του 95%).

Παρατηρούμε στο 1^ο διάγραμμα ότι οι θερμοκρασίες εξόδου σε όλα τα φορτία και όλες τις μετρήσεις είναι αρκετά κοντά και δεν παρουσιάζουν μεγάλες διαφορές. Εντούτοις διαφορές υπάρχουν, οι οποίες όμως λόγω δυσκολίας στη μέτρηση θεωρούνται ότι είναι στα όρια του σφάλματος. Στο 2^ο διάγραμμα, όπου οι τιμές πλέον έχουν διορθωθεί παρατηρείται το εξής παράδοξο. Οι θερμοκρασίες του κινητήρα B καθώς και αυτές των sea trials του A, πλησιάζουν ακόμη περισσότερο και σχεδόν συμπίπτουν σε όλα



Σχήμα 6.3: Θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο απ' τις μετρήσεις



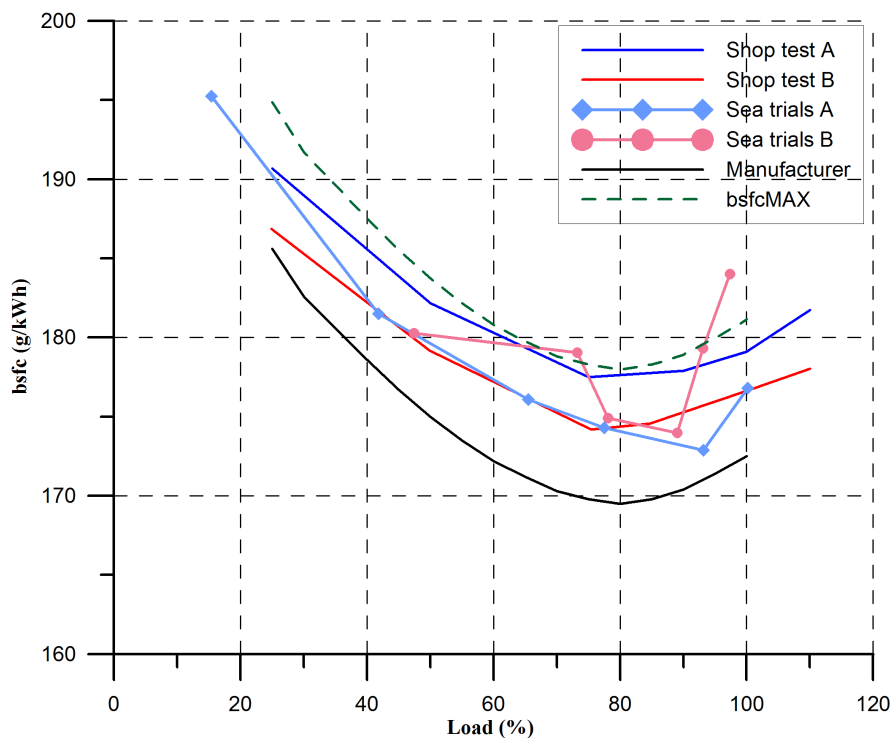
Σχήμα 6.4: (Διορθωμένη) θερμοκρασία εξόδου καυσαερίων από το στρόβιλο

τα φορτία. Αντίθετα, οι θερμοκρασίες από τα shop tests του κινητήρα A ξεφεύγουν προς τα πάνω κατά 40 – 50°C σε όλα τα φορτία. Εξαιρούνται απ' τις παρατηρήσεις οι τιμές για πολύ χαμηλά φορτία (<40%), όπου έχουμε τη λειτουργία των βοηθητικών

ηλεκτροκίνητων συμπιεστών και τα αποτελέσματα της διόρθωσης δεν είναι ασφαλή. Παρατηρείται δηλαδή ότι τιμές των θερμοκρασιών του κινητήρα A σε shop test και sea trials που αρχικά ήταν αρκετά κοντά (εντός των ορίων σφάλματος), μετά τη διόρθωση απομακρύνονται αισθητά. Αντίθετα στον κινητήρα B οι τιμές παρουσιάζουν ακόμα μεγαλύτερη ταύτιση μετά τη διόρθωση.

6.1.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου των δύο μηχανών παρουσιάζει μερικές αξιοσημείωτες διαφοροποιήσεις σε shop tests και sea trials. Στα shop tests και οι δύο μηχανές είχαν ειδική κατανάλωση καυσίμου εντός των ορίων που προτείνει ο κατασκευαστής ($\pm 5\%$) και μάλιστα η μηχανή B, έδειχνε οικονομικότερη από την A κατά περίπου 2 g/kWh σε όλα τα φορτία (σχήμα 4.2). Αντίθετα, στα sea trials, ενώ σε κάποια φορτία υπήρχε ταύτιση των ειδικών καταναλώσεων των δύο μηχανών, σε μερικά φορτία η μηχανή B παρουσίαζε πολύ μεγάλη ειδική κατανάλωση, ξεφεύγοντας μάλιστα και πάνω από το ανώτερο όριο που εγγυάται ο κατασκευαστής (σχήμα 4.16). Οι διαφορές αυτές παρουσιάζονται συνοπτικά στο σχήμα 6.5, όπου σχεδιάζονται και οι 4 καμπύλες της ειδικής κατανάλωσης, shop test και sea trials της μηχανής A και shop test και sea trials της μηχανής B, μαζί με τα όρια του κατασκευαστή.



Σχήμα 6.5: Ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) των δύο μηχανών σε shop tests και sea trials

Από προηγούμενες παρατηρήσεις σχετικά με τις δύο μηχανές διαπιστώθηκε ότι:

- ο υπερπληρωτής A είχε 2% χαμηλότερη απόδοση σε όλα τα φορτία και επίσης

- η (διορθωμένη) θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο ήταν υψηλότερη κατά περίπου 40°C στον κινητήρα A
- τα υπόλοιπα μεγέθη δεν παρουσίαζαν σημαντικές διαφορές

Με βάση τις παρατηρήσεις αυτές δικαιολογείται η διαφορά που παρουσιάζεται στην κατανάλωση καυσίμου στα shop tests μεταξύ των δύο μηχανών. Τα 2 πρώτα μεγέθη είναι αλληλένδετα, διότι η θερμοκρασία διορθώθηκε με χρήση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Οπότε πρακτικά πρέπει να αναζητηθεί το αίτιο που προκαλεί αυτή τη διαφορά καθώς απ' ό,τι έχουμε δει έως τώρα, δεν παρουσιάστηκε καμιά άλλη σημαντική διαφορά στα υπόλοιπα μεγέθη. Πιθανότατα να μέτρησε η διαφορά της ποιότητας του καυσίμου, ή ακόμη περισσότερο η διαφορά στην προετοιμασία του καυσίμου, δηλαδή κακή προθέρμανση κτλ. Παρόλα αυτά η μέγιστη πίεση που αποτελεί την κύρια ένδειξη καλής λειτουργίας της καύσης εντός του κυλίνδρου ήταν ίδια και για τις 2 μηχανές. Επίσης μπορεί να υπάρχει σφάλμα στη μέτρηση της θερμοκρασίας εισόδου στο στρόβιλο (και όχι μόνο στην έξοδο όπως θεωρήσαμε), η οποία θερμοκρασία έχει μεγάλη επιρροή στο βαθμό απόδοσης του υπερπληρωτή. Μια λύση θα ήταν να βρεθεί κάποιος τρόπος να διορθωθούν και οι δύο θερμοκρασίες σε κάποιο ποσοστό, ωστόσο η επιλογή του ποσοστού αυτού θα έπρεπε να γίνει εντελώς αυθαίρετα και δεν είμαστε σίγουροι ότι θα δώσει σωστά αποτελέσματα. Σε κάθε περίπτωση η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι εντός των προδιαγεγραμμένων ορίων που προτείνει ο κατασκευαστής του κινητήρα και στα sea trials η κατανάλωση είναι χαμηλότερη, οδηγώντας μας με μεγαλύτερη σιγουριά στο συμπέρασμα, ότι για τη διαφορά αυτή στα shop tests οφείλεται κάποιος παράγοντας της μέτρησης ή η ρύθμιση που έχει γίνει στη μηχανή A, η οποία συνήθως διαφέρει μεταξύ shop test και sea trials. Στα sea trials η μηχανή A έχει φυσιολογική ειδική κατανάλωση καυσίμου, όση είχε η μηχανή B στα shop tests.

Η μηχανή B όμως στα sea trials είχε κάποιες μετρήσεις εκτός ή πολύ κοντά στα άνω όρια του κατασκευαστή. Τα 2 τελευταία σημεία είναι για κατάσταση υπερτάχυνσης της μηχανής, για λειτουργία δηλαδή σε μεγαλύτερη ταχύτητα απ' την ονομαστική, δικαιολογώντας την αυξημένη κατανάλωση σε ένα βαθμό. Το σημείο όμως στο 73% έπρεπε να έχει χαμηλότερη ειδική κατανάλωση. Στο σημείο αυτό παρουσιάζεται μια ελαφρώς μεγαλύτερη πίεση σάρωσης και εξαγωγής καυσαερίων. Επίσης, παρατηρώντας το σχήμα 4.17 θα δούμε ότι στα σημεία αυτά που παρουσιάζουν αυξημένη ειδική κατανάλωση, υπήρχε μεγαλύτερη ροή καυσίμου, ίσως περισσότερο από όσο ήταν απαραίτητο στη μηχανή για το δεδομένο φορτίο και ταχύτητα. Γενικά πάντως, παρατηρείται αστάθεια της μηχανής B ως προς την επίτευξη μια οικονομικής λειτουργίας, η οποία δε βασίζεται σε κάποιους άλλους προφανείς παράγοντες.

6.2 Διαφορές που παρατηρήθηκαν στις δύο μηχανές

Παρατίθενται συνοπτικά οι βασικότερες διαφορές που παρατηρήθηκαν κατά τις εργασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης για κάθε κινητήρα ξεχωριστά και έπειτα επιχειρείται μια σύγκριση των 2 κινητήρων μεταξύ τους.

6.2.1 Διαφορές μεταξύ shop test και sea trials

Στα SHOP TESTS η μηχανή A είχε (σε σχέση με τα SEA TRIALS):

- Μικρές διαφορές στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπίεστη.
- Περίπου ίδιο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης στροβίλου.
- Μικρότερο βαθμό απόδοσης ολόκληρου του υπερπληρωτή, ειδικά στα χαμηλά φορτία
- Χαμηλότερο λόγο πίεσης συμπίεστη - στροβίλου, κυρίως στα υψηλά φορτία.
- Υψηλότερη κατανάλωση καυσίμου κατά 2 – 3 g/kWh.
- Περίπου ίδια πίεση αέρα σάρωσης και χαμηλότερη πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής.
- Ίδια πίεση συμπίεσης αλλά υψηλότερη μέγιστη πίεση καύσης, ειδικά στα υψηλά φορτία.
- Υψηλότερη θερμοκρασία στην είσοδο και στην έξοδο του στροβίλου.
- Υψηλότερη ισχύ σε ίδιες ταχύτητες περιστροφής.

Στα SHOP TESTS η μηχανή B είχε (σε σχέση με τα SEA TRIALS):

- Μικρές διαφορές στον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπίεστη.
- Ίδιο ισεντροπικό βαθμό απόδοσης στροβίλου.
- Ίδιο περίπου βαθμό απόδοσης υπερπληρωτή, λίγο χαμηλότερο σε χαμηλά φορτία.
- Χαμηλότερο λόγο πίεσης συμπίεστη - στροβίλου.
- Ίδια, και σε μερικά φορτία μεγαλύτερη, κατανάλωση καυσίμου.
- Ελαφρώς υψηλότερη πίεση αέρα σάρωσης και πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής
- Αμελητές διαφορές στην πίεση συμπίεσης και στη μέγιστη πίεση καύσης.
- Ίδιες θερμοκρασίες στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου.
- Υψηλότερη ισχύ σε ίδιες ταχύτητες περιστροφής.

Παράμετροι που πρέπει να ληφθούν υπόψη:

- a. Διαφορετικό καύσιμο, μεγαλύτερης θερμογόνου ικανότητας αυτό στα shop tests και για τους δύο κινητήρες.
- b. Θερμοκρασιακές διαφορές νερού ψύξης και άρα του αέρα σάρωσης.
- c. Πίεση και θερμοκρασία περιβάλλοντος με μικρές διαφορές, άλλωστε τα περισσότερα μεγέθη που αναφέρθηκαν έχουν αναχθεί σε ατμοσφαιρικές συνθήκες ISO, προτού συγκριθούν μεταξύ τους.

6.2.2 Διαφορές των κινητήρων Α και Β

Έχοντας μελετήσει και αναλύσει όλα τα διαθέσιμα δεδομένα από τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης για τους δύο κινητήρες καταλήγουμε ότι:

1. Η βασικότερη διαφορά των δύο κινητήρων εντοπίζεται στις καμπύλες φόρτισης κατά τα sea trials όπου ο Α παρουσιάζει υψηλότερη καμπύλη φόρτισης από το Β, η οποία είναι αρκετά κοντά στην καμπύλη βαριάς λειτουργίας (η καμπύλη των shop tests) της μηχανής (σχήμα 6.1).
2. Παρουσιάζονται διαφορές στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, χωρίς να μπορούμε να αποφανθούμε με σιγουριά αν κάποιος από τους δύο κινητήρες είναι οικονομικότερος καθώς αυτό επηρεάζεται από πολλούς παράγοντες και δεν έχουμε περισσότερα στοιχεία στη διάθεση μας (σχήμα 6.5). Μια γενική παρατήρηση είναι ότι οι τιμές της ειδικής κατανάλωσης είναι στα περισσότερα φορτία, και των τεσσάρων σειρών μετρήσεων, εντός των ορίων του κατασκευαστή. Λίγες τιμές ξεφεύγουν κι αυτές είναι πολύ κοντά στο όριο του κατασκευαστή. Δεν παρουσιάζεται δηλαδή σε κανέναν απ' τους δύο κινητήρες ασυνήθιστα υψηλή ειδική κατανάλωση.
3. Η πίεση σάρωσης και η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής του κινητήρα Β είναι υψηλότερη από αυτή του Α σε όλα σχεδόν τα φορτία (σχήματα 4.27, 4.28).
4. Η πίεση συμπίεσης δεν παρουσιάζει σημαντικές διαφορές στους δύο κινητήρες, ενώ η μέγιστη πίεση καύσης έχει κάποια διαφοροποίηση με τον κινητήρα Α να έχει υψηλότερη πίεση από το Β σε χαμηλά φορτία και χαμηλότερη στα υψηλά φορτία. Μόνο στα sea trials ο Α είχε πολύ χαμηλή μέγιστη πίεση καύσης, χαμηλότερη και από του Β, στα υψηλά φορτία (σχήματα 4.29, 4.30).
5. Οι 2 υπερπληρωτές που αντιστοιχούν στους κινητήρες Α και Β είναι ίδιας εταιρείας και σχεδιασμού αλλά διαφορετικού μεγέθους οπότε δεν είναι εύκολο να συγκριθούν άμεσα μεταξύ τους, ωστόσο ο υπερπληρωτής του κινητήρα Β δείχνει να έχει καλύτερη λειτουργία, έχοντας καλύτερους λόγους πίεσης και ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης των συνιστωσών του (σχήματα 5.19, 5.20, 5.22).

Κεφάλαιο 7

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.

7.1 Ανακεφαλαίωση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία αναλύθηκαν και επεξεργάστηκαν μετρήσεις, από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης, δύο μεγάλων βραδύστροφων δίχρονων ναυτικών μηχανών Diesel. Οι μηχανές είναι ίδιες, ρυθμισμένες στο ίδιο σημείο M^{28} (91 rpm, 18.660 kW) αλλά τοποθετημένες σε διαφορετικά πλοία. Σκοπός της διπλωματικής ήταν η εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων σχετικά με τη λειτουργία των μηχανών αυτών, ο έλεγχος της αξιοπιστίας των μετρήσεων και τέλος η συγκριτική αξιολόγηση τους. Οι μετρήσεις που επεξεργάστηκαν αντιστοιχούσαν σε ένα μεγάλο εύρος φορτίων, από 15% ως 110%.

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. Ακολούθως έγινε η αναγωγή των τιμών στις ίδιες συνθήκες αναφοράς ώστε να είναι συγκρίσιμες μεταξύ τους. Συγκρίθηκαν αρχικά οι δύο μηχανές κατά τη λειτουργία τους στις εργοστασιακές δοκιμές όπου δέχονται την ίδια φόρτιση και αναμένεται να έχουν την ίδια λειτουργική συμπεριφορά. Έπειτα συγκρίθηκαν μεταξύ τους οι δύο μηχανές στις δοκιμές θαλάσσης, όπου η συμπεριφορά τους διαφοροποιείται λόγω σύζευξης με την έλικα. Έγινε μια διαλογή των σημαντικότερων διαφορών που παρατηρήθηκαν κυρίως κατά τις δοκιμές θαλάσσης απ' όπου φάνηκε πως η μηχανή A έχει ελαφρώς καλύτερη λειτουργία για τις ίδιες συνθήκες αέρα σάρωσης. Όμως η μηχανή B είχε σε όλα τα φορτία υψηλότερη πίεση αέρα σάρωσης, οπότε έγινε και ανάλυση της λειτουργίας των υπερπληρωτών των μηχανών, οι οποίοι είναι άμεσα υπεύθυνοι για την επίτευξη ικανοποιητικής πίεσης και παροχής αέρα σάρωσης της μηχανής. Από την ανάλυση αυτή προέκυψαν δύο βασικές παρατηρήσεις. Πρώτον, επιβεβαιώθηκε η συνολικά καλύτερη λειτουργία του υπερπληρωτή

²⁸Καθορισμένο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας (βλ. παράγραφο 2.5.3).

της μηχανής B σε όλες τις παραμέτρους (ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης, λόγους πίεσης, παροχής αέρα κτλ). 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. Ακόμη, χρησιμοποιήθηκαν τα προηγούμενα στοιχεία σε μια προσπάθεια να εξηγηθούν οι διαφοροποιήσεις που παρουσιάστηκαν στην ειδική κατανάλωση καυσίμου των μηχανών. Τέλος, παρατηρήθηκε ότι και στις δύο μηχανές υπάρχει μικρό περιθώριο ισχύος μεταξύ των καμπυλών ισχύος - στροφών που μετρήθηκαν στις εργοστασιακές δοκιμές με αυτές των δύο μηχανών κατά τη διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης. Γενικά, οι δύο μηχανές παρουσίασαν διαφορές που αναφέρθηκαν συγκεντρωτικά στο τέλος του προηγούμενου κεφαλαίου, όμως το γενικό συμπέρασμα είναι ότι η λειτουργία τους είναι φυσιολογική και πως καμία απ' τις δύο δεν παρουσίασε κάποια αξιοσημείωτη απόκλιση από τις προδιαγραφές του κατασκευαστή. Παρακάτω παρατίθενται τα σημαντικότερα συμπεράσματα αυτής της διπλωματικής εργασίας.

7.2 Παρατηρήσεις - Συμπεράσματα

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

- Ο κινητήρας A δείχνει να έχει καλύτερη 'εσωτερική' λειτουργία από τον κινητήρα B. Δηλαδή δεχόμενος αέρα ίδιων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών (πίεση και θερμοκρασία) έχει καλύτερη απόδοση από τον B, με ελάχιστα υψηλότερη πίεση συμπίεσης (compression pressure) και μέγιστη πίεση καύσης (firing pressure) εντός του κυλίνδρου, εκτός
- από την περίπτωση των sea trials του κινητήρα A, όπου ναι μεν η πίεση συμπίεσης δεν παρουσίαζε απόκλιση, ωστόσο η μέγιστη πίεση καύσης ήταν μειωμένη στα υψηλά φορτία και η πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής αυξημένη.
- Οι συμπιεστές των δύο υπερπληρωτών είχαν ισεντροπικό βαθμό απόδοσης μεταξύ 0,76 και 0,86 σε όλα τα φορτία. Δυστυχώς οι αποκλίσεις ήταν τέτοιες που οι ισεντροπικοί των συμπιεστών δεν έδειξαν κάποια συσχέτιση μεταξύ των μετρήσεων σε shop tests και sea trials. 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.
- Οι υπερπληρωτές και των δύο κινητήρων είχαν καλύτερους ολικούς βαθμούς απόδοσης σε μερικά φορτία κατά τις δοκιμές θαλάσσης.
- Ο υπερπληρωτής B είναι της ίδιας εταιρείας και σειράς με τον A, αλλά μικρότερου μεγέθους και πιο ταχύστροφος. Από τις παραμέτρους που δίνει ο κατασκευαστής αντιλαμβανόμαστε ότι στον κινητήρα B το ταίριασμα κινητήρα – υπερπληρωτή έχει γίνει σε χαμηλότερο φορτίο απ' ότι στον κινητήρα A. Συνηθίζεται το σημείο ταιρίασματος του κινητήρα με τον υπερπληρωτή αλλά και με την έλικα να είναι κοντά στο 80% του φορτίου όπου επιτυγχάνεται η χαμηλότερη

ειδική κατανάλωση καυσίμου, οπότε ο κινητήρας ρυθμίζεται σ' αυτό το σημείο. Ωστόσο λόγω διαφορών μεταξύ υπερπληρωτών, ελίκων και μεγέθους (σχήματος) των πλοίων το σημείο αυτό δε συμπίπτει ακόμα και για ίδιες μηχανές, όπως αυτές που εξετάζουμε.

- Στη διόρθωση της θερμοκρασίας εξόδου από το στρόβιλο με τη χρήση του ισοζυγίου ενέργειας, οι τιμές των 3 σειρών μετρήσεων σχεδόν συνέπεσαν, με μόνη εξαίρεση τη θερμοκρασία του κινητήρα A στα shop test όπου απομακρύνθηκε από τις υπόλοιπες κατά 40 – 50°C σε όλα τα φορτία.
- Χρησιμοποιώντας τα αποτελέσματα των διορθωμένων θερμοκρασιών εισόδου – εξόδου στο στρόβιλο, ο ισεντροπικός του στροβίλου προκύπτει αρκετά υψηλότερος για τον υπερπληρωτή B, μεταξύ 0,87 και 0,91, ενώ αυτός του A, μεταξύ 0,78 και 0,85. Χαμηλότερος δηλαδή σε όλα τα φορτία.
- Το ψυγείο υπερπλήρωσης είχε πάρα πολύ υψηλούς βαθμούς απόδοσης, γύρω στο 95% σε όλα τα φορτία και για τους 2 κινητήρες. Μόνο στα χαμηλά φορτία για τα shop test του κινητήρα B είδαμε ασυνήθιστα υψηλές τιμές (99% - 103%), οι οποίες δε μας ανησύχησαν ως προς την αξιοπιστία των μετρήσεων καθώς ένα σφάλμα της τάξης του 2-3% μπορεί να προκύψει με μόλις 1°C διαφορά στη θερμοκρασία του νερού ψύξης ή του αέρα σάρωσης, ποσό αμελητέο που δεν επηρεάζει την ακρίβεια των υπολογισμών.
- Οι λόγοι πίεσης συμπίεστη και στροβίλου των δύο υπερπληρωτών ήταν μεγαλύτεροι στα sea trials από ότι στα shop tests και για τους δύο κινητήρες. Ο υπερπληρωτής A είχε μεγαλύτερους λόγους πίεσης από το B και στα shop tests και στα sea trials.
- Η βέλτιστη ειδική κατανάλωση καυσίμου (bsfc) στα sea trials μετακινείται προς τα δεξιά και επιτυγχάνεται γύρω στο 90% του φορτίου αντί για το 80% που δίνει ο κατασκευαστής και το οποίο επιβεβαιώνεται στα shop tests. Οι ειδικές καταναλώσεις καυσίμου και στις 2 μηχανές βρίσκονται κοντά στο άνω όριο που προτείνει ο κατασκευαστής και γενικά παρατηρήθηκαν διαφοροποιήσεις των ειδικών καταναλώσεων μεταξύ shop tests και sea trials.
- Η πίεση συμπίεσης παρουσιάζει αμελητέες διαφορές μεταξύ των δύο κινητήρων με αυτή του κινητήρα B να είναι ελαφρώς υψηλότερη στα περισσότερα φορτία.
- Η μέγιστη πίεση καύσης επίσης δεν παρουσιάζει σημαντικές διαφοροποιήσεις από κινητήρα σε κινητήρα, ωστόσο παρατηρήθηκε ότι ο B είχε μια καμπύλη μέγιστης πίεσης με μικρότερη κλίση απ' αυτή του A, δηλαδή στα χαμηλά φορτία είχε υψηλότερη μέγιστη πίεση καύσης ενώ στα υψηλά είχε χαμηλότερη (εκτός της περίπτωσης των sea trials του A που αναφέρθηκε πιο πάνω).
- Καθώς τα δύο πλοία είναι διαφορετικού μεγέθους έχει γίνει διαφορετικό ταίριασμα της κάθε μηχανής με την έλικα της. Αυτό παρατηρήθηκε και στο διάγραμμα της ισχύος συναρτήσεως των στροφών όπου η μηχανή A είχε διαφορετική καμπύλη από αυτή της μηχανής B. Και για τις δύο μηχανές υπάρχει μικρό περιθώριο ισχύος για περίπτωση βαριάς λειτουργίας (heavy running), με το μικρότερο περιθώριο

να παρουσιάζεται για τη μηχανή A. Αυτό σημαίνει ότι με ρύπανση της γάστρας και της έλικας ή για λειτουργία σε δυσμενείς καιρικές συνθήκες η μηχανή θα υπερφορτίζεται.

Βιβλιογραφία

- [1] Κ. Ρακόπουλος. *Αρχές Εμβολοφόρων ΜΕΚ*. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1988.
- [2] J.B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill Inc., New York, 1988.
- [3] Λ. Κλιάνης & Ι. Νικολός & Ι. Σιδέρης. *Μηχανές Εσωτερικής Καύσεως*. Εκδόσεις Ιδρύματος Ευγενίδου, Αθήνα, 2002.
- [4] Α. Τζιφάκις. *Μηχανές Ντιζέλ*. Εκδόσεις Ιδρύματος Ευγενίδου, Αθήνα, 1978.
- [5] Κ. Ρακόπουλος & Δ. Χουντάλας. *Καύση - Ρύπανση Εμβολοφόρων ΜΕΚ*. Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα, 1998.
- [6] Ν. Π. Κυρτάτος. *Ναυτικοί Κινητήρες Diesel*. Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα, 1993.
- [7] *Basic principles of ship propulsion*. MAN B&W Diesel, 2013.
- [8] Ν. Π. Κυρτάτος. *Βασικές αρχές πρόωσης πλοίων*. Αθήνα, 2007.
- [9] Rudolf Wettstein and David Brown. Derating : a solution for high fuel savings and lower emissions. *Wärtsilä Corporation*, (June):1–11, 2008.
- [10] Doug Woodyard. *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines, 9th Edition*. Butterworth - Heinemann Publications, 2009.
- [11] Denis Griffiths. *Marine Low speed Diesel engines*. IMarEST Publications, 2006.
- [12] *MAN B&W S70MC-C8 Project Guide*.
- [13] *Influence of Ambient Temperature Conditions*. MAN B&W Diesel, 2010.
- [14] Κ. Ρακόπουλος & Ε. Γιακουμής. *Εναλλαγή αερίων και υπερπλήρωση ΜΕΚ*. Εκδόσεις ΕΜΠ, Αθήνα, 2006.
- [15] Π. Νάτσης. *Μελέτη στροβιλοϋπερπληρωτών και μοντελοποίηση τους*. Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, 2011.
- [16] Δ. Πειρουνάκης. *Συγκριτική αξιολόγηση μέσω προσομοίωσης της επίδρασης του βαθμού απόδοσης συμπίεστη και στροβίλου στη λειτουργική συμπεριφορά δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel*. Διπλωματική εργασία ΕΜΠ, 2012.