

ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΧΡΟΝΩΝ ΑΡΓΟΣΤΡΟΦΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ
ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΒΑΣΕΙ ΕΡΓΟΣΤΑΣΙΑΚΩΝ ΔΟΚΙΜΩΝ
ΚΑΙ ΔΟΚΙΜΩΝ ΘΑΛΑΣΣΗΣ**

υπό

**ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ ΖΟΥΜΠΟΠΟΥΛΟΥ
ΧΡΙΣΤΟΔΟΥΛΟΥ ΠΙΤΕΛΛΟΥ**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των
απαιτήσεων για την απόκτηση του
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

2016

© 2016 Παναγιώτης Ζουμπόπουλος , Χριστόδουλος Πιτέλλος

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Βιομηχανίας της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32 αρ. 202 παρ. 2).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:

Πρώτος Εξεταστής Δρ. Αναστάσιος Σταματέλλος
(Επιβλέπων) Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο
Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Ερρίκος Σταπουντζής
Αναπληρωτής Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Χασιώτης
Εξειδικευμένη Τεχνική Υποστήριξη Τμήματος, Τμήμα
Μηχανολόγων Μηχανικών, Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Στην εκπόνηση της διπλωματική μας εργασίας υπήρξαν άνθρωποι που συνέδραμαν ποικιλοτρόπως στη συγγραφή της. Πρώτο από όλους θέλουμε να ευχαριστήσουμε τον επιβλέποντα της εργασίας μας, Καθηγητή κ. Αναστάσιο Σταματέλλο για την αποδοχή του συγκεκριμένου θέματος και την καθοδήγηση που μας προσέφερε καθ' όλη τη διάρκεια της εκπόνησής του. Επίσης είμαστε ευγνώμονες και στα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής κκ. Ερρίκκο Σταπουντζή και Νικόλαο Χασιώτη για την προσεκτική ανάγνωση της εργασίας μας και τα πολύτιμα σχόλιά τους. Ιδιαίτερα θέλουμε να ευχαριστήσουμε την Δρ. Ελένη Καμούτση για την πολύτιμη βοήθειά της στη χρήση των σχεδιαστικών πακέτων της Autodesk. Όμως, η εργασία αυτή δε θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί αν δε λαμβάναμε τα απαραίτητα δεδομένα και μετρήσεις. Για αυτό το λόγο οφείλουμε ευγνωμοσύνη στην εταιρεία Eurobulk L.T.D. και ιδιαίτερα στον Υποδιευθυντή κ. Μανώλη Πίττα, στον Διευθυντή του Τεχνικού κ. Δρ. Λεωνίδα Ζωγόπουλο και στον Αρχιμηχανικό Ιωάννη Δάβαρη, καθώς επίσης και στους λοιπούς μηχανικούς του Τεχνικού τμήματος της εταιρείας, για τη παροχή όλων των απαραίτητων στοιχείων που καθιστούν τη διπλωματική μας εργασία πλήρη. Επιπλέον ευχαριστούμε τον κ. Αλέξανδρο Κάλφα Αρχιμηχανικό στην εταιρεία Wärtsilä Hellas για την παροχή σημαντικών τεχνικών χαρακτηριστικών για την μηχανή 7RTA72U. Τέλος, θέλουμε να ευχαριστήσουμε όλους εκείνους με τους οποίους αλληλοεπιδράσαμε και συναναστραφήκαμε τα τελευταία χρόνια στο Βόλο, καθηγητές και φίλους. Η διπλωματική αυτή δε θα είχε έρθει με επιτυχία εις πέρας αν δεν είχαμε την αμέριστη και συνεχή στήριξη των οικογενειών μας, τις οποίες και ευχαριστούμε θερμά.

Παναγιώτης Ζουμπόπουλος

Χριστόδουλος Πιτέλλος

ΑΞΙΟΛΟΓΗΣΗ ΔΙΧΡΟΝΩΝ ΑΡΓΟΣΤΡΟΦΩΝ ΝΑΥΤΙΚΩΝ
ΚΙΝΗΤΗΡΩΝ DIESEL ΒΑΣΕΙ ΕΡΓΟΣΤΑΣΙΑΚΩΝ ΔΟΚΙΜΩΝ ΚΑΙ
ΔΟΚΙΜΩΝ ΘΑΛΑΣΣΗΣ

ΠΑΝΑΓΙΩΤΗΣ ΖΟΥΜΠΟΠΟΥΛΟΣ

ΧΡΙΣΤΟΔΟΥΛΟΣ ΠΙΤΕΛΛΟΣ

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2016

Επιβλέπων Καθηγητής : Δρ. Αναστάσιος Σταματέλλος, Καθηγητής Μηχανών
Εσωτερικής Καύσης

Περίληψη

Οι δίχρονοι αργόστροφοι ναυτικοί κινητήρες Diesel είναι υπεύθυνοι για την πρόωση της συντριπτικής πλειοψηφίας των πλοίων που επιχειρούν στις θάλασσες και τους ωκεανούς του πλανήτη. Σε αυτή τη διπλωματική εργασία αξιολογούμε τη λειτουργία των ναυτικών μηχανών βάσει των μετρήσεων που έγιναν στο ναυπηγείο με τη μηχανή προσαρμοσμένη σε υδραυλική πέδη και αυτών που έγιναν εν πλω με όλο τον ηλεκτρομηχανολογικό εξοπλισμό σε λειτουργία. Αρχικά, παρουσιάζονται τα δεδομένα των μετρήσεων από τα δύο είδη δοκιμών σε μορφή διαγραμμάτων. Τα μεγέθη αυτά χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό λειτουργικών ποσοτήτων που δίνουν στο μηχανικό σημαντικά στοιχεία για τη λειτουργία του κινητήρα. Τέτοια είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης, η κατανάλωση καυσίμου, ο λόγος αέρα-καυσίμου της μηχανής, ο λόγος αέρα λ, η πυκνότητα του αέρα σάρωσης και το ενεργειακό ισοζύγιο της μηχανής. Το τελευταίο μας δίνει μια εκτίμηση των απωλειών ενέργειας του κινητήρα. Στη συνέχεια, παρουσιάζονται τα δεδομένα που προέκυψαν από τις δύο σειρές μετρήσεων για τους στροβιλοσυμπιεστές και υπολογίζονται τα χαρακτηριστικά τους μεγέθη. Τέτοια είναι ο λόγος πίεσης συμπιεστή και στροβίλου, ο ολικός βαθμός απόδοσης του στροβιλοσυμπιεστή, ο ισεντροπικός και ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου καθώς και η ισχύς που παράγει ο στρόβιλος και απορροφά ο συμπιεστής. Προκειμένου να υπάρχει μια ολοκληρωμένη εικόνα για τις μηχανές που εξετάζονται, αφιερώνεται ένα κεφάλαιο στον υπολογισμό των δυνάμεων που ασκούνται στο έμβολο, στο διωστήρα και στα στρόφαλα. Οι δυνάμεις αυτές έχουν ως αποτέλεσμα την ανάπτυξη ροπής στο στροφαλοφόρο άξονα και τελικά την πρόωση του πλοίου. Τέλος, σχολιάζονται οι ποσότητες εκείνες που παρουσίασαν ιδιαίτερες τιμές κατά τον υπολογισμό τους.

Πίνακας περιεχομένων

Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή.....	11
1.1 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας	16
1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση	16
1.3 Δομή της διπλωματικής εργασίας	16
Κεφάλαιο 2. Ναυτικοί Κινητήρες Diesel	18
2.1 Εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης.....	18
2.1.1 Γενικά στοιχεία περί MEK	18
2.1.2 Κατηγορίες Εμβολοφόρων MEK.....	19
2.1.3 Κατάταξη MEK ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου.....	21
2.2 Κατηγορίες και είδη πλοίων.....	24
2.3 Σύντομη θεωρία δίχρονων αργόστροφων ναυτικών MEK.....	28
2.3.1 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης του κινητήρα.....	31
2.4 Κατασκευάστριες εταιρείες δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών	36
2.4.1 MAN B&W	36
2.4.2 SULZER (WÄRTSILÄ).....	38
2.5 Οι μηχανές που εξετάζονται.....	39
2.5.1 MAN B&W	39
2.5.2 SULZER.....	40
Κεφάλαιο 3. Παρουσίαση και ανάλυση των σχεδιαστικών μεγεθών και των χαρακτηριστικών λειτουργίας των κινητήρων	42
3.1 Δοκιμές μηχανής	42
3.1.1 Εργοστασιακές δοκιμές – Shop tests.....	42
3.1.2 Δοκιμές θαλάσσης – Sea Trials.....	43
3.1.3 Διαδικασίες λήψης μετρήσεων.....	45
3.2 Μετρήσεις κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	48
3.2.1 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο	48
3.2.2 Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής.....	49
3.2.14 Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης).....	52
3.2.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου	52
3.2.4 Ροπή μηχανής.....	54
3.2.5 Μέσες πραγματικές πιέσεις.....	55
3.2.6 Ισχύς μηχανής – Νόμος της Έλικας	57
3.2.7 Μέση ταχύτητα εμβόλου.....	59
3.2.9 Μαζική παροχή αέρα.....	60
3.2.10 Κατανάλωση καυσίμου	61

3.2.8 Λόγος αέρα – καυσίμου	62
3.2.11 Σχετικός λόγος αέρα καυσίμου λ	64
3.2.12 Θερμικός βαθμός απόδοσης	65
3.2.13 Μηχανικός βαθμός απόδοσης	66
3.2.15 Ενεργειακό ισοζύγιο μηχανής	67
3.3 Μετρήσεις κατά τις δοκιμές θαλάσσης	69
3.3.1 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο	69
3.3.2 Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής	70
3.3.14 Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)	70
3.3.3 Ειδική κατανάλωση καυσίμου	71
3.3.4 Ροπή μηχανής	71
3.3.5 Μέσες πραγματικές πιέσεις	71
3.3.6 Ισχύς μηχανής – Νόμος της Έλικας	72
3.3.7 Μέση ταχύτητα εμβόλου	73
3.3.9 Μαζική παροχή αέρα	74
3.3.10 Κατανάλωση καυσίμου	74
3.2.8 Λόγος αέρα καυσίμου	75
3.3.11 Σχετικός συντελεστής ισοδυναμίας λ	75
3.3.12 Θερμικός βαθμός απόδοσης	76
3.3.13 Μηχανικός βαθμός απόδοσης	76
3.3.15 Ενεργειακό ισοζύγιο μηχανής	77
3.4 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών	78
3.4.1 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών μεταξύ των δύο κινητήρων	78
3.4.2 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών μεταξύ εργοστασιακών δοκιμών και δοκιμών θαλάσσης για τη μηχανή MAN	81
Κεφάλαιο 4. Ανάλυση της λειτουργίας των στροβιλοϋπερπληρωτών	42
4.1 Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης	86
4.1.1 Ενεργειακό Ισοζύγιο Συμπιεστή – Στροβίλου	86
4.1.2 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	87
4.1.3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	88
4.1.4 Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	90
4.1.5 Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου	90
4.1.6 Βαθμός απόδοσης στροβιλοσυμπιεστή	90
4.2 Υπολογισμός λειτουργικών μεγεθών στροβιλοσυμπιεστών	91
4.2.1 Περιγραφή διάταξης	91
4.2.2 Περιγραφή υπολογισμού πίεσης – θερμοκρασίας σε κάθε θέση	92

4.2.3 Διόρθωση λειτουργικών μεγεθών και εκτίμηση παροχής καυσαερίων	93
4.3 Λειτουργικά μεγέθη στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	94
4.3.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες	94
4.3.2 Παροχή αέρα και καυσαερίων.....	95
4.3.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή	96
4.3.4 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου.....	100
4.3.5 Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου	103
4.4 Λειτουργικά μεγέθη στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης	104
4.4.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες	104
4.4.2 Παροχή αέρα και καυσαερίων.....	105
4.4.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή στον κινητήρα της MAN	105
4.4.5 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή σύμφωνα με τις δοκιμές θαλάσσης στον κινητήρα της MAN	107
4.4.6 Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου	108
4.5 Αξιολόγηση χαρακτηριστικών ποσοτήτων στροβιλοϋπερπληρωτή.....	108
4.5.1 Λόγος πίεσης συμπιεστή και στροβίλου	108
4.5.2 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή	109
4.5.3 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή	111
4.5.4 Ισεντροπικός – Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης	112
4.5.5 Έλεγχος θερμοκρασίας αέρα στην έξοδο του συμπιεστή.....	117
Κεφάλαιο 5. Περιγραφή κύριων κατασκευαστικών εξαρτημάτων και ανάλυση δυναμικής καταπόνησης των κύριων εξαρτημάτων των κυλίνδρων	119
5.1 Κινηματική του εμβολοφόρου κινητήρα (Grohe, 1990)	119
5.2 Κατασκευαστικά εξαρτήματα δίχρονης αργόστροφης μηχανής.....	123
5.1.1 Σκελετός (engine frame)	124
5.1.2 Χιτώνια (Cylinder Liner)	124
5.1.3 Κεφαλή κυλίνδρων (cylinder head).....	125
5.1.4 Βαλβίδες (Valves)	126
5.1.5 Έμβολο (Piston).....	128
5.1.6 Διωστήρας (connecting rod).....	129
5.1.7 Βάκτρο (piston rod).....	130
5.1.8 Ζύγωμα (crosshead).....	130
5.1.9 Στυπιοθλίπτης (piston rod gland).....	131

5.1.10 Στροφαλοφόρος άξονας (crankshaft)	131
5.1.11 Εκκεντροφόρος άξονας (camshaft)	132
5.1.12 Τριβείς (bearings)	133
5.1.13 Ωστικός τριβέας (thrust bearing)	134
5.1.14 Αντλίες καυσίμου (fuel pumps).....	135
5.1.15 Εγχυτήρας καυσίμου (injector).....	135
5.2 Ανάλυση δυνάμεων του κινηματικού μηχανισμού	136
5.2.1 Δυνάμεις των αερίων.....	136
5.2.2 Αδρανειακές δυνάμεις.....	137
5.2.2.3 Φυγόκεντρη στροφάλου.....	142
5.2.2.4 Αδρανειακές δυνάμεις παλινδρομωσών μαζών	143
5.2.3 Συνισταμένη δύναμη αερίων και αδρανειακής δύναμης.....	144
5.2.4 Εγκάρσια αντίδραση ζυγώματος	145
5.2.5 Δύναμη Διωστήρα	146
5.2.6 Ακτινική συνιστώσα της δύναμης S του Διωστήρα.....	146
5.2.7 Εφαπτομενική συνιστώσα της δύναμης S του Διωστήρα.....	147
5.2.8 Στιγμαία Ροπή Κινητήρα.....	148
5.2.9 Δύναμη στο κομβίο διωστήρα-στροφάλου.....	148
5.2.10 Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου.....	149
5.2.11 Δύναμη και επιφανειακή πίεση στο έδρανο διωστήρα-στροφάλου	151
5.2.12 Δύναμη και επιφανειακή πίεση στο έδρανο βάσης του στροφάλου.....	153
Κεφάλαιο 6. Σύνοψη διπλωματικής εργασίας.....	156
6.1 Ανακεφαλαίωση	156
6.2 Παρατηρήσεις – Συμπεράσματα	156
Βιβλιογραφία.....	158

Πίνακας Εικόνων

Εικόνα 2.2 : Σπειροειδές διάγραμμα δίχρονης υπερπληρούμενης μηχανής.....	24
Εικόνα 2.3 : Bulk carrier	25
Εικόνα 2.4 : Containership	25
Εικόνα 2.5 : Tanker	26
Εικόνα 2.6 : O.B.O. carrier.....	26
Εικόνα 2.7 : Cruise ship	27
Εικόνα 2.8 : Meteorological ship	27
Εικόνα 2.9 : Salvage boat.....	28
Εικόνα 2.10 : Tug boat	28
Εικόνα 2.11 : Μηχανή 7S50ME-C.....	40
Εικόνα 2.12 : Μηχανή 7RTA72U	41
Εικόνα 5.1 : Διωστήρες MAN B&W και SULZER	139

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 2.1 : Χαρακτηριστικά κινητήρα 7S50ME-C.....	39
Πίνακας 2.2 : Χαρακτηριστικά λειτουργίας κινητήρα 7RTA72U	40
Πίνακας 3.1 : Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων MAN B&W	44
Πίνακας 3.2 : Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων SULZER	45
Πίνακας 3.3 : Συνθήκες αναφοράς κατά SULZER	53
Πίνακας 3.4 : Ειδικές θερμοχωρητικότητες αέρα και καυσαερίων.....	77
Πίνακας 4.1 : Χαρακτηριστικά στροβιλοσυμπιεστή NA57/TO9.....	85
Πίνακας 4.2 : Πιέσεις του υπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	94
Πίνακας 4.3 : Θερμοκρασίες του υπερπληρωτή κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	94
Πίνακας 4.4 : Πιέσεις του κινητήρα SULZER.....	94
Πίνακας 4.5 : Θερμοκρασίες του κινητήρα SULZER.....	95
Πίνακας 4.6 : Παροχή αέρα και καυσαερίων διαμέσου των 2 κινητήρων κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	96
Πίνακας 4.7 : Σχέσεις πίεσης των συμπιεστών των δύο στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	96
Πίνακας 4.8 : Σχέσεις πίεσης των στροβίλων των δύο στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	97
Πίνακας 4.9 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	97
Πίνακας 4.10 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	98
Πίνακας 4.11 : Βαθμοί απόδοσης των στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	99
Πίνακας 4.12 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	100
Πίνακας 4.13 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	101
Πίνακας 4.14 : Πιέσεις του στροβιλοϋπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές.....	104
Πίνακας 4.15 : Θερμοκρασίες του στροβιλοϋπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις δοκιμές θαλάσσης.....	104
Πίνακας 4.16 : Παροχή αέρα και καυσαερίων διαμέσου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης.....	105
Πίνακας 4.17 : Λόγος πίεσης σε συμπιεστή και στρόβιλο.....	105
Πίνακας 4.18 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή.....	106
Πίνακας 4.19 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης σε συμπιεστή και στρόβιλο	107
Πίνακας 5.1 : Χαρακτηριστικά μεγέθη κινητήρων	140
Πίνακας 5.2 : Διάμετροι και πλάτη στοιχείων κινητήρων	140
Πίνακας 5.3 : Μάζες στοιχείων κινητήρων.....	140

Πίνακας Σχημάτων

Σχήμα 2.1 : Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα – στροφάλου.....	19
Σχήμα 2.6 : Φάσεις 2 – Χ κύκλου λειτουργίας	23
Σχήμα 3.1 : Σημεία λήψης μετρήσεων	46
Σχήμα 3.2 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα μηχανής SULZER στο 90% του φορτίου	47
Σχήμα 3.3 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο.....	49
Σχήμα 3.4 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο.....	49
Σχήμα 3.5 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής MAN.....	51
Σχήμα 3.6 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής SULZER	51
Σχήμα 3.7 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης.....	52
Σχήμα 3.8 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου μηχανής MAN B&W	53
Σχήμα 3.9 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου μηχανής SULZER	53
Σχήμα 3.10 : Ροπή μηχανής.....	54
Σχήμα 3.11 : Μέσες πραγματικές πιέσεις	56
Σχήμα 3.12 : Μέσες πραγματικές πιέσεις	56
Σχήμα 3.13 : Ισχύς πέδης και ενδεικνύμενη ισχύς μηχανής.....	57
Σχήμα 3.14 : Ισχύς πέδης και ενδεικνύμενη ισχύς μηχανής.....	58
Σχήμα 3.15 : Νόμος της έλικας	58
Σχήμα 3.16 : Νόμος της έλικας	59
Σχήμα 3.17 : Μέση ταχύτητα εμβόλου	60
Σχήμα 3.18 : Μαζική παροχή αέρα	61
Σχήμα 3.19 : Κατανάλωση καυσίμου.....	62
Σχήμα 3.20 : Λόγος αέρα – καυσίμου.....	64
Σχήμα 3.21 : Λόγος αέρα – καυσίμου.....	64
Σχήμα 3.22 : Λόγος αέρα λ	65
Σχήμα 3.23 : Θερμικός βαθμός απόδοσης.....	66
Σχήμα 3.24 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης.....	66
Σχήμα 3.25 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για την μηχανή MAN B&W	68
Σχήμα 3.26 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για τη μηχανή SULZER.....	68
Σχήμα 3.27 : Θερμοκρασίες στην πολλαπλή εισαγωγής και εξαγωγής.....	69
Σχήμα 3.28 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής	70
Σχήμα 3.29 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)	70
Σχήμα 3.30 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου	71
Σχήμα 3.31 : Ροπή μηχανής.....	71
Σχήμα 3.32 : Μέσες πραγματικές πιέσεις	72
Σχήμα 3.33 : Ισχύς μηχανής	73
Σχήμα 3.34 : Νόμος της Έλικας	73
Σχήμα 3.35 : Μέση ταχύτητα εμβόλου	74
Σχήμα 3.36 : Μαζική παροχή αέρα	74
Σχήμα 3.37 : Κατανάλωση καυσίμου.....	75
Σχήμα 3.38 : Λόγος αέρα καυσίμου.....	75
Σχήμα 3.39 : Σχετικός λόγος αέρα / καυσίμου λ.....	76
Σχήμα 3.40 : Θερμικός βαθμός απόδοσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης.....	76
Σχήμα 3.41 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης.....	77

Σχήμα 3.42 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για την μηχανή MAN κατά τις δοκιμές θαλάσσης	78
Σχήμα 3.43 : Πυκνότητες αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER	79
Σχήμα 3.44 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER	80
Σχήμα 3.45 : Πιέσεις αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER	80
Σχήμα 3.46 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου για τις δύο μηχανές.....	80
Σχήμα 3.47 : Ισχύς μηχανής για shop – sea trial	81
Σχήμα 3.48 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου για shop - sea	82
Σχήμα 3.49 : Μέση πραγματική πίεση πέδης για shop – sea	82
Σχήμα 3.50 : Σχετικός λόγος αέρα/καυσίμου λ για shop – sea	83
Σχήμα 3.51 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης για shop – sea	83
Σχήμα 3.52 : Θερμικός βαθμός απόδοσης για shop – sea	84
Σχήμα 4.1: Στροφές στροβιλοϋπερπληρωτών	86
Σχήμα 4.2 : Περιφερειακή ταχύτητα συμπίεστη	86
Σχήμα 4.3 : Διάγραμμα Θερμοκρασίας – Εντροπίας στροβιλοσυμπιεστή.....	89
Σχήμα 4.4 : Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος κινητήρα – στροβιλοσυμπιεστή	91
Σχήμα 4.5 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη συναρτήσει του φορτίου της μηχανής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	98
Σχήμα 4.6 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου της μηχανής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	99
Σχήμα 4.7 : Βαθμός απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	100
Σχήμα 4.8 : Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	101
Σχήμα 4.9 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	102
Σχήμα 4.10 : Βαθμός απόδοσης Στροβιλοϋπερπληρωτή βάσει των πολυτροπικών βαθμών απόδοσης συμπίεστη και στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές	102
Σχήμα 4.11 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για την MAN	103
Σχήμα 4.12 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για το 1° T/C της SULZER.....	103
Σχήμα 4.13 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για το 2° T/C της SULZER.....	104
Σχήμα 4.14 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπίεστη, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή	106
Σχήμα 4.15 : Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή	107
Σχήμα 4.16 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για τα sea trial.....	108
Σχήμα 4.17 : Λόγος πίεσης συμπίεστη για shop tests και sea trials	109
Σχήμα 4.18 : Λόγος πίεσης στροβίλου για shop tests και sea trials	109
Σχήμα 4.19 : Ισεντροπικός β.α. συμπίεστη για shop tests και sea trials	110
Σχήμα 4.20 : Ισεντροπικός β.α. στροβίλου για shop tests και sea trials.....	110
Σχήμα 4.21 : Ισεντροπικός β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για shop tests και sea trials.....	111
Σχήμα 4.22 : Πολυτροπικός β.α. συμπίεστη για shop tests και sea trials.....	111
Σχήμα 4.23 : Πολυτροπικός β.α. στροβίλου για shop tests και sea trials.....	112
Σχήμα 4.24 : Πολυτροπικός β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για shop tests και sea trials.....	112
Σχήμα 4.25 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπίεστη για την MAN	113
Σχήμα 4.26 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την MAN.....	113
Σχήμα 4.27 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την MAN.....	114
Σχήμα 4.28 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπίεστη για την SULZER	114

Σχήμα 4.29 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την SULZER	115
Σχήμα 4.30 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την SULZER	115
Σχήμα 4.31 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπιεστή για την MAN	116
Σχήμα 4.32 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την MAN	116
Σχήμα 4.33 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την MAN	117
Σχήμα 4.34 : Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου	118
Σχήμα 5.1 : Υπολογισμός μετατοπίσεως εμβόλου s	119
Σχήμα 5.2 : Θέση εμβόλου	121
Σχήμα 5.3 : Στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου	122
Σχήμα 5.4 : Στιγμιαία επιτάχυνση εμβόλου	123
Σχήμα 5.5 : Τομή δίχρονης αργόστροφης πετρελαιομηχανής	123
Σχήμα 5.6 : Σκελετός μηχανής	124
Σχήμα 5.7 : Χιτώνιο	125
Σχήμα 5.8 : Κεφαλή κυλίνδρου	126
Σχήμα 5.9 : Βαλβίδες	128
Σχήμα 5.10 : Έμβολο	129
Σχήμα 5.11 : Διωστήρας	130
Σχήμα 5.12 : Βάκτρο	130
Σχήμα 5.13 : Ζύγωμα	131
Σχήμα 5.14 : Στυπειοθλίπτης	131
Σχήμα 5.15 : Στροφαλοφόρος άξονας	132
Σχήμα 5.16 : Εκκεντροφόρος άξονας	133
Σχήμα 5.17 : Τριβείς	134
Σχήμα 5.18 : Ωστικός τριβέας	134
Σχήμα 5.19 : Αντλία καυσίμου	135
Σχήμα 5.20 : Εγχυτήρας καυσίμου	136
Σχήμα 5.21 : Δυνάμεις αερίων	137
Σχήμα 5.22 : Απλοποιημένη μορφή του διωστήρα για τη διευκόλυνση των υπολογισμών	140
Σχήμα 5.23 : Αδρανειακές δυνάμεις περιστρεφόμενων μαζών	141
Σχήμα 5.24 : Φυγόκεντρος κάτω τμήματος διωστήρα	142
Σχήμα 5.25 : Φυγόκεντρο στροφάλου	143
Σχήμα 5.26 : Παλινδρομούσες δυνάμεις	144
Σχήμα 5.27 : Συνισταμένη δύναμη αερίων – αδρανειακής	145
Σχήμα 5.28 : Εγκάρσια αντίδραση ζυγώματος	146
Σχήμα 5.29 : Δύναμη διωστήρα	146
Σχήμα 5.30 : Ακτινική διωστήρα	147
Σχήμα 5.31 : Εφαπτομενική διωστήρα	148
Σχήμα 5.32 : Στιγμιαία ροπή κινητήρα	148
Σχήμα 5.33 : Σχηματική απεικόνιση δύναμης διωστήρα - στροφάλου	149
Σχήμα 5.34 : Δύναμη στο κομβίο διωστήρα – στροφάλου	149
Σχήμα 5.35 : Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου	150
Σχήμα 5.36 : Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου	150
Σχήμα 5.37 : Σχηματική απεικόνιση δύναμης στο έδρανο διωστήρα - στροφάλου	151
Σχήμα 5.38 : Δύναμη στο έδρανο διωστήρα – στροφάλου	152
Σχήμα 5.39 : Επιφανειακή πίεση στο έδρανο διωστήρα-στροφάλου	152

Σχήμα 5.40 : Δύναμη στο έδρανο βάσης του στροφάλου	153
Σχήμα 5.41 : Δύναμη στο έδρανο βάσης του στροφάλου	154
Σχήμα 5.42 : Επιφανειακή πίεση στο έδρανο βάσης του στροφαλοφόρου	154

1 Εισαγωγή

1.1 Σκοπός της διπλωματικής εργασίας

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η παρουσίαση δύο διαφορετικών οπτικών στο σχεδιασμό μέσω της ανάλυσης, επεξεργασίας και σύγκρισης των μετρήσεων από τις εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης, δύο αργόστροφων ναυτικών κινητήρων diesel και την εκτίμηση της λειτουργικής συμπεριφοράς τους. Οι ναυτικοί αυτοί κινητήρες έχουν κατασκευαστεί από τις δύο μεγάλες κατασκευάστριες εταιρείες ναυτικών μηχανών, την MAN B&W και την SULZER (WÄRTSILÄ). Είναι τοποθετημένοι σε εμπορικά πλοία διαφορετικού μεγέθους και τύπου, το ένα μεταφοράς χύδην φορτίου και το άλλο εμπορευματοκιβωτίων, αλλά έχουν ίδιο τύπο στροβιλοσυμπιεστών. Η σύγκριση γίνεται κατ' αρχάς για κάθε τύπο μηχανής μεταξύ των δύο ειδών δοκιμών που είναι διαθέσιμες και κατά δεύτερον μεταξύ των δύο μηχανών για συγκεκριμένες λειτουργικές ποσότητες.

1.2 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Υπάρχουν αρκετές μελέτες πάνω στην λειτουργία των δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών Diesel. Σε κάθε μια από αυτές εξετάζεται και μια διαφορετική πτυχή των δίχρονων κινητήρων, όπως για παράδειγμα η έγχυση του καυσίμου στον θάλαμο καύσης ή συγκρίνονται τα λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα κατά τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης (Λουράντος, 2014). Ιδιαίτερα χρήσιμο στην εκπόνηση της εργασίας μας ήταν το σύγγραμμα για τις μηχανές εσωτερικής καύσης του Ευγενίδου Ιδρύματος (Κλιάνης, Νικολός, & Σιδέρης, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, 2010) που αποτελεί εκπαιδευτικό κείμενο των Ακαδημιών του Εμπορικού Ναυτικού και εξετάζει πλήρως κάθε πτυχή του δίχρονου αργόστροφου ναυτικού κινητήρα.

1.3 Δομή της διπλωματικής εργασίας

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

Στο **κεφάλαιο 2** γίνεται μια εισαγωγή στους ναυτικούς κινητήρες diesel, ξεκινώντας από τα χαρακτηριστικά τους. Έπειτα παρατίθεται η εξέλιξη τους κατά τη διάρκεια των χρόνων και καταλήγοντας εξετάζονται οι τάσεις που υπάρχουν στον κλάδο της κατασκευής δίχρονων ναυτικών κινητήρων τα τελευταία χρόνια.

Στο **κεφάλαιο 3** γίνεται παρουσίαση των μετρήσεων που πραγματοποιήθηκαν κατά τα δύο είδη δοκιμών και λεπτομερής αναφορά σε κάθε μετρούμενο χαρακτηριστικό. Στη συνέχεια οι μετρήσεις και οι ποσότητες που υπολογίστηκαν, επεξεργάζονται ώστε να εξαχθούν σημαντικές ποσότητες που δίνουν μια σαφή εικόνα για την λειτουργία του κινητήρα. Οι υπολογιζόμενες ποσότητες απεικονίζονται αναλυτικά σε διαγράμματα. Στο τέλος του κεφαλαίου αναλύονται τα βασικότερα μεγέθη που παρουσίασαν αποκλίσεις κατά τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης και συγκρίνονται επιλεγμένες ποσότητες για τους δύο κινητήρες.

Στο **κεφάλαιο 4** γίνεται ανάλυση της λειτουργίας των στροβιλοσυμπιεστών των εξεταζόμενων κινητήρων. Αρχικά παρατίθενται κάποια σύντομα στοιχεία θεωρίας περί της λειτουργίας του στροβιλοσυμπιεστή, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για να υπολογιστούν οι βαθμοί απόδοσης του στροβιλοσυμπιεστή 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 στροβιλοσυμπιεστών (λόγοι πίεσης, παροχή αέρα, ισεντροπικοί,

πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης) και γίνεται η αποτίμηση της λειτουργίας τους κατά τις εργοστασιακές και θαλάσσιες δοκιμές.

Στο **κεφάλαιο 5** γίνεται δυναμική μελέτη των κύριων εξαρτημάτων των κινητήρων. Οι δυνάμεις που υπολογίζονται είναι αυτές που καταπονούν το έμβολο, τον διωστήρα και τα στρόφαλα και ευθύνονται άμεσα ή έμμεσα για την δημιουργία της ροπής του κινητήρα. Τέλος εξάγονται διαγράμματα συναρτήσεως της γωνίας στροφάλου, τα οποία μας πληροφορούν για την εξέλιξη των δυνάμεων κατά τη διάρκεια του δίχρονου κύκλου.

Στο **κεφάλαιο 6** γίνεται ανακεφαλαίωση της διπλωματικής και σχολιάζονται τα χαρακτηριστικότερα αποτελέσματα 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.

2 Ναυτικοί Κινητήρες Diesel

2.1 Εισαγωγή στις Μηχανές Εσωτερικής Καύσης

2.1.1 Γενικά στοιχεία περί MEK

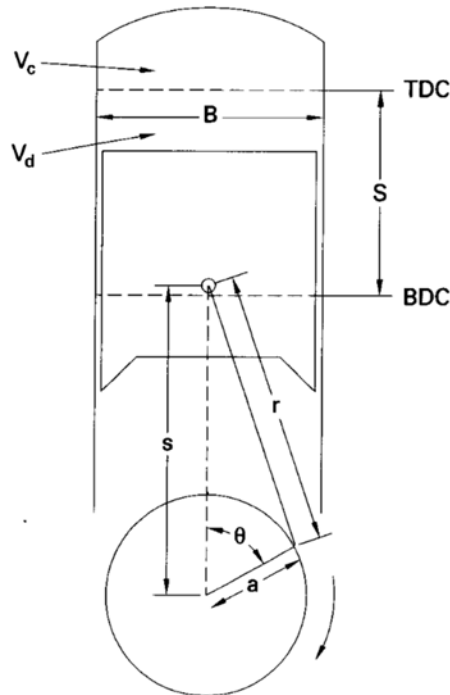
Σκοπός των θερμικών μηχανών είναι η παραγωγή μηχανικού έργου από τη θερμική ενέργεια που τίθεται στη διάθεσή μας κατά την καύση, αξιοποιώντας την αποταμιευμένη στα καύσιμα χημική ενέργεια.

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) εκτονώνεται 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 αεριοστροβίλοι 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.

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 αναγκαστικά στροβιλοαντιδραστήρες 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 πίεσης τους. Κατά την εκτόνωση 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 εκτόνωση αποτελούν τις βασικές φάσεις λειτουργίας μιας εμβολοφόρου MEK. Εκτός των τριών βασικών φάσεων λειτουργίας, μεγάλης σημασίας για τη λειτουργία του κινητήρα έχουν και οι φάσεις εναλλαγής των αερίων. Δηλαδή της κένωσης του κυλίνδρου από το καυσαέριο κατά το τέλος της εκτόνωσης και της εκ νέου πλήρωσής του με νέα γόμωση (μείγμα αέρα-καυσίμου) για την εκτέλεση νέου κύκλου.



Σχήμα 2.1 : Κινηματικός μηχανισμός διωστήρα – στροφάλου

Ο μηχανισμός εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου αποτελεί τον κύριο κινηματικό μηχανισμό που συγκροτεί την εμβολοφόρο ΜΕΚ (σχήμα 2.1). Με το μηχανισμό αυτό η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου μετατρέπεται μέσω του διωστήρα σε περιστροφική στο στρόφαλο. Λόγω της παλινδρομικής αυτής κίνησης το έμβολο λειτουργεί μεταξύ δύο ακραίων σημείων τα οποία καλούνται Άνω Νεκρό Σημείο (ΑΝΣ) και Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ). Η απόσταση που διανύει το έμβολο από το ΑΝΣ έως το ΚΝΣ καλείται διαδρομή του εμβόλου ή ‘χρόνος’ και αντιστοιχεί σε μισή περιστροφή 180° του στροφάλου.

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εμβολοφόρου κινητήρα είναι:

B = η διάμετρος του εμβόλου

r = η ακτίνα του στροφάλου

l = το μήκος του διωστήρα

y = η απόσταση άνω κεφαλής εμβόλου από τον κύλινδρο όταν το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ

2.1.2 Κατηγορίες Εμβολοφόρων ΜΕΚ

Οι εμβολοφόρες παλινδρομικές μηχανές κατατάσσονται στις ακόλουθες κατηγορίες ανάλογα με (Κλιάνης, Νικολός, & Σιδέρης, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, 2010):

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-χρονες μηχανές (two-stroke engines)
 - 4-χρονες 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 εγκατάστασής τους
 - 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 (carburetor)
- 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

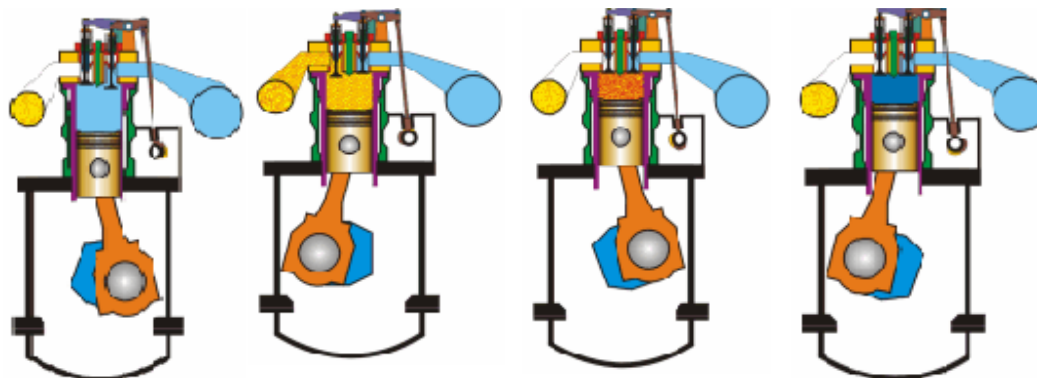
2.1.3 Κατάταξη ΜΕΚ ως προς τον αριθμό των διαδρομών του εμβόλου

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:

- Εισαγωγή
- Συμπύεση
- Καύση
- Εκτόνωση

Ο 4-Χ κύκλος λειτουργίας (Valcic)

Στους 4-Χ κινητήρες μια περίοδος λειτουργίας διαρκεί 2 πλήρεις περιστροφές ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, δηλαδή περιλαμβάνει 4 πλήρεις διαδρομές (χρόνους). Οι 4 αυτές διαδρομές είναι η εισαγωγή του αέρα, η συμπίεση, η εκτόνωση-παραγωγή έργου και η απαγωγή των καυσαερίων. Ας δούμε αναλυτικά τι γίνεται σε κάθε διαδρομή του εμβόλου:

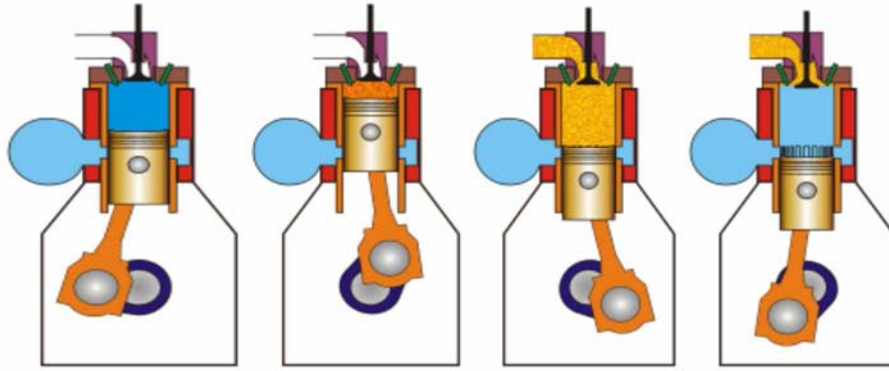


Εικόνα 2.1 : Φάσεις 4 – Χ κύκλου λειτουργίας

1. **ΕΙΣΑΓΩΓΗ:** Ο στροφαλοφόρος άξονας περιστρέφεται δεξιόστροφα με αποτέλεσμα το έμβολο να μετακινείται προς τα κάτω μέσα στον κύλινδρο. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει και εισέρχεται ο φρέσκος αέρας μέσα στον κύλινδρο.
2. **ΣΥΜΠΙΕΣΗ:** Καθώς το έμβολο κινείται προς τα επάνω κλείνει η βαλβίδα εισαγωγής και ο αέρας που βρίσκεται μέσα στον κύλινδρο συμπιέζεται. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να αυξάνεται η πίεση και η θερμοκρασία του. Όταν το έμβολο πλησιάζει το Top Dead Center (ΑΝΣ) η πίεση ξεπερνά τα 100 bar και η θερμοκρασία τους 500 βαθμούς Κελσίου.
3. **ΚΑΥΣΗ:** Ακριβώς πριν το ΚΝΣ γίνεται η έγχυση του καυσίμου μέσα στον κύλινδρο. Το καύσιμο ψεκάζεται με την μορφή μικρών σωματιδίων, με αποτέλεσμα να αυτοαναφλέγεται και να πραγματοποιείται η καύση. Στη συνέχεια τα καυσαέρια ωθούν το έμβολο προς τα κάτω περιστρέφοντας το στροφαλοφόρο άξονα.
4. **ΕΚΤΟΝΩΣΗ:** Καθώς το έμβολο πλησιάζει το ΚΝΣ η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει. Στη συνέχεια όταν το έμβολο μετακινείται προς τα επάνω μέσα στον κύλινδρο ωθεί τα καυσαέρια έξω από αυτόν.

Ο 2-Χ κύκλος λειτουργίας (Valcic)

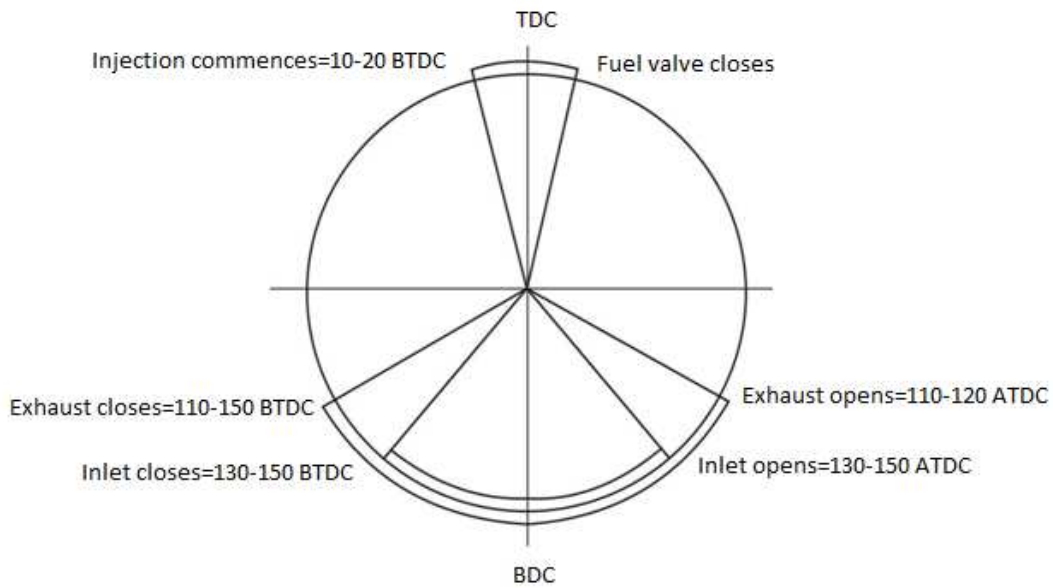
Αν οι παραπάνω φάσεις πραγματοποιηθούν σε δύο χρόνους τότε ο κινητήρας ονομάζεται δίχρονος και έχει κάποια σημαντικά πλεονεκτήματα, αλλά εξίσου και σημαντικά μειονεκτήματα. Ας δούμε λοιπόν τι γίνεται μέσα σε ένα δίχρονο κινητήρα:



Σχήμα 2.2 : Φάσεις 2 – Χ κύκλου λειτουργίας

1. Ο στροφαλοφόρος άξονας περιστρέφεται δεξιόστροφα και το έμβολο κινείται προς τα επάνω μέσα στον κύλινδρο συμπιέζοντας το φορτίο του αέρα. Επειδή η ενέργεια μεταφέρεται στον αέρα, η θερμοκρασία και η πίεση του αυξάνονται. Τη στιγμή που το έμβολο πλησιάζει την κορυφή του κυλίνδρου (Top Dead Center or TDC) η πίεση ξεπερνά τα 100 bar και η θερμοκρασία τους 500°C.
2. Λίγο πριν το ΑΝΣ εγχέεται το καύσιμο μέσα στον κύλινδρο από τα εγχυτήρες ψεκασμού. Το καύσιμο ψεκάζεται σε μικροσκοπικά σταγονίδια. Επειδή τα σταγονίδια είναι αρκετά μικροσκοπικά ζεσταίνονται πολύ γρήγορα και αρχίζει η καύση καθώς το έμβολο περνάει το ΑΝΣ. Στη συνέχεια τα καυσαέρια ωθούν το έμβολο προς τα κάτω στρέφοντας το στροφαλοφόρο.
3. Καθώς το έμβολο κινείται προς τα κάτω, η χρήσιμη ενέργεια από την καύση του καυσίμου έχει αναλωθεί. Στις 110-120 μοίρες περίπου μετά το ΑΝΣ οι βαλβίδες εξαγωγής ανοίγουν και τα καυσαέρια αρχίζουν να εγκαταλείπουν τον κύλινδρο.
4. Στις 130-150 μοίρες μετά το ΑΝΣ το έμβολό με την κίνησή του αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής. Έτσι ο αέρας εισέρχεται μέσα στον κύλινδρο και ωθεί τα εναπομείναντα μέσα στον κύλινδρο καυσαέρια στην έξοδο (η διαδικασία αυτή ονομάζεται σάρωση). Το έμβολο τώρα φθάνει στο κάτω νεκρό σημείο (Bottom Dead Center) και αρχίζει να κινείται τώρα προς τα πάνω, κλείνοντας τις θυρίδες εισαγωγής του αέρα στις 130-150 μοίρες πριν το ΑΝΣ. Οι βαλβίδες εξαγωγής στη συνέχεια κλείνουν, γύρω στις 110-150 μοίρες πριν το ΑΝΣ και αρχίζει η συμπίεση. Η συμπίεση διαρκεί περίπου μέχρι τις 25-10 μοίρες πριν το ΑΝΣ.

Ακολουθεί ένα τυπικό σπειροειδές διάγραμμα δίχρονης υπερπληρούμενης μηχανής, όπου φαίνονται οι γωνίες έναρξης και ολοκλήρωσης της έγχυσης του καυσίμου, οι γωνίες ανοίγματος και κλεισίματος της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων και οι γωνίες έναρξης και ολοκλήρωσης σάρωσης.



Εικόνα 2.2 : Σπειροειδές διάγραμμα δίχρονης υπερπληρούμενης μηχανής

2.2 Κατηγορίες και είδη πλοίων (e-nautilia, 2016)

Επειδή σε αυτή τη διπλωματική εξετάζονται οι κινητήρες δύο διαφορετικών τύπων πλοίων, κρίνεται απαραίτητη η αναφορά στις κατηγορίες των πλοίων. Παρακάτω παρουσιάζονται οι βασικότερες κατηγορίες πλοίων:

A) Φορτηγά Πλοία (Cargo Ships): Φορτηγά χαρακτηρίζονται τα πλοία που μεταφέρουν κάθε είδος φορτίου και διαχωρίζονται σε **φορτηγά πλοία ξηρών φορτίων**, σε **φορτηγά πλοία υγρών φορτίων** και **φορτηγά πλοία συνδυασμένων μεταφορών**.

➤ Φορτηγά πλοία Ξηρών φορτίων:

Διακρίνονται σε πλοία που μεταφέρουν χύμα ομοειδή φορτία (bulk carrier) και σε πλοία γενικών φορτίων (general cargo). Χύμα ομοειδή φορτία είναι για παράδειγμα η ζάχαρη, το σάρι, το κάρβουνο κ.τ.λ.



Εικόνα 2.3 : Bulk carrier

Τα γενικά φορτία στη σημερινή εποχή μεταφέρονται με πλοία μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων (containership) . Τέτοια φορτία μπορεί να είναι ηλεκτρικά είδη, ηλεκτρονικά είδη, ρούχα και γενικότερα οτιδήποτε μπορεί να στοιβαχτεί μέσα σε ένα εμπορευματοκιβώτιο. Ακόμα, πλοία γενικού φορτίου είναι και τα πλοία μεταφοράς οχημάτων (Roll-On/Roll-Off), τα οποία οχήματα μπορούν να μπουν μέσα στο πλοίο και να ξεφορτώσουν και φορτίο.



Εικόνα 2.4 : Containership

➤ **Φορτηγά πλοία υγρών φορτίων:**

Είναι τα δεξαμενόπλοια (Tanker) τα οποία διαθέτουν δεξαμενές στις οποίες, ανάλογα και με τον τύπο τους, φορτώνουν αργό πετρέλαιο, βενζίνη, νάφθα κ.τ.λ. Στα δεξαμενόπλοια συμπεριλαμβάνονται και τα πλοία που μεταφέρουν υγροποιημένο αέριο πετρελαίου (Liquefied Petroleum Gases) και υγροποιημένο φυσικό αέριο (Liquefied Natural Gases).



Εικόνα 2.5 : Tanker

➤ **Φορτηγά πλοία συνδυασμένων μεταφορών:**

Είναι τα πλοία που μεταφέρουν εναλλακτικά υγρά και ξηρά χύμα φορτία. Διακρίνονται σε δύο κατηγορίες, τα ore/bulk/oil carriers-O.B.O. και τα Ore/oil carriers.



Εικόνα 2.6 : O.B.O. carrier

B) Επιβατικά πλοία (passenger ships):

Χαρακτηρίζονται τα πλοία που μεταφέρουν επιβάτες και υπό προϋποθέσεις φορτία και οχήματα. Τέτοια πλοία είναι τα επιβατικά της ακτοπλοΐας, τα κρουαζιερόπλοια και τα υπερωκεάνια πλοία.



Εικόνα 2.7 : Cruise ship

Γ) Πλοία Ειδικού Προορισμού:

Πλοία ειδικού προορισμού είναι πλοία τα οποία δημιουργήθηκαν λόγω ανάγκης για γρήγορες μεταφορές ή λόγω της εξέλιξης της τεχνολογίας η οποία υποχρέωσε την κατασκευή των πλοίων αυτών. Πλοία ειδικού προορισμού είναι τα πλοία ψυγεία (Refrigerated ship), τα αλιευτικά (Fishing boat), τα ωκεανογραφικά (Oceanographic ships), τα πλοία τοποθέτησης καλωδίων (Cable ships), τα εκπαιδευτικά (Training ships) και μετεωρολογικά (Meteorological ships).



Εικόνα 2.8 : Meteorological ship

Δ) Πλοία Βοηθητικής Ναυτιλίας: Τα πλοία βοηθητικής ναυτιλίας είναι πλοία τα οποία δεν μεταφέρουν φορτία ή ανθρώπους αλλά βοηθούν τα υπόλοιπα πλοία για την ασφαλή και ομαλή διέλευση τους. Τέτοια πλοία είναι τα παγοθραυστικά (Icebreakers), τα ρυμουλκά (Tug boats), οι βυθοκόροι (Dredges), οι πλοηγίδες (Pilot boats), τα φαρόπλοια (Light vessels), οι πλωτοί γερανοί (Floating Derricks) και τα ναυαγοσωστικά (Salvage Boats).



Εικόνα 2.9 : Salvage boat



Εικόνα 2.10 : Tug boat

2.3 Σύντομη θεωρία δίχρονων αργόστροφων ναυτικών ΜΕΚ

Τις τελευταίες δεκαετίες έχει επικρατήσει η χρήση του κινητήρα Diesel ως κύρια μηχανή πρόωσης πλοίων. Οι βασικοί λόγοι είναι διότι ο θερμοδυναμικός βαθμός αποδόσεως του κινητήρα diesel είναι καλύτερος από αυτόν του αμμοστροβίλου ή του αεριοστροβίλου και επειδή ο κινητήρας Diesel (όπως και ο αμμοστρόβιλος) 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 :
 - Αργόστροφους 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, έχει επικρατήσει πλέον η χρήση του αργόστροφου υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με βάκτρο (piston rod) και σταυρό (crosshead). Τα κύρια πλεονεκτήματα των αργόστροφων μηχανών Diesel είναι η απλότητα της κατασκευής τους (μικρότερος αριθμός εξαρτημάτων) και η ικανότητα να χρησιμοποιούν κακής ποιότητας καύσιμα χωρίς να αντιμετωπίζουν προβλήματα. Τα παραπάνω οδηγούν σε μικρότερο κόστος χρήσεως και μεγαλύτερη αξιοπιστία. Ειδικότερα, η χρήση ζυγώματος και βάκτρου επιτρέπει την απομόνωση του στροφαλοθαλάμου από το κιβώτιο σαρώσεως, οπότε είναι δυνατή η χρήση διαφορετικού λιπαντικού για τον κύλινδρο και διαφορετικού για την υπόλοιπη μηχανή. Παράλληλα, η χαμηλή ταχύτητα περιστροφής δίνει τον απαραίτητο χρόνο για την πλήρη και απροβλημάτιστη καύση της χαμηλής ποιότητας των καυσίμων. Οι αργόστροφες δίχρονες πετρελαιομηχανές έχουν όμως μεγαλύτερο ύψος από τις μεσόστροφες και μεγαλύτερο βάρος ανά παραγόμενο ίππο. Καταλαμβάνουν μεγαλύτερο χώρο στο μηχανοστάσιο και γενικά έχουν μεγάλο κόστος αγοράς. Όμως, σε συνδυασμό με το μικρό κόστος χρήσεως και τη μεγάλη αξιοπιστία που έχουν οδηγούν συνολικά σε μικρότερο συνολικό κόστος σε σχέση με τις μεσόστροφες και πολύστροφες μηχανές. Το μειονέκτημα των μεγαλύτερων εξαρτημάτων δεν έχει επίπτωση στην εξάρμωση, επιθεώρηση και άρμωση, μιας και ο χειρισμός τους γίνεται ούτως ή άλλως με τη χρήση γερανών και ειδικών συσκευών.

Ο 2-Χ κινητήρας επικράτησε επί του 4-Χ, διότι έχει μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος, αποδίδει περίπου 1,7 - 1,8 φορές παραπάνω ισχύ από ένα 4-Χ 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:

$$P = imep \times A \times s \times \frac{n}{60} \quad (2.1)$$

όπου

- P = μέγιστη ισχύς σε W
- imep = 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 την παροχή του (A) και ποικίλει από 260mm για τις μικρές μηχανές ως 980mm για τις μεγαλύτερες.

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.

Σε κάθε μεγάλη δίχρονη μηχανή υπάρχει σύστημα στροβιλοσυμπιεστή το οποίο διαθέτει και 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. 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. 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 βάρκρου) 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 βάρκρο μέσω βιδών. Το κάτω μέρος του διωστήρα συνδέεται στο στρόφαλο και όσο η μηχανή λειτουργεί, οι δυνάμεις στο βάρκρο 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 (Λουράντος, 2014).

Ο χρονισμός της εγχύσεως του καυσίμου γίνεται μηχανικά με τη χρήση εκκεντροφόρου άξονα, ο οποίος παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω αλυσίδας. Μέσω του εκκεντροφόρου (camshaft) ρυθμίζεται ο χρονισμός των αντλιών καυσίμου και των βαλβίδων εξαγωγής. Στις πιο σύγχρονες μηχανές οι ρυθμίσεις αυτές γίνονται ηλεκτρονικά με τη χρήση υδραυλικών επενεργητών, οπότε η χρήση του εκκεντροφόρου τείνει να εξαλειφθεί στο μέλλον. Χωρίς εκκεντροφόρο άξονα οι μηχανές καθίστανται ελαφρύτερες και με λιγότερες μηχανικές απώλειες, καταφέροντας 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).

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 αυξησεωνθερμικών 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 Διάγραμμα ρυθμίσεως και φόρτισης του κινητήρα¹

Για την παράγραφο αυτή χρησιμοποιήθηκε κυρίως το πολύ καλό και σύντομο επεξηγηματικό φυλλάδιο της MAN Diesel (MAN, Basic Principles of Ship Propulsion, 2013).

2.4.1 Εισαγωγή

Όπως είναι γνωστό, η ισχύς πέδης Pe ενός κινητήρα Diesel είναι ανάλογη της μέσης πίεσης pe ($pep - mean effective pressure$) και του αριθμού στροφών της μηχανής n . Χρησιμοποιώντας μια σταθερά c , η Pe μπορεί να εκφραστεί όπως παρακάτω, όπου για σταθερή pep , η ισχύς είναι ανάλογη με το ρυθμό περιστροφής:

$$Pe = c \times pe \times n \Rightarrow Pe \propto n \quad (2.2)$$

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

$$Pe = c \times n^3 \Rightarrow Pe \propto n^3 \quad (2.3)$$

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

$$P = c \times n^i \quad (2.4)$$

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

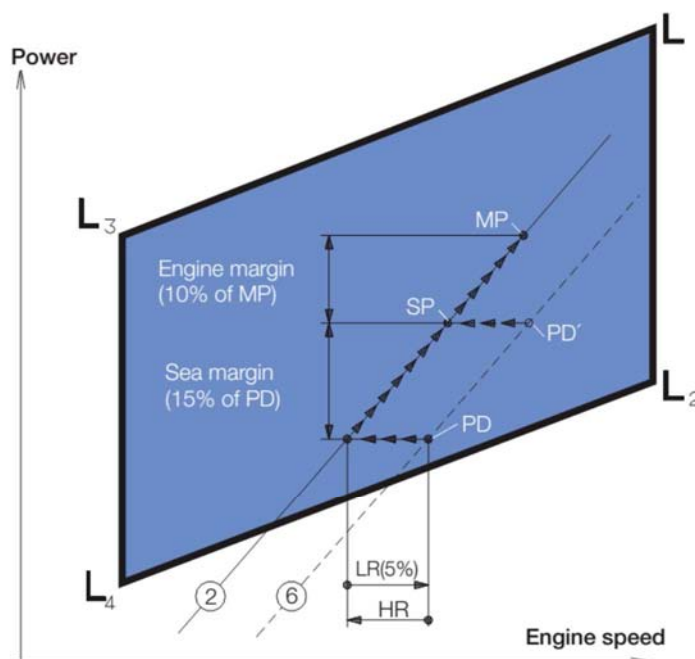
ως εξής:

$$\log P = i \times \log n + \log c \quad (2.5)$$

Συνεπώς οι καμπύλες της έλικας θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση $i = 3$ και οι γραμμές της σταθερής pep θα είναι παράλληλες στις ευθείες με κλίση $i = 1$. Έτσι λοιπόν στα πεδία λειτουργίας και στα διαγράμματα φόρτισης των κινητήρων Diesel όπως περιγράφονται

¹ Η μετάφραση έχει παρθεί από την διπλωματική εργασία του φοιτητή Μηχανολόγου Μηχανικού Δημήτριου Α. Λουράντου (Λουράντος, 2014).

παρακάτω, χρησιμοποιείται λογαριθμική κλίμακα μετατρέποντας τις διάφορες καμπύλες σε απλές ευθείες γραμμές.



- 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 2.4 : Διάγραμμα ρυθμίσεως μηχανής και σημεία λειτουργίας

2.4.2 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 (mer) 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’ (2.4.3), 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.

2.4.3 Διάγραμμα φόρτισης της μηχανής

Το διάγραμμα φόρτισης (σχήμα 2.5) 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.

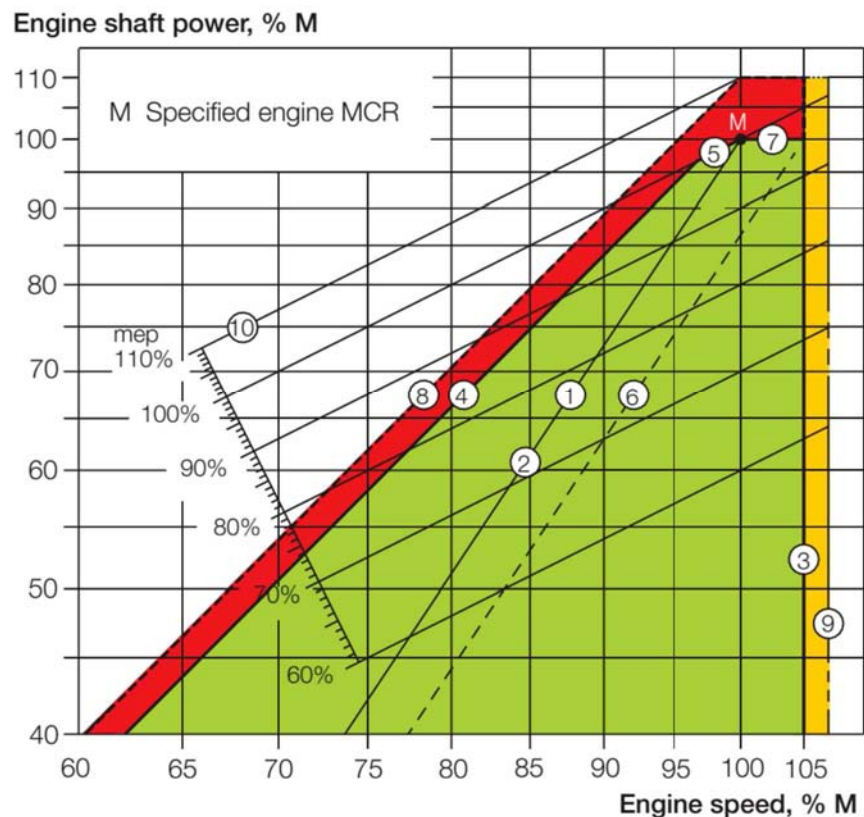
Γραμμή 4: Η γραμμή 4 αντιπροσωπεύει το όριο μέχρι το οποίο υπάρχει ικανοποιητική ποσότητα αέρα για καύση και θέτει ένα περιορισμό στο μέγιστο συνδυασμό ροπής – ταχύτητας.

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:



- 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 2.5 : Διάγραμμα φόρτισης μηχανής

- Περιοριστής ροπής, ο οποίος εξασφαλίζει την λειτουργία του κινητήρα εντός της επιτρεπτής περιοχής του διαγράμματος φόρτισης του.

- Περιοριστής πίεσης αέρα σάρωσης, ο οποίος εξασφαλίζει ότι ο κινητήρας δεν υπερτροφοδοτείται με καύσιμο κατά την επιτάχυνση, όπως για παράδειγμα κατά τη διάρκεια ελιγμών.

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 2.5 και σχήμα 2.6), 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:

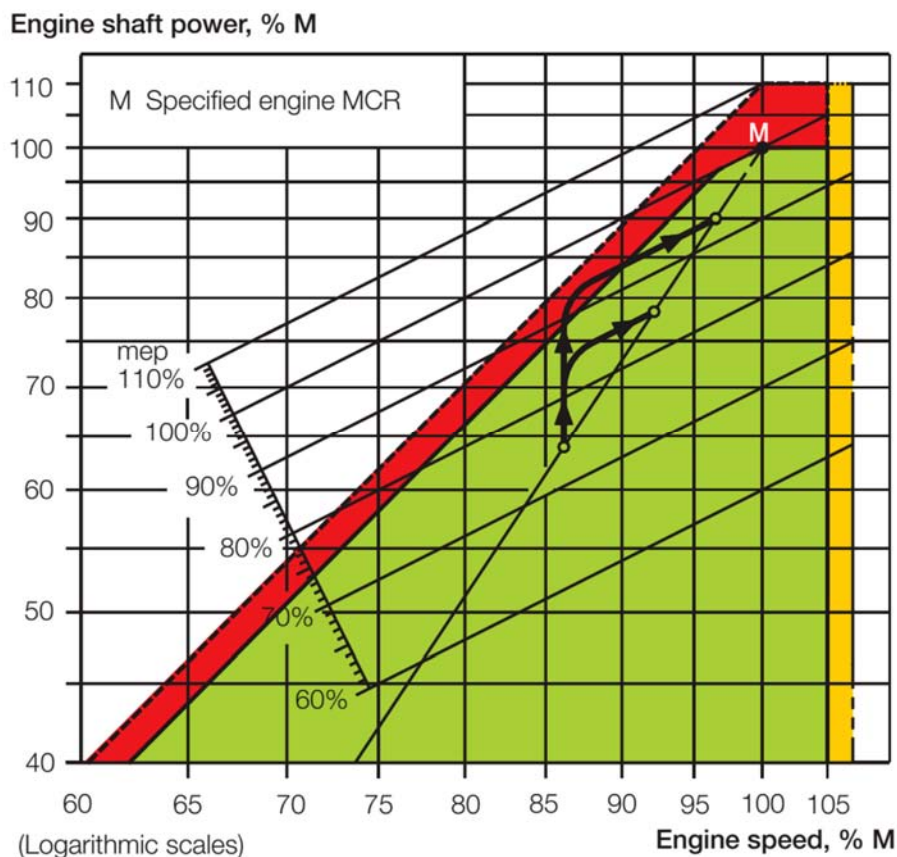
- **Περιοχή μόνιμης λειτουργίας**, μεταξύ των γραμμών 2, 5, 7 και 6. Για λειτουργία με έλικα σταθερού βήματος, σε ήρεμο νερό, με φορτωμένο πλοίο και καθαρή γάστρα, η μηχανή μπορεί να λειτουργεί πάνω ή κοντά στην καμπύλη 6. Μετά από κάποιο χρόνο λειτουργίας που η γάστρα του πλοίου και η έλικα ρυπαίνονται, 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 2.5 και 2.6) 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 2.5 και 2.6) 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 2.6 : Διάγραμμα φόρτισης με 2 καμπύλες επιτάχυνσης

2.5 Κατασκευάστριες εταιρείες δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών

Οι κατασκευαστές δίχρονων αργόστροφων μηχανών έχουν επενδύσει πολλά προκειμένου να διατηρήσουν το μερίδιό τους στην αγορά της πρόωσης εμπορικών πλοίων. Στη πορεία του χρόνου αυτές που κατάφεραν να επιβιώσουν και να γιγαντώσουν το μερίδιό τους στην αγορά είναι η MAN B&W, η SULZER (Wärtsilä) και η Mitsubishi. Στη συνέχεια γίνεται μία ιστορική αναδρομή στις δύο πρώτες εταιρείες.

2.5.1 MAN B&W

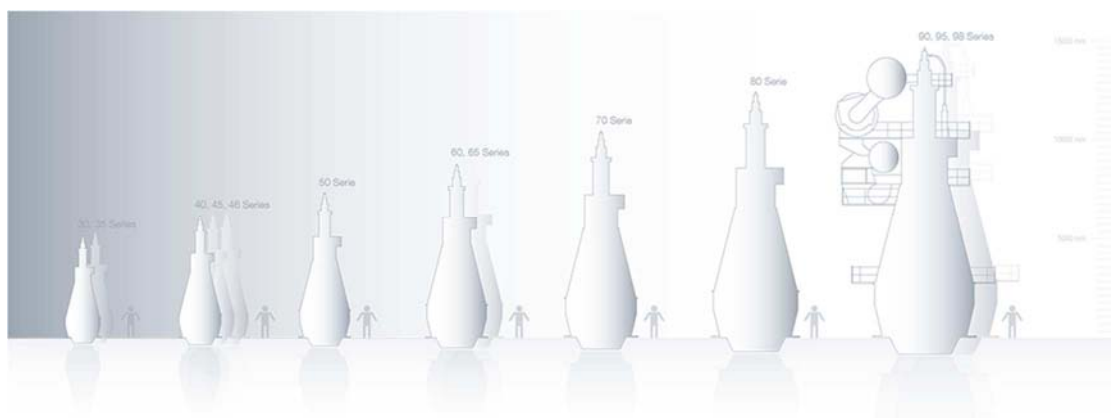
Η MAN B&W είναι η συνένωση δύο κατασκευαστριών εταιρειών, της Γερμανικής MAN και της Δανεζικής Burmeister & Wain.

Μετά την ένωση των δύο εταιριών το 1980, σταμάτησε η κατασκευή των παλαιότερων δίχρονων μηχανών με σάρωση βρόγχου της MAN και η εταιρία ανέπτυξε δίχρονες μηχανές με ευθύγραμμη σάρωση (πρόγραμμα MC). Η πρωτότυπη μηχανή του προγράμματος, το μοντέλο L35MC, βγήκε στην αγορά το 1982 και η πρώτη μηχανή μεγάλης διαμέτρου, μία 6-κύλινδρη L60MC, έκανε τις εργοστασιακές τις δοκιμές το Σεπτέμβριο του 1983. Το πρόγραμμα L-MC ξεκίνησε το 1982 με διαμέτρους εμβόλου της τάξης των 350 mm, 500 mm, 600 mm, 700 mm, 800 mm και 900 mm. Τροποποιήσεις στη σειρά MC και η εισαγωγή νέων διαμέτρων κεφαλής εμβόλου (260 mm, 420 mm, 460 mm και 480 mm) και διαδρομής,

συνεχίστηκαν κατά τις δεκαετίες των 1980 και 1990, λαμβάνοντας υπόψη πάντα την εμπειρία από τις συντηρήσεις και τις τάσεις της αγοράς (F.Woodyard, 2004).

Οι κινητήρες ME / MC έχουν συγκεκριμένη ονοματολογία για να προσδιορίζονται τα χαρακτηριστικά του κάθε κινητήρα. Τα γράμματα και οι αριθμοί της ονομασίας σημαίνουν (χρησιμοποιούμε ως παράδειγμα τον τύπο της μηχανής μας 7S50ME-C):

- 7 = αριθμός κυλίνδρων
- S = κατηγορία της μηχανής σε σχέση με τη διαδρομή του εμβόλου της, η συγκεκριμένη είναι πολύ μεγάλης διαδρομής (super-long stroke)
- 50 = 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)



Εικόνα 2.11 : Εξέλιξη των μηχανών της MAN ανά δεκαετία

Η εξέλιξη της μηχανής MC είναι η ME (2001) και αναφέρεται σε ηλεκτρονικά ελεγχόμενες μηχανές, οι οποίες προσφέρουν μεγαλύτερη οικονομία καυσίμου, μειωμένους ρύπους αλλά και μεγαλύτερη ευελιξία στη λειτουργία τους. Στις μηχανές ME καταργείται ο εκκεντροφόρος άξονας και στη θέση του τοποθετείται υδραυλικό σύστημα το οποίο είναι ηλεκτρονικά ελεγχόμενο και ρυθμίζει την λειτουργία των αντλιών καυσίμου. Επιπλέον συνδυάζει αντίστοιχη διάταξη για τις βαλβίδες εξαγωγής. Το πλεονέκτημα αυτού του συστήματος είναι ότι παρέχει μεγάλη ελευθερία μεταβολής του χρονισμού και της διάρκειας εγχύσεως, καθώς επίσης και τον χρονισμό των βαλβίδων εξαγωγής.

Η MAN B&W ανταποκρινόμενη στις απαιτήσεις των ολοένα και αυστηρότερων κανονισμών που τίθενται σε ισχύ (IMO TIER II & III) εισήγαγε στη κατασκευή και απελευθέρωσε στην αγορά της μηχανές τύπου ME-GI και ME-LGI. Αυτές οι μηχανές χρησιμοποιούν ως καύσιμη ύλη αέριο και υγροποιημένο αέριο αντίστοιχα και έχουν τα ίδια χαρακτηριστικά λειτουργίας με τις συνηθισμένες μηχανές της σειράς ME, με μόνη διαφορά ότι μπορούν να λειτουργήσουν και με αέριο. Για το σκοπό αυτό τοποθετείται πάνω στη

μηχανή δίκτυο σωληνώσεων που μεταφέρει το εναλλακτικό καύσιμο. Επιπλέον ο θάλαμος καύσης διαθέτει πέραν του κλασσικού εγχυτήρα καυσίμου, βαλβίδα για ψεκασμό του αερίου. Λαμβάνοντας υπόψη τις τιμές του πετρελαίου τα τελευταία είκοσι χρόνια, οι αναλυτές εκτιμούν ότι το αέριο και το υδροποιημένο αέριο θα αποτελούν πολύ σύντομα τους διαδόχους του καυσίμου Diesel. Ήδη η MAN έχει πουλήσει κάποιες μηχανές τύπου ME-GI και έχει παραγγελίες στο εργοστάσιό της που είναι υπό κατασκευή. Σημαντικό είναι να αναφερθεί ότι τον Ιούλιο του 2016 ανακοινώθηκε και η πρώτη δίχρονη-αργόστροφη μηχανή τριπλού καυσίμου. Η μηχανή είναι η 7G50ME-C9.5-GIE, στην οποία χρησιμοποιείται πλέον και αιθυλένιο.

2.5.2 WÄRTSILÄ (SULZER)

Είναι η συνένωση της Ελβετικής εταιρίας Sulzer και της Φιλανδικής WÄRTSILÄ που πραγματοποιήθηκε το 1997. Η πρώτη πετρελαιομηχανή της εταιρίας Sulzer κατασκευάστηκε και λειτούργησε το 1898, ενώ το 1905 κατασκευάστηκε η πρώτη αναστρέψιμη δίχρονη ναυτική πετρελαιομηχανή. Το 1954 τοποθετεί την υπερπλήρωση στις δίχρονες μηχανές της, ενώ από το 1956 οι δίχρονοι κινητήρες της εταιρίας διαθέτουν σάρωση βρόγχου και υπερπλήρωση. Οι μηχανές που βγήκαν στην παραγωγή ήταν οι RD, RND, RND-M, RLA και RLB. Μετά το 1981 υιοθετείται η ευθύγραμμη σάρωση με βαλβίδα εξαγωγής με την μηχανή τύπου RTA. Τα πρώτα μοντέλα αυτού του τύπου ήταν έξι (RTA38, RTA48, RTA58, RTA68, RTA76, RTA84). Η νέα σειρά RTA-2 που κατασκευάστηκε το 1984 είχε ακόμη μεγαλύτερο λόγο, με αποτέλεσμα χαμηλότερες ταχύτητες περιστροφής και υψηλότερη απόδοση από τη βασική σειρά RTA. Στα επόμενα χρόνια η συγκεκριμένη σειρά εξελίχθηκε αρκετά. Το 1991 εισάγεται η σειρά RTA-T (tanker) με το μοντέλο RTA84T, η οποία ήταν ειδικά σχεδιασμένη για την πρόωση μεγάλων δεξαμενόπλοιων. Το 1992 παράγεται η αναβαθμισμένη σειρά RTA-2U με αυξημένη ειδική ισχύ κατά 90%. Το 1994 η εταιρία ανακοίνωσε το μοντέλο RTA96C, το οποίο απευθυνόταν για containerships. Το 1997 η εταιρία SULZER μπήκε κάτω από την ομπρέλα της WÄRTSILÄ για την ανάπτυξη των δίχρονων κινητήρων. Στα μέσα του 1999 εισήχθη ο τύπος RT-flex, με την έγχυση του καυσίμου να γίνεται με ηλεκτρονικά συστήματα. Σημαντική εξέλιξη στις 2-χρονες ναυτικές μηχανές από την WÄRTSILÄ ήταν και η γενιά X Engine Series. Η σειρά αυτή βελτιστοποίησε το λόγο bore/stroke και έκανε εύκολη τη συντήρηση-επισκευή των στοιχείων του κινητήρα. Κάποια από τα μοντέλα αυτής της σειράς που χρησιμοποιήθηκαν σε πολλά είδη πλοίων (bulk,tanker,container) είναι τα εξής: WÄRTSILÄ X35, WÄRTSILÄ X40, WÄRTSILÄ X62, WÄRTSILÄ X72, WÄRTSILÄ X82 και WÄRTSILÄ X92. Επιπλέον στην αγορά εισήχθησαν και τα μοντέλα τύπου RT-flex: WÄRTSILÄ RT-flex48T-D, WÄRTSILÄ RT-flex50-B, WÄRTSILÄ RT-flex58T-D ER-3, WÄRTSILÄ RT-flex58T-E, WÄRTSILÄ RT-flex60C, WÄRTSILÄ RT-flex82T και WÄRTSILÄ RT-flex96C. Σε αυτό το σημείο αξίζει να αναφερθεί ότι το πρώτο εμπορικό μοντέλο της σειράς Low Pressure Dual Fuel engines ήταν το WÄRTSILÄ RT-flex50DF, με σημαντικές τεχνολογικές καινοτομίες (Micro pilot, Pre-chamber technology, gas admission system and engine control and automation system). Επίσης με αυτού του είδους τους κινητήρες οι εκπομπές σε NO_x , CO_2 και SO_x μειώνονται σημαντικά και βρίσκονται κάτω από τα όρια των διεθνών κανονισμών.

Στη Wärtsilä δίνουν μεγάλη έμφαση στην αποδοτικότητα του καυσίμου και στη μείωση των εκπνεόμενων ρύπων στην ατμόσφαιρα. Για αυτό τα τελευταία χρόνια δίνουν έμφαση στην αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης του κινητήρα, αλλά και γενικότερα την αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα και των συστημάτων πρόωσης με διάφορες μεθόδους, στοχεύοντας στην μείωση του περιβαλλοντικού τους αποτυπώματος.

Ο κόσμος της ναυτιλίας προετοιμάζει το έδαφος όπου το LNG θα γίνει το κυρίαρχο καύσιμο του μέλλοντος. Για αυτό και η συγκεκριμένη εταιρία δουλεύει εδώ και αρκετές δεκαετίες στην ανάπτυξη της τεχνολογίας του φυσικού αερίου και στις μεθόδους υγροποίησής του. Τέλος αξίζει να αναφέρουμε το γεγονός ότι η Wärtsilä έχει εξοπλίσει το μεγαλύτερο κρουαζιερόπλοιο του κόσμου, το Harmony of the Seas, με τον κινητήρα 46F (RT-flex engine) με ισχύ 1200 (KW/cyl) , διάμετρο κυλίνδρου 46 cm και διαδρομή εμβόλου 58 cm. Επιπλέον στο συγκεκριμένο κρουαζιερόπλοιο η εταιρία έχει τοποθετήσει σύγχρονα υβριδικά συστήματα καθαρισμού των καυσαερίων (hybrid scrubber).

2.6 Οι μηχανές που εξετάζονται²

2.6.1 MAN B&W

Ο κινητήρας της MAN που εξετάζεται είναι ο 7S50ME-C της σειράς δίχρονων αργόστροφων κινητήρων ME και προωθεί εμπορικό πλοίο μεταφοράς χύδην φορτίου (Bulk carrier). Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα η ονομασία του κινητήρα μας πληροφορεί ότι έχει επτά κυλίνδρους, η διαδρομή του εμβόλου είναι πολύ μεγάλη, η διάμετρος της κεφαλής του εμβόλου είναι πενήντα εκατοστά, η έγχυση και το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής ρυθμίζονται ηλεκτρονικά και ο τύπος της μηχανής είναι C (Compact). Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2.1 : Χαρακτηριστικά κινητήρα 7S50ME-C

MAN B&W – 7S50ME-C	
Αριθμός κυλίνδρων	7
Διάμετρος κεφαλής εμβόλου (Bore) [mm]	2000
Διαδρομή εμβόλου (Stroke) [mm]	500
Ισχύς μέγιστης συνεχούς λειτουργίας [kW]	9350
Στροφές μέγιστης συνεχούς λειτουργίας [rpm]	108
Μέση ενεργός πίεση [bar]	19

² Πληροφορίες για αμφότερες τις μηχανές έχουν παρθεί από το τεχνικό φυλλάδιο (H. CEGIELSKI)



Εικόνα 2.12 : Μηχανή 7S50ME-C

2.6.2 SULZER³

Ο κινητήρας της SULZER που εξετάζεται είναι ο 7RTA72U της σειράς δίχρονων αργόστροφων κινητήρων RTA και προωθεί πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων. Όπως αναφέρθηκε στην προηγούμενη ενότητα η ονομασία του κινητήρα μας πληροφορεί ότι έχει επτά κυλίνδρους, η διάμετρος της κεφαλής του εμβόλου είναι εβδομήντα δύο εκατοστά, η έγχυση και το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής ρυθμίζονται από εκκεντροφόρο άξονα. Τα χαρακτηριστικά του κινητήρα φαίνονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 2.2 : Χαρακτηριστικά λειτουργίας κινητήρα 7RTA72U

SULZER – 7RTA72U	
Αριθμός κυλίνδρων	7
Διάμετρος κεφαλής εμβόλου (Bore) [mm]	2500
Διαδρομή εμβόλου (Stroke) [mm]	720
Ισχύς μέγιστης συνεχούς λειτουργίας (M.C.O.) [kW]	21249
Στροφές μέγιστης συνεχούς λειτουργίας [rpm]	97
Μέση ενεργός πίεση (MCR) [bar]	18.45

³ Ομοίως με 1



Εικόνα 2.13 : Μηχανή 7RTA72U

3 Παρουσίαση και ανάλυση των σχεδιαστικών μεγεθών και των χαρακτηριστικών λειτουργίας των κινητήρων

Στο κεφάλαιο αυτό παρατίθενται τα διαγράμματα των δύο μηχανών από τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης. Αρχικά διορθώθηκαν οι πιέσεις, οι θερμοκρασίες και η ειδική κατανάλωση του καυσίμου σύμφωνα με τους τύπους του κατασκευαστή (MAN B&W). Έπειτα υπολογίζονται λειτουργικά μεγέθη του κινητήρα, τα οποία είναι η μέση πραγματική πίεση, η μέση ενδεικνύμενη πίεση, η μέση ενδεικνύμενη ισχύς, ο μηχανικός και ο θερμικός βαθμός απόδοσης, η μέση ταχύτητα εμβόλου, ο αντίστροφος λόγος ισοδυναμίας λ , η μαζική παροχή του αέρα και του καυσίμου και η πυκνότητα του αέρα σάρωσης. Επιπλέον καταstrώνεται το ενεργειακό ισοζύγιο του κινητήρα. Έχουν ληφθεί 6 μετρήσεις για κάθε μηχανή, για φορτία 25%, 50%, 75%, 85% (για τη μηχανή SULZER 90%), 100% και 110%. Τα πλοία στα οποία έχουν τοποθετηθεί αυτές οι μηχανές παρουσιάζουν διαφορές τόσο στο σχεδιασμό, όσο και στη χωρητικότητα, είναι δηλαδή διαφορετικού σχήματος και μεγέθους. Στο τέλος του κεφαλαίου εξετάζονται τα μεγέθη που παρουσίασαν αποκλίσεις από τα εύρη επιτρεπόμενων τιμών λειτουργίας που ορίζει ο κατασκευαστής.

3.1 Δοκιμές μηχανής

3.1.1 Εργοστασιακές δοκιμές – Shop tests

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

Οι δοκιμές αυτές γίνονται σε ιδανικές συνθήκες, με καύσιμο υψηλής θερμογόνου δύναμης (diesel oil) και 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:

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

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 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 1μόνο 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 (Λουράντος, 2014).

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.

3.1.2 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 την 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 να γίνονται πάντα σε ήπιες κλιματολογικές συνθήκες, με αέρα μέτριας έντασης και ήρεμη θάλασσα. Επίσης κατά τη διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης το πλοίο βρίσκεται σε κατάσταση ερματισμού (ballast condition), δεν είναι δηλαδή ούτε πλήρες φορτίου αλλά ούτε και άφορτο.

Οι δοκιμές θαλάσσης περιλαμβάνουν δοκιμές της μηχανής σε διάφορα φορτία για να επιβεβαιωθεί η καλή λειτουργία της κύριας μηχανής, test 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. Ακόμα αξίζει να αναφερθεί ότι η μέτρηση της στρεπτικής ροπής πραγματοποιείται με κατάλληλα επιμηκυνσιόμετρα (strain rosettes) που τοποθετούνται κατάλληλα στον άξονα, μετρώντας έτσι τις ορθές και διατμητικές παραμορφώσεις. Κατά την διάρκεια των sea trials η μηχανή σχεδόν πάντα λειτουργεί με καύσιμο χαμηλής θερμογόνου δύναμης (heavy fuel oil), παρόμοιας ποιότητας

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.

Στη παρούσα διπλωματική εργασία μας απασχολούν οι δοκιμές της κύριας μηχανής πρόωσης του πλοίου. Αν και η μηχανή προτού εγκατασταθεί στο πλοίο έχει ήδη δοκιμαστεί στα shop tests, η διεξαγωγή των δοκιμών θαλάσσης είναι ιδιαίτερης σημασίας, διότι πλέον η μηχανή δοκιμάζεται σε πραγματικές συνθήκες, σε σύζευξη με την έλικα και όχι με κάποια δοκιμαστική πέδη. Έτσι από τα sea trials βγαίνουν τα τελικά συμπεράσματα σχετικά με τη μηχανή. Αυτές οι δοκιμές της τελικής φάσης κατασκευής του πλοίου ουσιαστικά αποτελούν τις πρώτες μετρήσεις σε θάλασσα, στο περιβάλλον δηλαδή που θα λειτουργήσει το πλοίο στο υπόλοιπο της ζωής του και αποτελούν τις μετρήσεις αναφοράς σύμφωνα με τις οποίες ο μηχανικός θα συγκρίνει τη μελλοντική κατάσταση της κύριας 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 είναι βέβαια η μέτρηση στο μέγιστο των στροφών, η οποία γίνεται μόνο κατά τη διάρκεια αυτών των δοκιμών και πραγματοποιείται 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 μετρήσεις σε χαμηλότερα φορτία, ακόμη και κάτω του 25% ώστε να δούμε πως λειτουργεί η μηχανή και το πλοίο σε τόσο χαμηλές ταχύτητες. Η λειτουργία σε τέτοιες συνθήκες αποτελεί μια πρακτική που έχει γίνει συνήθεια τα τελευταία χρόνια στη ναυτιλία, λόγω της εξοικονόμησης καυσίμου που επιτυγχάνεται όταν το πλοίο κινείται με χαμηλή ταχύτητα. Στην παρούσα διπλωματική εργασία οι μετρήσεις αντιστοιχούν στο 75%, 85% και 100% του φορτίου της μηχανής.

Πίνακας 3.1 : Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων MAN B&W

Shop Tests			Sea Trials		
Load (%)	T (°C)	P (bar)	Load (%)	T (°C)	P (bar)
25	10	1.029	75	21	1
50	11	1.029	85	21	1
75	11	1.029	100	21	1
85	11	1.029	-	-	-
100	12	1.029	-	-	-
110	12	1.029	-	-	-

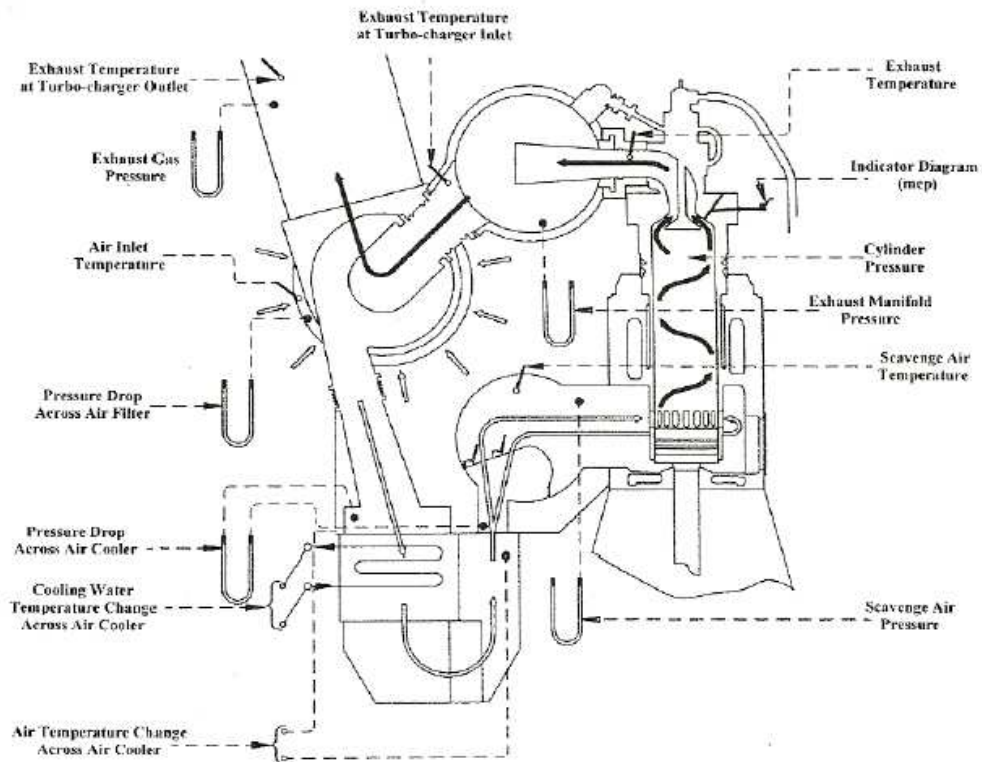
Πίνακας 3.2 : Περιβαλλοντικές συνθήκες μετρήσεων SULZER

Shop Tests		
Load (%)	T (°C)	P (bar)
25	24	1.012
50	25	1.012
75	26	1.012
90	24	1.012
100	24	1.012
110	25	1.011

3.1.3 Διαδικασίες λήψης μετρήσεων

Για να εξάγουμε συμπεράσματα για τη λειτουργία μιας μηχανής πρέπει να ληφθούν μια σειρά από μετρήσεις, κυρίως πιέσεων και θερμοκρασιών, σε διάφορα σημεία της μηχανής, τα οποία μας δίνουν μια εικόνα για την κατάστασή της. Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιούνται μια σειρά από αισθητήρες, κυρίως θερμοστοιχεία για τη μέτρηση θερμοκρασιών και μανόμετρα (pressure gauges) για τη μέτρηση των πιέσεων. Όλες οι θέσεις που λαμβάνονται οι μετρήσεις φαίνονται στο Σχήμα 3.1. Στις θέσεις αυτές λαμβάνονται οι μετρήσεις κατά τη διάρκεια των δοκιμών (shop tests and sea trials) της μηχανής, αλλά και κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της πάνω στο πλοίο, όπου υπάρχει σύστημα παρακολούθησης όλων αυτών των δεδομένων⁴, για να έχουμε άμεση εικόνα ανά πάσα στιγμή τι συμβαίνει σε κάθε θέση της μηχανής. Σήμερα μάλιστα οι περισσότερες εταιρείες κατασκευής μεγάλων ναυτικών κινητήρων Diesel παρέχουν με την αγορά της μηχανής και το δικό τους λογισμικό που διαθέτει τους κατάλληλους αισθητήρες, οι οποίοι είναι εγκατεστημένοι πάνω στη μηχανή. Οι συγκεκριμένοι αισθητήρες κάνουν αυτόματη αναφορά προβλημάτων όταν εντοπίζουν τιμές που ξεφεύγουν από τα προκαθορισμένα όρια.

⁴CoCoS – EDS = Computer Controlled Surveillance – Engine Diagnostics System και PMI (μετρήσεις πιέσεων στον κύλινδρο)



Σχήμα 3.1 : Σημεία λήψης μετρήσεων

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

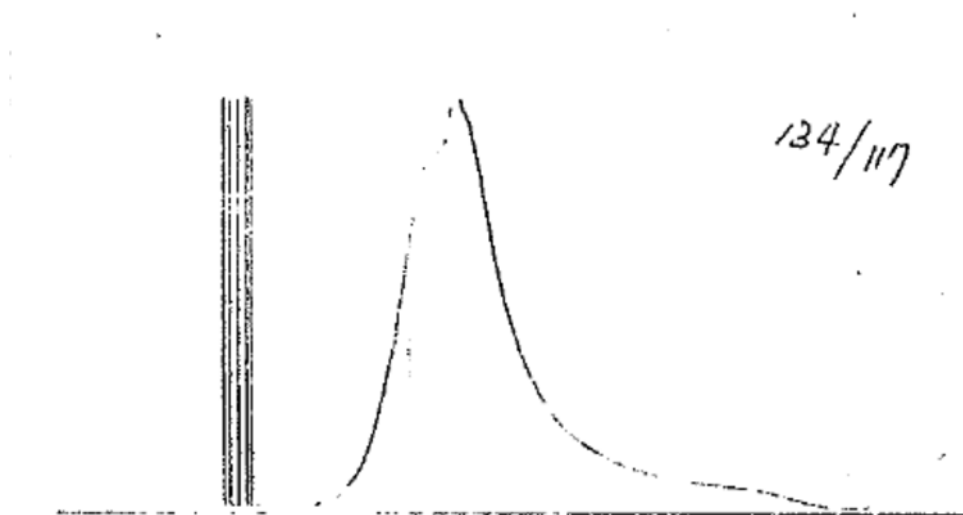
- Θερμοκρασία αέρα στην είσοδο του συμπιεστή → Air Inlet Temperature
- Πτώση πίεσης στο φίλτρο εισόδου του συμπιεστή → Pressure Drop Across Air Filter
- Πτώση πίεσης αέρα στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης → Pressure Drop Across Air Cooler
- Μεταβολή θερμοκρασίας νερού ψύξης στο ψυγείο υπερπλήρωσης → Cooling Water Temperature Change Across Air Cooler
- Μεταβολή θερμοκρασίας του αέρα στο ψυγείο αέρα υπερπλήρωσης → Air Temperature Change Across Air Cooler
- Πίεση αέρα σάρωσης → Scavenge Air Pressure
- Θερμοκρασία αέρα σάρωσης → Scavenge Air Temperature
- Πίεση μέσα στο κύλινδρο → Cylinder Pressure
- Πίεση καυσαερίων στην πολλαπλή εξαγωγής → Exhaust Manifold Pressure
- Θερμοκρασία καυσαερίων που εξέρχονται από τον κύλινδρο → Exhaust Temperature
- Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου → Exhaust Temperature at Turbo-charger Inlet
- Πίεση εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο → Exhaust Gas Pressure

- Θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου → Exhaust Temperature at Turbo-charger Outlet

Τέλος, λαμβάνεται με ειδικό αισθητήρα στην κεφαλή του κάθε κυλίνδρου το δυναμοδεικτικό διάγραμμα (Indicator Diagram), από το οποίο εξάγονται τα παρακάτω μεγέθη:

- Έργο κυλίνδρου (ανά κύλινδρο), W_i μέσω της μέτρησης του εμβαδού του δυναμοδεικτικού διαγράμματος
- Ισχύς κυλίνδρου (ανά κύλινδρο), P_i που είναι το γινόμενο του έργου κυλίνδρου με την ταχύτητα περιστροφής της μηχανής : $P_i = \frac{W_i \times N}{n_R}$
- Μέση ενδεικνύμενη πίεση (imep) διαιρώντας το έργο του κυλίνδρου με τον όγκο εμβολισμού του: $imep = \frac{P_i}{V_d}$
- Η πίεση συμπίεσης του αέρα μέσα στον κύλινδρο (compression pressure)
- Η μέγιστη πίεση καύσης (firing pressure)

Στο σχήμα που ακολουθεί φαίνεται το δυναμοδεικτικό διάγραμμα της μηχανής SULZER για το 90% του φορτίου του κινητήρα, όπως αυτό μετρήθηκε κατά τις εργοστασιακές δοκιμές. Ο μηχανικός κατά την εκτέλεση των δοκιμών σημείωσε την μέγιστη πίεση καύσης (137 bar) και την πίεση συμπίεσης (117 bar) αντίστοιχα, που εμφανίσθηκαν στον κύλινδρο της μηχανής.



Σχήμα 3.2 : Δυναμοδεικτικό διάγραμμα μηχανής SULZER στο 90% του φορτίου

3.2 Μετρήσεις κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Στο παρόν κεφάλαιο παρουσιάζονται τα δεδομένα που προέκυψαν από τις εργοστασιακές μετρήσεις καθώς επίσης και οι ποσότητες που υπολογίστηκαν με βάσει αυτά τα δεδομένα για τους δύο κινητήρες.

Πίνακας 3.3 : Συνθήκες αναφοράς κατά MAN

Θερμοκρασία εισόδου στο συμπιεστή, $T_{ref\ inl}$	25 °C
Θερμοκρασία νερού ψύξεως του ψυγείου αέρα υπερπλήρωσης, $T_{ref\ coolinl}$	25 °C
Ατμοσφαιρική πίεση, P_{atm}	0.1 MPa

3.2.1 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο

Η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης και η θερμοκρασία εξόδου από τον κύλινδρο επιλέγονται να παρουσιαστούν στο ίδιο διάγραμμα, διότι, όπως γνωρίζουμε αν μεταβληθεί η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης, υπάρχει αντίστοιχη μεταβολή και στη θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του κυλίνδρου. Επιπλέον, αύξηση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων μπορεί να οφείλεται σε προβλήματα στον εξοπλισμό έγχυσης του καυσίμου, διαρροή στις βαλβίδες εξαγωγής, επικαθήσεις στο ψυγείο του αέρα υπερπλήρωσης και επικαθήσεις στο στρόβιλο και τον συμπιεστή. Για την θερμοκρασία του αέρα σάρωσης δεν προβλέπεται κάποια διόρθωση από την MAN και την SULZER. Η θερμοκρασία εξόδου από τους κύλινδρους για τον κινητήρα της MAN διορθώθηκε σύμφωνα με τον τύπο:

Διόρθωση θερμοκρασίας εισόδου στον συμπιεστή :

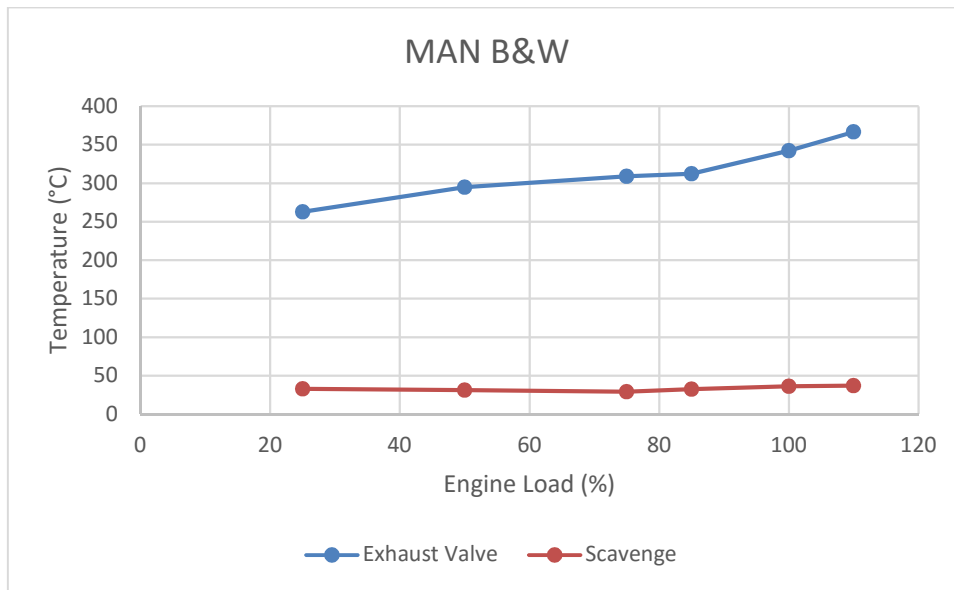
$$T_{inlet\ comp} = (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (-2.466 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{exhv\ meas})$$

Διόρθωση θερμοκρασίας εισόδου νερού ψύξεως :

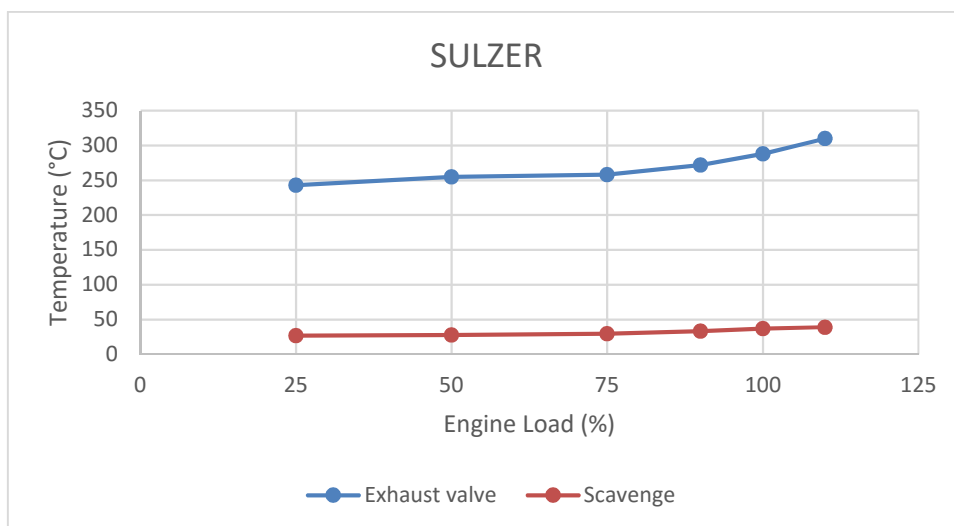
$$T_{coolinl} = (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-0.59 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{exhv\ meas})$$

Άρα τελικά η διορθωμένη τιμή της θερμοκρασίας των καυσαερίων εξόδου από τον κύλινδρο είναι :

$$T_{exhv} = T_{inlet\ comp} + T_{coolinl} + T_{exhv\ meas} \quad (3.1)$$



Σχήμα 3.3 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο



Σχήμα 3.4 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο

Η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης κυμαίνεται στα όρια τα οποία ορίζουν οι κατασκευαστές για τις μηχανές τους (25 - 47°C). Ομοίως και η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν υπερβαίνει τα όρια που έχει θέσει ο κατασκευαστής (100 - 500°C).

3.2.2 Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής

Καταλυτικό ρόλο στη λειτουργία και την απόδοση του κινητήρα διαδραματίζει η **πίεση σάρωσης**. Αποτελεί την πίεση με την οποία εισέρχεται ο αέρας στους κυλίνδρους της μηχανής και απομακρύνει τα καυσαέρια. Για υπερπληρούμενη μηχανή η τιμή της είναι πάντα μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής. Η **μέγιστη πίεση καύσης** αποτελεί την μεγαλύτερη πίεση που εμφανίζεται στον θάλαμο καύσης. Από αυτή αντλούμε στοιχεία για την κατάσταση του εξοπλισμού έγχυσης καυσίμου, το χρονισμό της έγχυσης και τη συμπίεση του κυλίνδρου. Η

πίεση συμπίεσης αναπτύσσεται στον κύλινδρο κατά το τέλος της συμπίεσης και χωρίς ανάφλεξη του καυσίμου μείγματος. Μετρώντας αυτή την ποσότητα παίρνουμε μια ένδειξη για την ποιότητα της συμπίεσης και την κατάσταση της μηχανής. Η ανάγκη για μεγαλύτερη ισχύ έχει ως αποτέλεσμα/προαπαιτούμενο την αύξηση της μέγιστης πίεσης καύσης και της πίεσης συμπίεσης. Για παράδειγμα, αν η τιμή της είναι πολύ μικρότερη από αυτή που ορίζει ο κατασκευαστής αυτό μπορεί να οφείλεται σε πρόβλημα του εμβόλου, σε κακό χρονισμό της βαλβίδας εξαγωγής των καυσαερίων ή σε επικαθήσεις καταλοίπων της καύσης στην κεφαλή της βαλβίδας που προκαλούν διαρροή του εργαζόμενου μέσου από τον κύλινδρο. Σε περίπτωση, πολύ σπάνια, που έχω μεγαλύτερη τιμή από την αναμενόμενη, η αιτία είναι η καθυστέρηση ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής του κυλίνδρου ή η υπερφόρτιση της μηχανής (Κλιάνης, Νικολός, & Σιδέρης, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΕΩΣ, 2003).

Η πίεση αέρα απόπλυσης (scavenge air pressure), συμπίεσης (compression pressure) και η μέγιστη πίεση (firing pressure ή maximum pressure) διορθώθηκαν σύμφωνα με τους παρακάτω τύπους για τον κινητήρα της MAN, ενώ για την SULZER δεν έχουμε κάποια διόρθωση.

Πίεση αέρα απόπλυσης

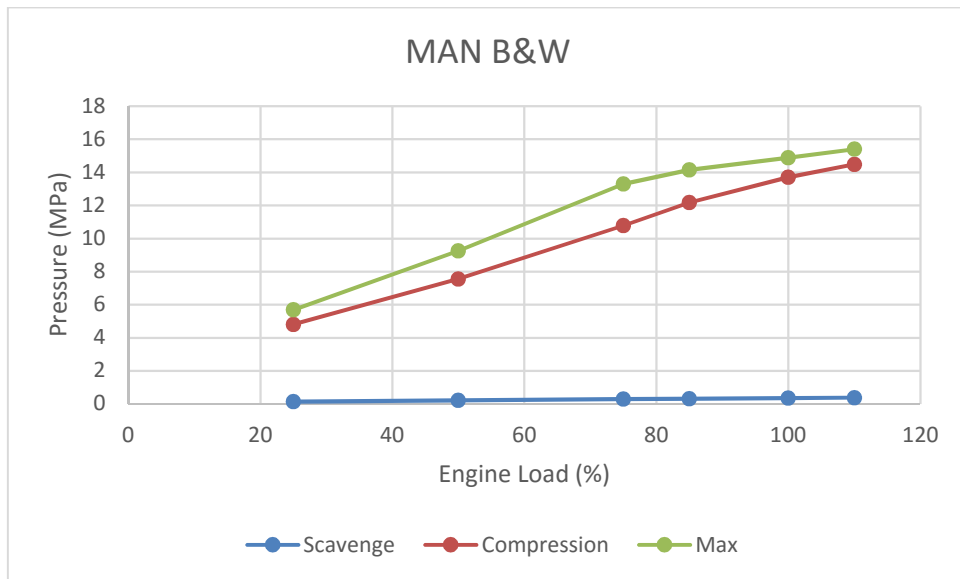
$$P_{scav} = (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (2.856 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{scav\ meas}) + \\ + (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-2.22 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{scav\ meas}) + P_{scav\ meas} \quad (3.2)$$

Πίεση αέρα συμπίεσης

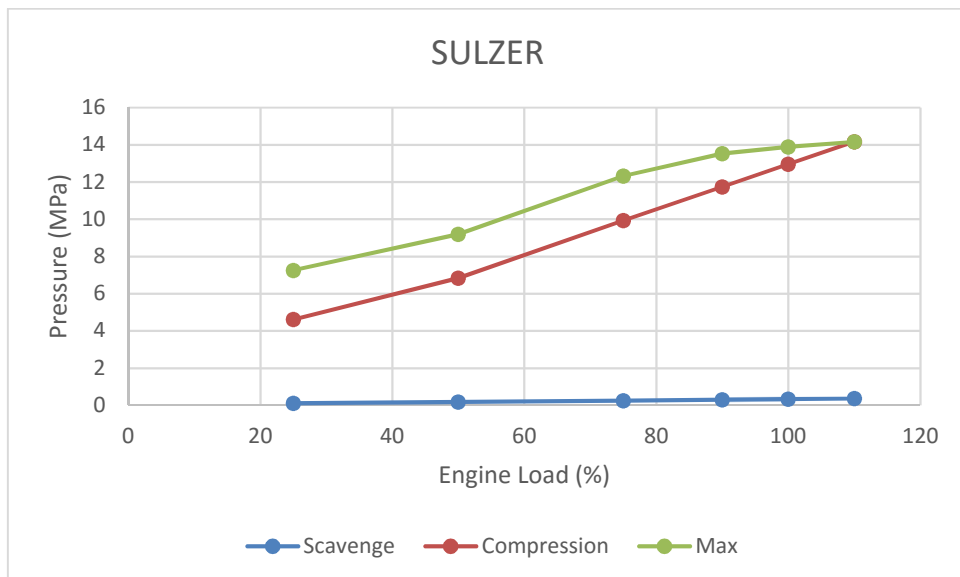
$$P_{comp} = (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (2.954 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{comp\ meas}) + \\ + (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-1.53 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{comp\ meas}) + P_{comp\ meas} \quad (3.3)$$

Μέγιστη πίεση καύσης

$$P_{max} = (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (2.198 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{max\ meas}) + \\ + (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-0.81 \times 10^{-3}) \times (0.1 + P_{max\ meas}) + P_{max\ meas} \quad (3.4)$$



Σχήμα 3.5 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής MAN



Σχήμα 3.6 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής SULZER

Για την πίεση σάρωσης τα τεχνικά εγχειρίδια ορίζουν ότι πρέπει να είναι μέχρι 3.65 bar (0.365 MPa). Παρατηρώ ότι και στα δύο διαγράμματα ικανοποιείται αυτός ο περιορισμός με εξαίρεση τα σημεία του 110% του φορτίου της μηχανής. Για την πίεση συμπίεσης και τη μέγιστη πίεση καύσης ο κατασκευαστής δίνει περιορισμό η διαφορά τους να μην υπερβαίνει τα 45 bar (4.5 MPa) το οποίο ισχύει για όλα τα σημεία λειτουργίας.

3.2.3 Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)

Η πυκνότητα σάρωσης αποτελεί μία ιδιαίτερα σημαντική ποσότητα, διότι μας δίνει μια αίσθηση της ποσότητας του καυσίμου που μπορεί να πληρώσει τον κύλινδρο της μηχανής. Για τον υπολογισμό της χρησιμοποιήθηκε ο τύπος :

$$\rho_{scav air} = \frac{P_{scav}}{R \times T_{scav}} \quad (3.5)$$

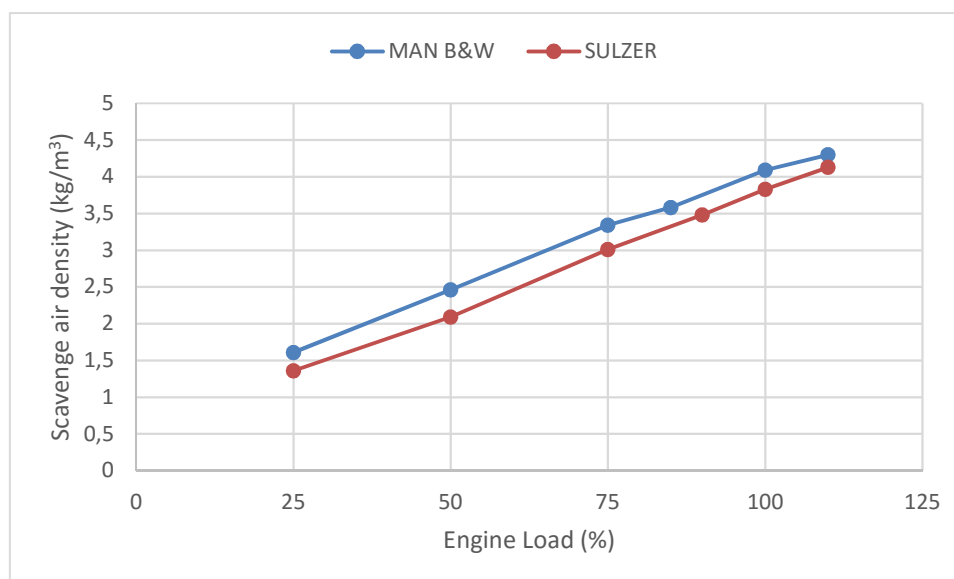
όπου

$$P_{scav} = [Pa]$$

$$T_{scav} = [^{\circ}K]$$

$R = 287 [kJ/kgK]$, σταθερά τέλειου αερίου

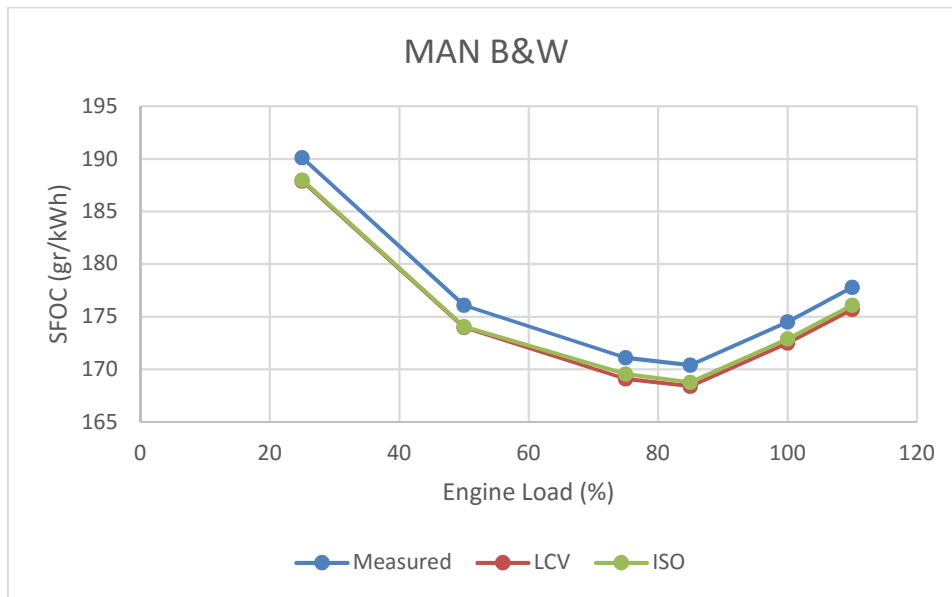
Το παρακάτω διάγραμμα μας δίνει την πυκνότητα του αέρα σάρωσης για τα σημεία λειτουργίας των κινητήρων που εξετάζονται. Παρατηρώ ότι η πυκνότητα αυξάνεται με την αύξηση της ισχύος του κινητήρα καθώς απαιτείται να εισέλθει μεγαλύτερη ποσότητα αέρα στον κύλινδρο για την επίτευξη καλύτερης καύσης.



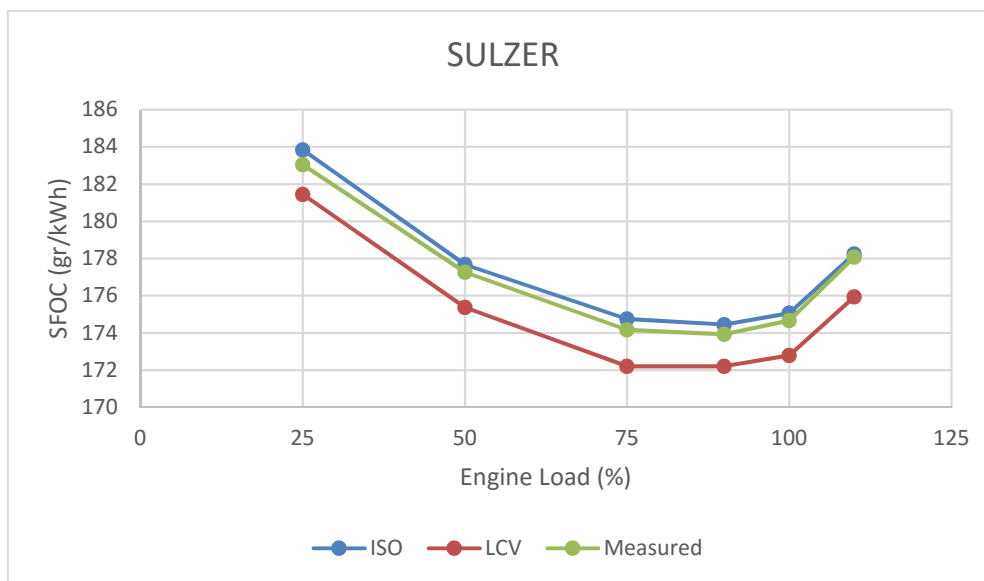
Σχήμα 3.7 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης

3.2.4 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου είναι μία ποσότητα που δείχνει τη ροή του καυσίμου ανά kW παραγόμενης ισχύος στον άξονα της μηχανής και προκύπτει από την διαίρεση της κατανάλωσης καυσίμου με την ισχύ (Τζιφάκις, 1999). Επομένως μέσω της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου μπορούν να συγκριθούν ως προς την οικονομική τους λειτουργία κινητήρες διαφορετικών μεγεθών και ισχύων. Η μορφή της καμπύλης της sfc συναρτηθεί του φορτίου της μηχανής είναι παραβολικής μορφής και παρουσιάζει ελάχιστο κοντά στο 70% - 90% του φορτίου. Στα διαγράμματα που ακολουθούν παρουσιάζεται η διορθωμένη τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου σύμφωνα με τα πρότυπα ISO και σύμφωνα με την Κατώτερη Θερμογόνο Δύναμη και φαίνεται η μέτρηση που έγινε κατά τις δοκιμές για τις δύο μηχανές.



Σχήμα 3.8 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου μηχανής MAN B&W



Σχήμα 3.9 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου μηχανής SULZER

Πίνακας 3.3 : Συνθήκες αναφοράς κατά SULZER

Ατμοσφαιρική πίεση (mbar)	1000
Θερμοκρασία αέρα σάρωσης (°C)	40
Θερμοκρασία εισόδου στο συμπιεστή (°C)	25

Οι τύποι διόρθωσης σύμφωνα με την Κατώτερη Θερμογόνο Δύναμη και τα πρότυπα ISO είναι:

$$SFOC_{LCV} = SFOC_{meas} * \frac{LCV}{42.700} \quad (3.6)$$

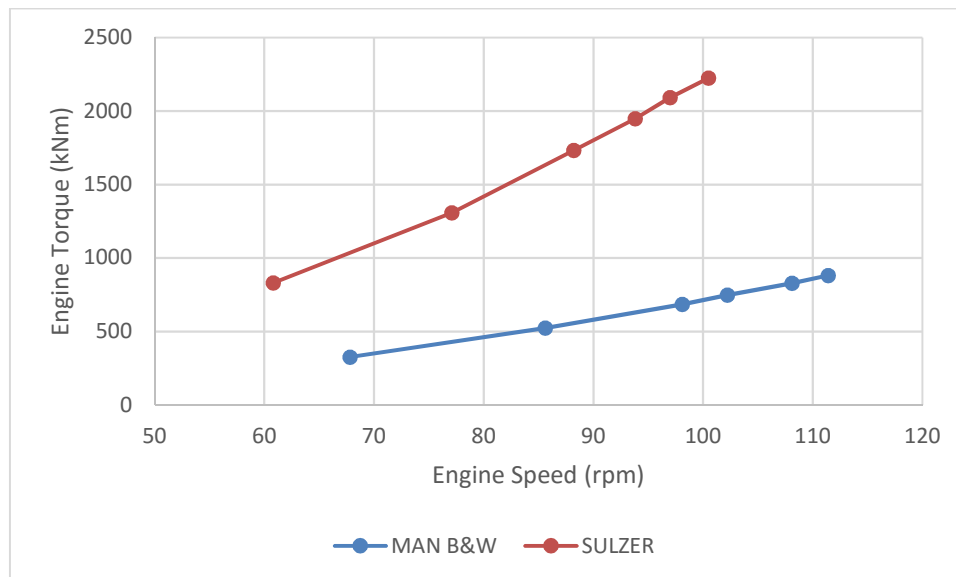
$$SFOC_{ISO}^{MAN} = SFOC_{LCV} [1 + (25 - T_{inl\ meas}) \times 0.002 - (1 - P_{atm}) \times 0.00002 + (25 - T_w) \times 0.0006] \quad (3.7)$$

$$SFOC_{ISO}^{SULZER} = SFOC_{SULZER} [1 - 0.3 \times (T_b - 25) - 0.87 \times \frac{T_s - 40}{1000} + 0.04 \times \frac{P_0 - 1000}{1000}] \times (\frac{LCV}{10200}) / 0.7457 \quad (3.8)$$

Η αναγωγή του καυσίμου γίνεται σε πρότυπο καύσιμο ISO F-DMX⁵ (marine diesel oil) κατώτερης θερμογόνου δύναμης $H_u = 42700 \text{ kJ/kg}$ ή 10200 kcal/kg .

3.2.5 Ροπή μηχανής

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η ροπή που αναπτύσσουν οι κινητήρες για τα έξι σημεία λειτουργίας. Η ροπή που παράγει ο κινητήρας SULZER είναι εμφανώς μεγαλύτερη από αυτόν της MAN εφόσον και η εφαρμογή τους είναι διαφορετική, άρα αλλάζουν και οι απαιτήσεις σε ισχύ που πρέπει να αποδώσουν. Όπως είναι αναμενόμενο και οι δύο τιμές αυξάνονται με την αύξηση του φορτίου του κινητήρα.



Σχήμα 3.10 : Ροπή μηχανής

⁵Σύμφωνα 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 τα πετρελαϊκά καύσιμα
- Την κατηγορία του καυσίμου προσδιοριζόμενη από 3 γράμματα :
 - Το 1^ο γράμμα καθορίζει την οικογένεια του καυσίμου (D – distillate για τα πιο ελαφρά καύσιμα και R – residual για τα βαρέα)
 - Το 2^ο γράμμα προσδιορίζει ότι η χρήση του καυσίμου είναι για ναυτικές μηχανές (M – marine)
 - Το 3^ο 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 $50^\circ C$.

3.2.6 Μέσες πραγματικές πιέσεις

Η αδιαστατοποίηση της ροπής επιτυγχάνεται με την έννοια της μέσης πραγματικής πίεσης, που προκύπτει με διαίρεση του έργου που παράγεται ανά κύκλο με τον όγκο εμβολισμού (Σταματέλλος, 1994). Η παράμετρος αυτή χρησιμοποιείται συχνά ως “κανονικοποιημένη” μεταβλητή για να χαρακτηριστεί η αποδοτικότητα της μηχανής ανεξάρτητα από το μέγεθός της. Δύο χρήσιμες παράμετροι μέσης πραγματικής πίεσης είναι οι *imep* και *bmep*. Η ενδεικνύμενη μέση πραγματική πίεση (*imep*) είναι το καθαρό ανά μονάδα όγκου εμβολισμού του αερίου μόνο κατά τη διάρκεια των φάσεων της συμπίεσης και εκτόνωσης. Η μέση πραγματική πίεση πέδης (*bmep*) είναι το εξωτερικό έργο του άξονα της μηχανής ανά μονάδα όγκου. Απλουστεύοντας την κατάσταση θα μπορούσαμε να πούμε ότι η μέση πραγματική πίεση είναι το ο μέσος όρος των πιέσεων που έχει το ίδιο αποτέλεσμα με το ενδεικνύμενο ή το πραγματικό έργο το παραγόμενο από τη μηχανή (KIRKPATRICK, 2008). Οι καταπονήσεις που δέχονται τα στοιχεία του κινητήρα εξαρτώνται κυρίως από την *bmep*. Η ταχύτητα του εμβόλου και η μέγιστη πίεση καύσης επηρεάζονται αναλογικά με τις μεταβολές της *imep*.

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται η μέση πραγματική πίεση πέδης, η μέση ενδεικνύμενη πίεση και η μέση πίεση τριβών. Σύμφωνα με την MAN η τελευταία ποσότητα έχει παρατηρηθεί ότι είναι σταθερή και ίση με 0.1 MPa⁶.

Η μέση πραγματική πίεση πέδης σύμφωνα με την MAN υπολογίζεται από τον τύπο :

$$bmep = \frac{P_{brake}}{k_2 \times N \times n_c} \quad (3.9)$$

όπου

P_{brake} [kW]

$$k_2 = 13.09 \times Bore^2 \times Stroke = 6.545$$

N [rpm]

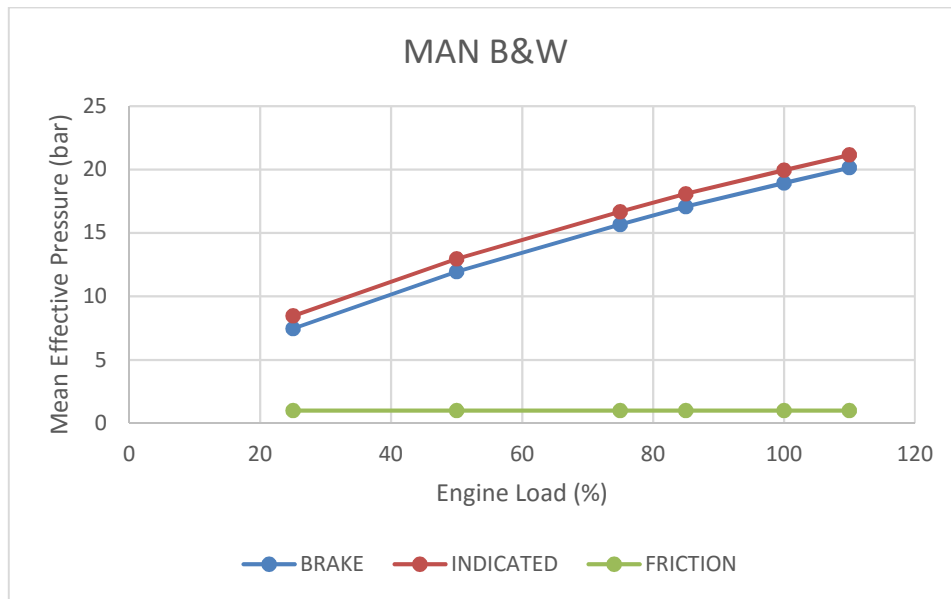
n_c = αριθμός κυλίνδρων

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση υπολογίζεται από τον τύπο :

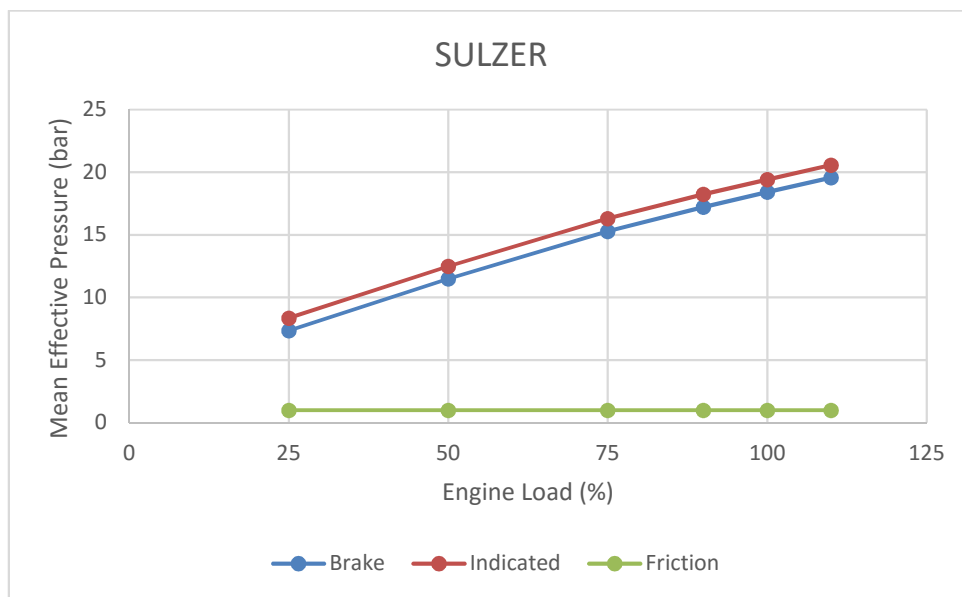
$$imep = fmep + bmep \quad (3.10)$$

Οι τιμές που υπολογίστηκαν στους παραπάνω τύπους μετατρέπονται σε bar.

⁶ INSTRUCTION BOOK, VOLUME 1, OPERATION & DATA, Appendix 2 - Pressure Measurements and Engine Power Calculations, page 131



Σχήμα 3.11 : Μέσες πραγματικές πιέσεις



Σχήμα 3.12 : Μέσες πραγματικές πιέσεις

Οι τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης για τα σημεία μέγιστης συνεχούς λειτουργίας της μηχανής (100%) είναι για την MAN 19 bar και για την SULZER 18.5 bar.

3.2.7 Ισχύς μηχανής – Νόμος της Έλικας

Η ισχύς της μηχανής αποτελεί ένα από τα σημαντικότερα μεγέθη που προσφέρει σημαντικές πληροφορίες για τα χαρακτηριστικά μεγέθη και τις λειτουργικές ποσότητες του κινητήρα. Στο ακόλουθο διάγραμμα απεικονίζεται η ισχύς πέδης και η ενδεικνύμενη ισχύς για κάθε σημείο λειτουργίας. Ορισμένες λειτουργικές ποσότητες που εξαρτώνται από την ισχύ πέδης είναι η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του κυλίνδρου, η θερμοκρασία σάρωσης και η πίεση συμπίεσης. Από τα διαγράμματα που δίνουν οι κατασκευαστές στα τεχνικά εγχειρίδια των μηχανών η εξάρτηση των παραπάνω ποσοτήτων από την ισχύ πέδης είναι γραμμική. Η ενδεικνύμενη ισχύς υπολογίζεται από τον τύπο :

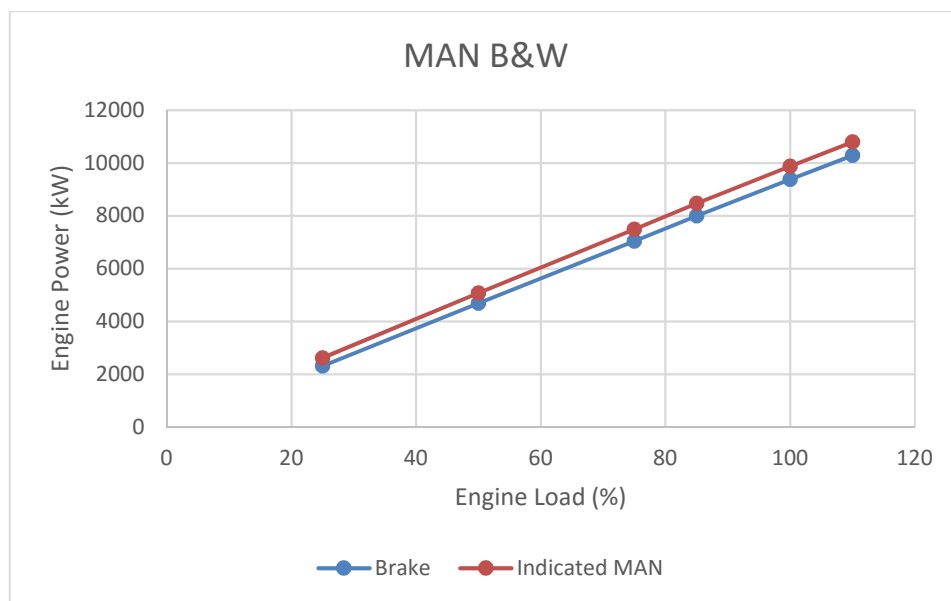
$$P_i = V_d \times N \times imep \quad (3.11)$$

Όπου

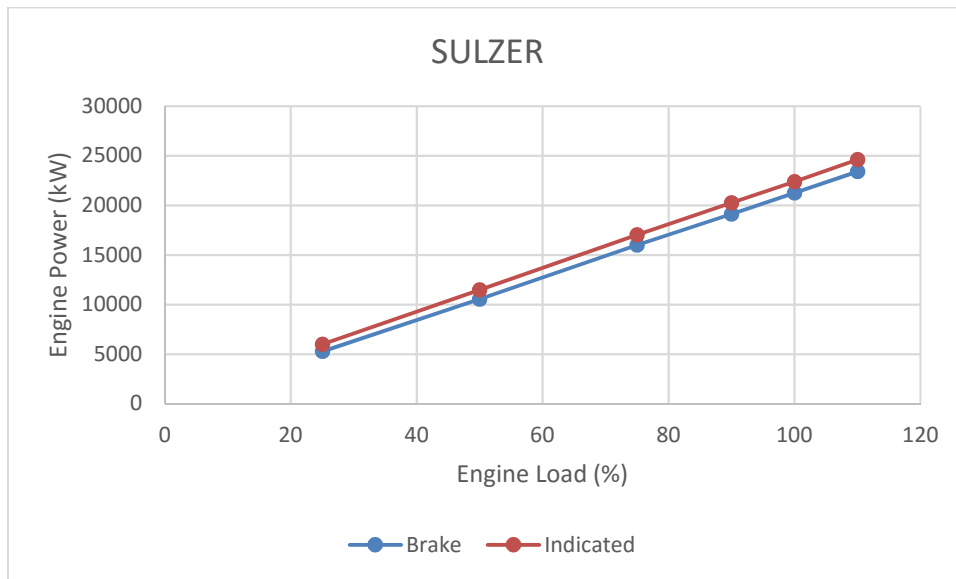
$N[s^{-1}]$

$V_d[m^3]$

$imep[MPa]$

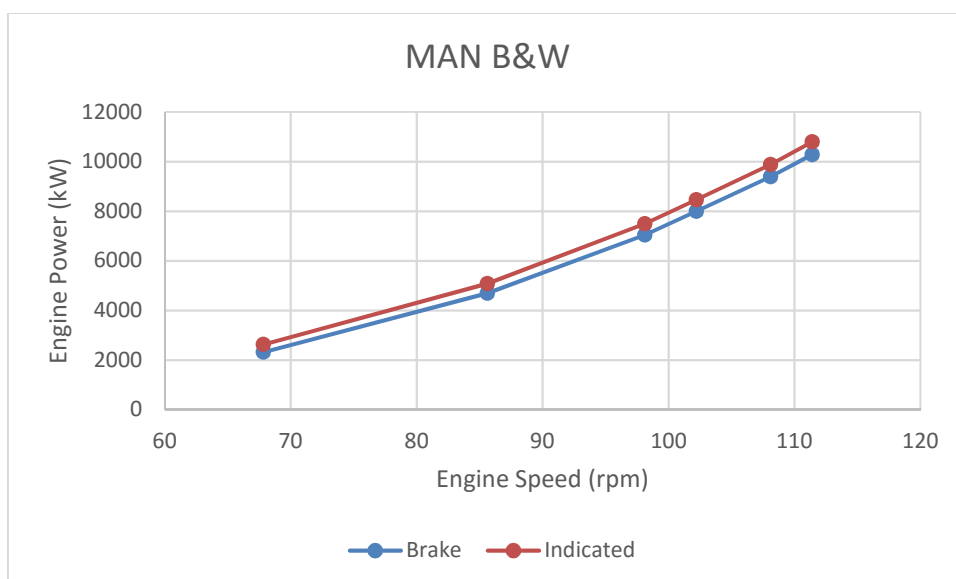


Σχήμα 3.13 : Ισχύς πέδης και ενδεικνύμενη ισχύς μηχανής

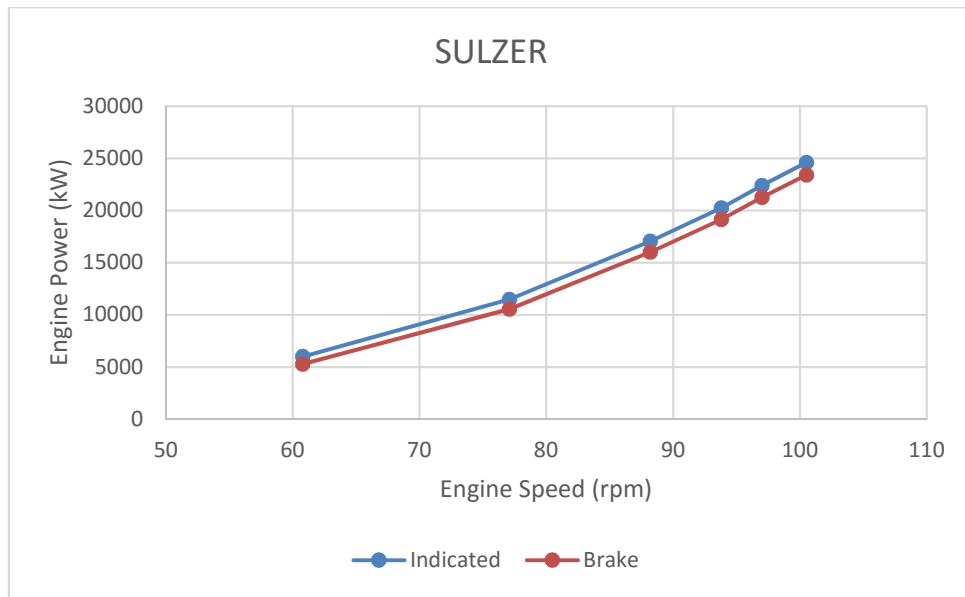


Σχήμα 3.14 : Ισχύς πέδης και ενδεικνύμενη ισχύς μηχανής

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται η ισχύς πέδης και η ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσει των στροφών του κινητήρα, δηλαδή ο νόμος της έλικας.



Σχήμα 3.15 : Νόμος της έλικας



Σχήμα 3.16 : Νόμος της έλικας

Όπως έχει αναφερθεί και παραπάνω ο νόμος της έλικας ακολουθεί την καμπύλη $P = c \times n^3$. Με προσαρμογή μιας εκθετικής συνάρτησης πάνω στις καμπύλες της ισχύος πέδης βρίσκω ότι :

$$P_{MAN} = 0.00896 \times n^{2.96} \quad (3.12)$$

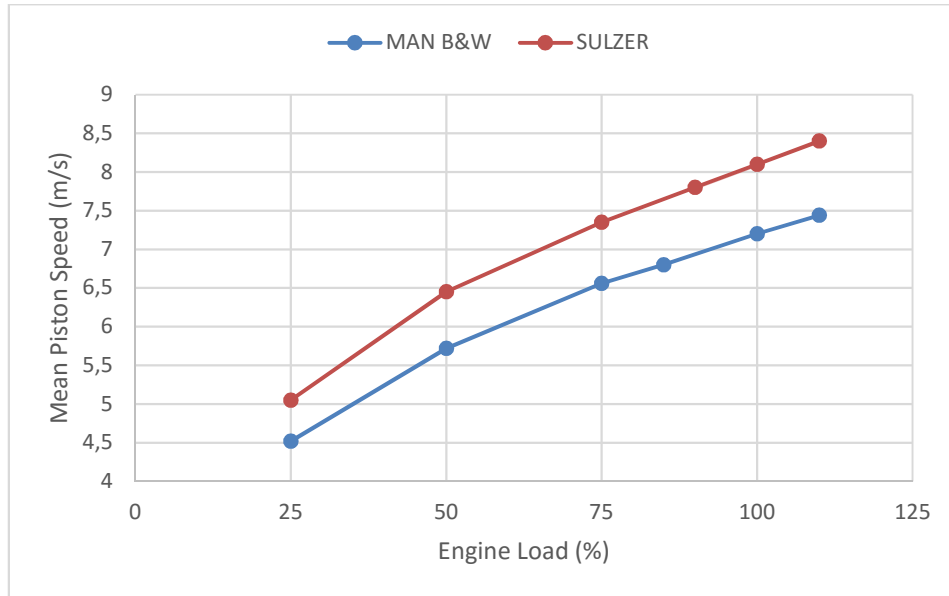
$$P_{SULZER} = 0.0255 \times n^{2.98} \quad (3.13)$$

Στις παραπάνω σχέσεις οι εκθέτες είναι με ικανοποιητική ακρίβεια ίσοι με 3, ενώ οι πολλαπλασιαστές διαφέρουν καθώς έχουμε να κάνουμε με διαφορετικά πλοία. Όπως είναι αναμενόμενο η ισχύς του κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερη από της MAN εξαιτίας των διαφορετικών απαιτήσεων σε ισχύ που έχουν τα δύο πλοία.

3.2.8 Μέση ταχύτητα εμβόλου

Η μέση ταχύτητα εμβόλου είναι μια σημαντική παράμετρος στο σχεδιασμό μιας μηχανής, γιατί οι σχετικές καταπονήσεις συσχετίζονται καλύτερα με την ταχύτητα του εμβόλου παρά με τις στροφές περιστροφής της μηχανής (KIRKPATRICK, 2008). Στα παρακάτω διαγράμματα φαίνεται η μέση ταχύτητα εμβόλου για τα έξι σημεία λειτουργίας των δύο κινητήρων. Το σημαντικό αυτό μέγεθος υπολογίζεται μέσω του τύπου :

$$\bar{S}_p = 2LN \quad (3.14)$$



Σχήμα 3.17 : Μέση ταχύτητα εμβόλου

Η εξάρτηση της μέσης ταχύτητας εμβόλου από τις στροφές του κινητήρα είναι σχεδόν γραμμική, επομένως αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου της μηχανής.

3.2.9 Μαζική παροχή αέρα

Για να πραγματοποιηθεί η καύση μέσα στον κύλινδρο της μηχανής απαιτείται η αντίδραση του καυσίμου (χημική ουσία) με το οξυγόνο. Το οξυγόνο που χρειαζόμαστε το λαμβάνουμε μέσω του ατμοσφαιρικού αέρα κατά τη φάση της εισαγωγής. Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η μαζική παροχή του αέρα για τις δύο μηχανές. Για τον υπολογισμό της θα χρησιμοποιηθεί η γνωστή σχέση του βαθμού πλήρωσης :

$$\eta_v = \frac{n_R \times \dot{m}_{air}}{\rho_{scav} \times V_H \times N} \Rightarrow$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{N \times \eta_v \times \rho_{scav} \times V_H}{n_R} \quad (3.15)$$

όπου

N = στροφές του κινητήρα σε s^{-1}

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

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

$$\rho_{scav} = \frac{P_{scav}}{RT_{scav}} \quad (3.16)$$

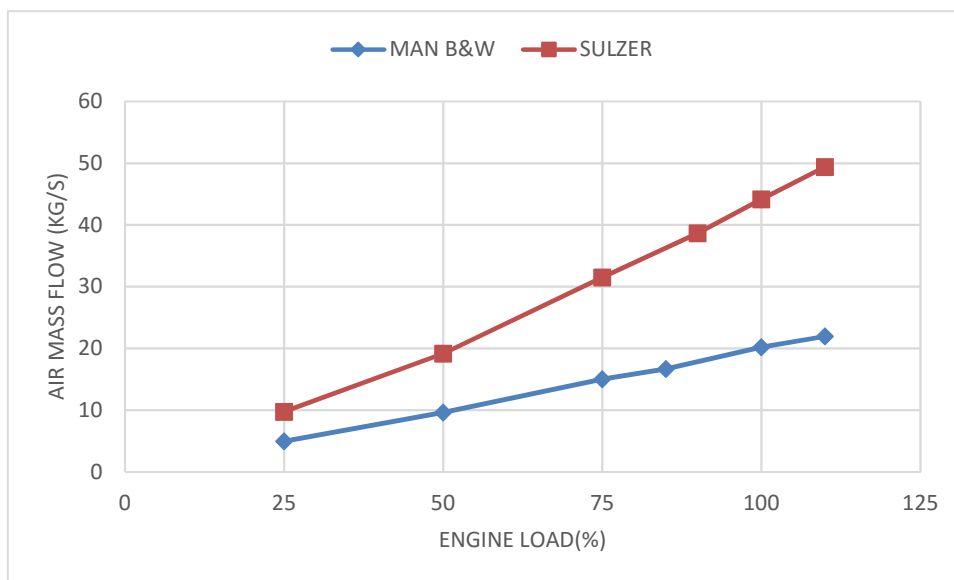
η_v = ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης του κινητήρα (υποτέθηκε ίσος με 0,90)

$V_H = zV_d$, ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα (z = αριθμός κυλίνδρων)

Επειδή 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. Άρα η τελική παροχή αέρα σάρωσης είναι :

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{m}_{air}}{1-\eta_{απόπλυσης}} \quad (3.17)$$



Σχήμα 3.18 : Μαζική παροχή αέρα

Παρατηρώ ότι η μαζική παροχή του αέρα για τη μηχανή SULZER είναι σχεδόν διπλάσια σε κάθε φορτίο από τη μηχανή της MAN. Το γεγονός αυτό οφείλεται στους δύο στροβιλοϋπερπληρωτές που έχει η πρώτη για την παροχή αέρα στη μηχανή που είναι ίδιου τύπου με της MAN. Η μάζα που εισέρχεται στους κυλίνδρους των δύο κινητήρων είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από τη μάζα που χωράει ο κύλινδρος σε ατμοσφαιρική πίεση.

3.2.10 Κατανάλωση καυσίμου

Η κατανάλωση καυσίμου αποτελεί ένα ιδιαίτερα σημαντικό μέγεθος για τον μηχανικό, καθώς δείχνει το ρυθμό κατανάλωσης καυσίμου της μηχανής. Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται οι ρυθμοί κατανάλωσης του καυσίμου για τις δύο μηχανές. Όπως είναι αναμενόμενο η μηχανή που παράγει την μεγαλύτερη ισχύ, έχει και την υψηλότερη κατανάλωση καυσίμου. Η παροχή του καυσίμου υπολογίζεται από τη σχέση :

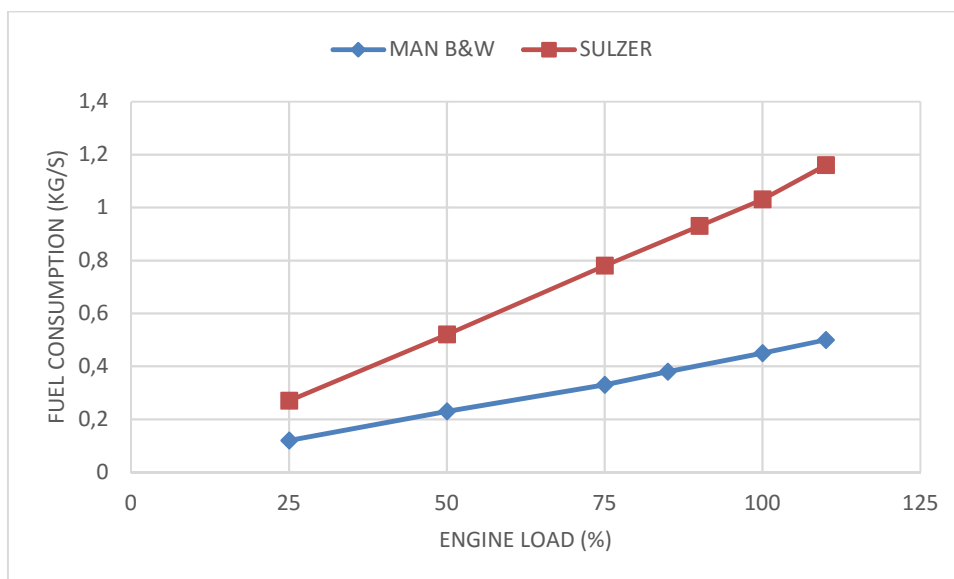
$$\dot{m}_{fuel} = P_{brake} \times SFOC \quad (3.18)$$

όπου

P_{brake} [kW]

$SFOC$ [g/kWh]

\dot{m}_{fuel} [kg/s]



Σχήμα 3.19 : Κατανάλωση καυσίμου

Όπως φαίνεται η κατανάλωση του καυσίμου εξαρτάται γραμμικά από το φορτίο της μηχανής.

3.2.11 Λόγος αέρα – καυσίμου

Ορίζουμε ως *λόγος αέρα / καυσίμου* το λόγο της μάζας του αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο της μηχανής σε κάθε κύκλο προς τη μάζα του εισερχόμενου καυσίμου ανά κύκλο λειτουργίας.

$$A/F = \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_f} \quad (3.19)$$

όπου \dot{m}_a και \dot{m}_f οι μάζες του αέρα και του καυσίμου αντίστοιχα, που εισέρχονται στον κύλινδρο ανά κύκλο λειτουργίας.

Ονομάζουμε *στοιχειομετρικό λόγο αέρα / καυσίμου* το λόγο των μαζών που αντιστοιχεί σε πλήρη καύση του καυσίμου χωρίς περίσσεια οξυγόνου. Για τον υπολογισμό του στοιχειομετρικού λόγου αέρα καυσίμου χρησιμοποιείται ο τύπος :

$$(A/F)_s = \frac{34,56(4+y)}{12,011+1,008y} \quad (3.20)$$

όπου y ο λόγος των ατόμων υδρογόνου προς άνθρακα στο χημικό στοιχείο του καυσίμου.

Τα πετρέλαια που χρησιμοποιήθηκαν κατά τις εργοστασιακές δοκιμές και τις δοκιμές θαλάσσης είναι δύο ειδών το Marine Diesel Oil⁷ και το Heavy Fuel Oil⁸. Τα κυρίαρχα είδη υδρογονανθράκων που περιέχονται στο Marine Diesel Oil είναι τα αλκάνια (παραφίνες) που

⁷ ISO 8217, CIMAC no. 21, British Standard MA 100 Class M2, ASTM Classification of Diesel fuel oil D975 grade No. 4-D, or similar; may be used. If deviating qualities are applied, the engine must be prepared for this.

⁸ Most commercially available fuel oils with a viscosity below 700cSt. at 50°C can be used. For guidance on purchase, reference is made to ISO 8217, BS6843 and CIMAC no. 21. From these, the maximum accepted grades are RMH 700 and RMK 700.

περιέχονται σε ποσοστό 30%⁹ με χημικό τύπο C_nH_{2n+2} , τα κυκλικά αλκάνια (naphthenes) σε ποσοστό 45%¹¹ με χ.τ. C_nH_{2n} και οι αρωματικές ενώσεις σε ποσοστό 25%¹¹ με χ.τ. C_nH_{2n-6} . Ο αριθμός ατόμων άνθρακα (n) που περιλαμβάνεται στο MDO είναι από 14 έως 20, ενώ το HFO από 20 και πάνω (Κλιάνης, Νικολός, & Σιδέρης, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, 2010). Ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα καυσίμου τελικά προκύπτει 14.7 για το MDO και 14.75 για το HFO. Ο τύπος που χρησιμοποιήθηκε είναι :

$$\left(\frac{A}{F}\right)_s = 0.3 \times \sum_{n=k}^l \frac{34,56(4 + y_1)}{12,011 + 1,008y_1} + 0.45 \times \sum_{n=k}^l \frac{34,56(4 + y_2)}{12,011 + 1,008y_2} + 0.25 \times \sum_{n=k}^l \frac{34,56(4 + y_3)}{12,011 + 1,008y_3} \quad (3.21)$$

όπου

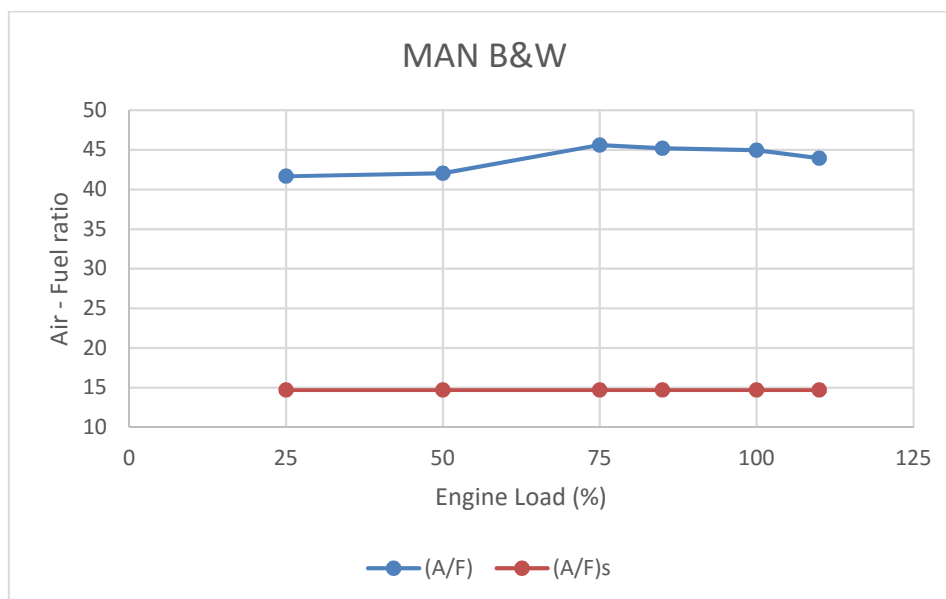
$$y_1 = \frac{2n + 2}{n}, y_2 = \frac{2n}{n}, y_3 = \frac{2n - 6}{n}$$

Για το MDO θέτω $k = 14$ και $l = 20$ ενώ για το HFO θέτω $k = 20$ και $l = 69$.

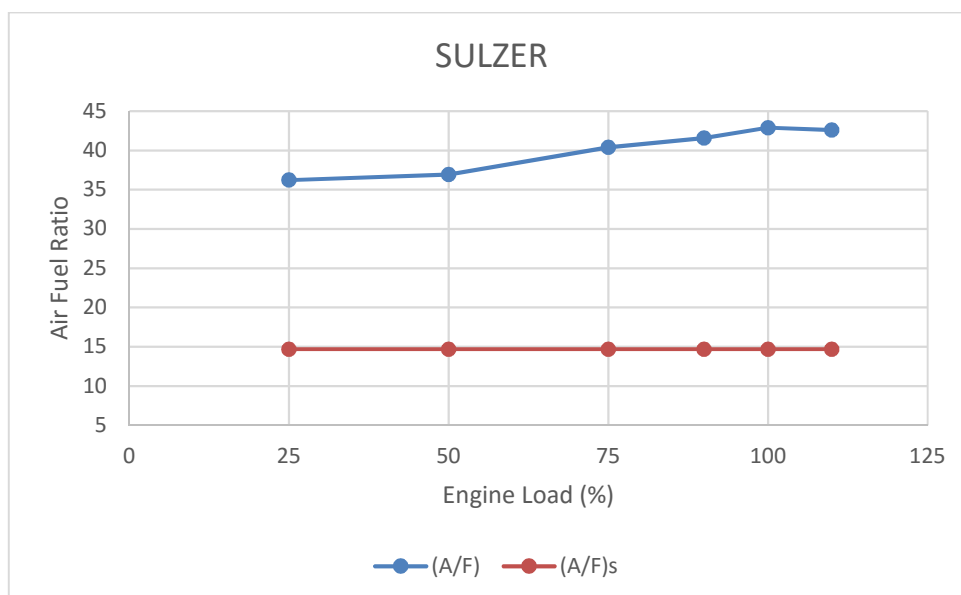
Η αυξομείωση της ισχύος (έργου) ενός κινητήρα Diesel είναι ποιοτική και γίνεται μέσω της μεταβολής του λόγου αέρα/καυσίμου, επιδρώντας κατάλληλα στην αντλία πετρελαίου. Για κάθε σημείο λειτουργίας (δεδομένες στροφές) η ποσότητα του αέρα είναι σταθερή ενώ μεταβάλλεται η ποσότητα του εγγυόμενου πετρελαίου, προκαλώντας μεταβολή στο λόγο αέρα/καυσίμου. Θετικό χαρακτηριστικό του πετρελαιοκινητήρα είναι ότι δεν απαιτείται συγκεκριμένη σύνθεση του μείγματος. Ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει και με πολύ φτωχά μείγματα, γιατί οι εστίες της φλόγας είναι σε πολλαπλά σημεία λόγω της αυταναφλέξεως.

Στα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζονται οι λόγοι αέρα – καυσίμου για τις δύο μηχανές.

⁹ Herbert Curl, Jr., Kevin O' Donnell, CHEMICAL AND PHYSICAL PROPERTIES OF REFINED PETROLEUM PRODUCTS, Marine Ecosystems analysis Program, Colorado, October 1977



Σχήμα 3.20 : Λόγος αέρα - καυσίμου



Σχήμα 3.21 : Λόγος αέρα - καυσίμου

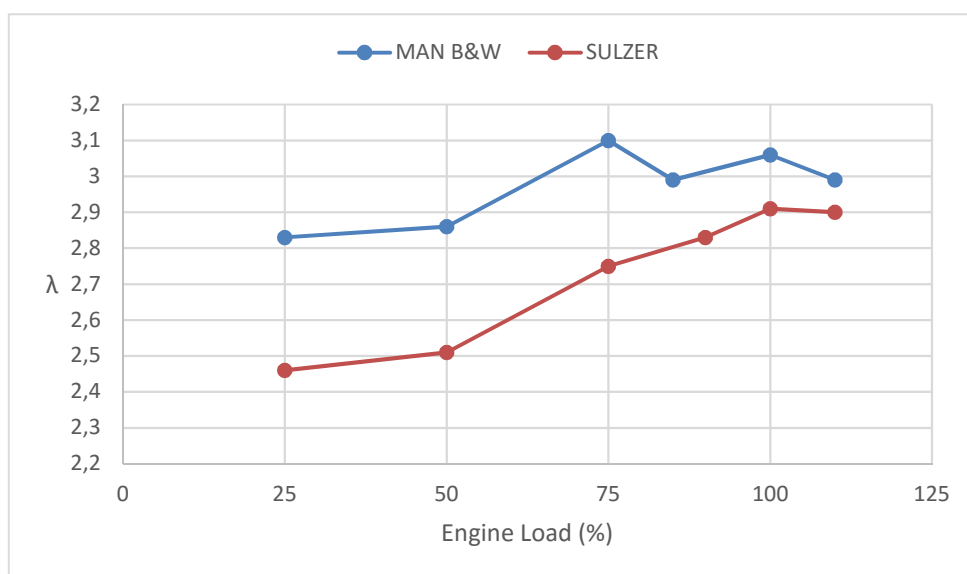
Ο λόγος αέρα / καυσίμου για την MAN παρουσιάζει αυξητική πορεία μέχρι το 75% του φορτίου, όπου και εμφανίζει τη μέγιστη τιμή του (45.6) και έπειτα πέφτει μέχρι την τιμή 43.9. Για την SULZER η τιμή του λόγου αυξάνεται για όλα τα φορτία μέχρι το 100%, όπου και παίρνει τιμή 42.9. Στο 110% μειώνεται και παίρνει την τιμή 42.6.

3.2.12 Λόγος αέρα λ

Η σύσταση των καυσαερίων συνδέεται άμεσα με το πόσο απομακρυνόμαστε από τη στοιχειομετρική καύση. Για το λόγο αυτό ορίζεται ο σχετικός λόγος ισοδυναμίας ως το πηλίκο του πραγματικού προς το στοιχειομετρικό λόγο αέρα καυσίμου.

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται ο πραγματικός λόγος αέρα καυσίμου προς τον στοιχειομετρικό. Παρατηρώ ότι οι συντελεστές σχετικής ισοδυναμίας των δύο μηχανών κινούνται στο εύρος που ορίζει η θεωρία για δίχρονους αργόστροφους κινητήρες το οποίο

είναι 2.5 – 4. Επιπλέον οι δίχρονοι ναυτικοί κινητήρες είναι σχεδιασμένοι να λειτουργούν σε φτωχά μίγματα ($\lambda > 1$). Ο λόγος αέρα αυξάνεται συνεχώς στους ναυτικούς κινητήρες, διότι με συνεχή αύξηση του αέρα μέσα στο κύλινδρο μειώνονται οι θερμικές τάσεις που ασκούνται λόγω των μεγάλων μεταβολών θερμοκρασίας.



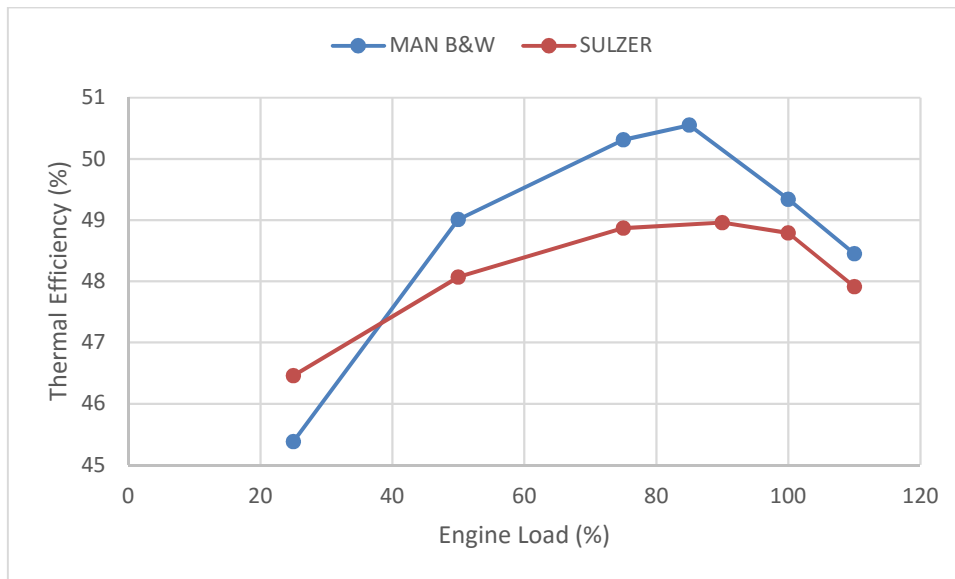
Σχήμα 3.22 : Λόγος αέρα λ

3.2.13 Θερμικός βαθμός απόδοσης

Μία από τις πιο σημαντικές ποσότητες που μας πληροφορεί για το ποσοστό του καυσίμου που μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο στον άξονα του κινητήρα είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης. Για τον υπολογισμό του θα χρησιμοποιήσουμε τον δεύτερο νόμο της θερμοδυναμικής (εξεργειακή απόδοση). Ο ορισμός της εξεργειακής απόδοσης, είναι ο λόγος του καθαρού έργου προς το μέγιστο δυνατό έργο. Στον υπολογισμό της χρησιμοποιήθηκαν οι πραγματικές τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου, όπως αυτές προέκυψαν από τις μετρήσεις.

$$\eta_f = \frac{P_{brake}}{\dot{m}_f \times LCV} = \frac{1}{SFOC \times LCV} \quad (3.22)$$

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η εν λόγω ποσότητα για τα εξεταζόμενα σημεία λειτουργίας. Αμφότερες οι μηχανές έχουν πολύ ικανοποιητικούς βαθμούς απόδοσης σε όλα τα σημεία λειτουργίας τους. Η μέγιστη τιμή για την MAN είναι 50% στο 85% του φορτίου της μηχανής και για την SULZER 49% στο 90% του φορτίου.



Σχήμα 3.23 : Θερμικός βαθμός απόδοσης

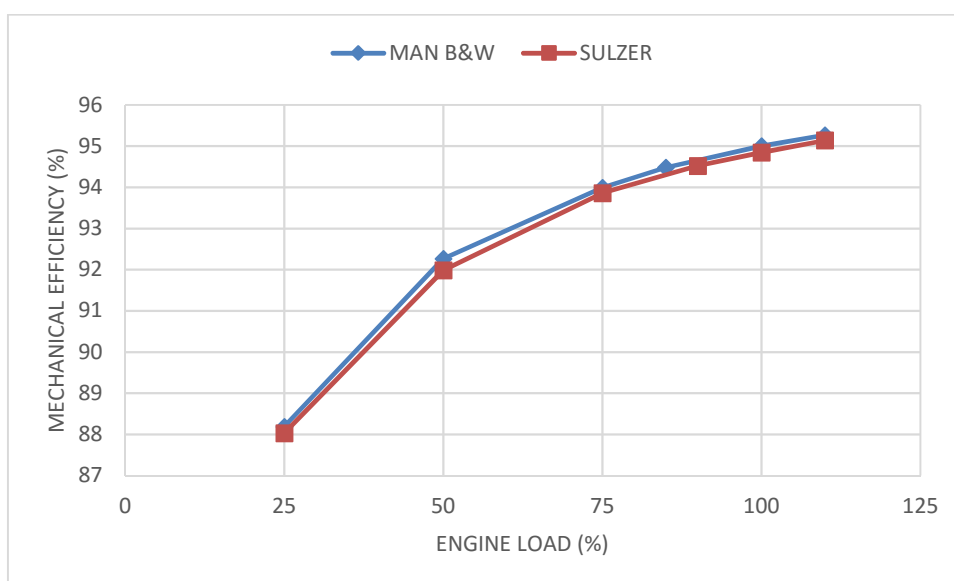
3.2.14 Μηχανικός βαθμός απόδοσης

Ένα μέρος της ενδεικνύμενης ισχύος του κινητήρα δαπανάται για να υπερνικηθούν οι τριβές στα έδρανα, στα ελατήρια των εμβόλων και σε άλλα μηχανικά εξαρτήματα του κινητήρα καθώς και για την κίνηση των βοηθητικών εξαρτημάτων του κινητήρα (αντλία λαδιού, αντλία νερού, εκκεντροφόρος, κ.λ.π.). Το σύνολο των απαιτήσεων αυτών ομαδοποιούνται υπό τον όρο ισχύς τριβών. Οπότε ισχύει :

$$P_i = P_b + P_f$$

Στο παρακάτω διάγραμμα έχει υπολογισθεί ο μηχανικός βαθμός απόδοσης ο οποίος ορίζεται ως ο λόγος της ισχύος πέδης προς την ενδεικνύμενη ισχύ.

$$\eta_m = \frac{P_b}{P_i} = 1 - \frac{P_f}{P_i} \quad (3.23)$$



Σχήμα 3.24 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης

Σε αμφότερους τους κινητήρες για όλα τα σημεία λειτουργίας παρατηρώ ότι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι υψηλός. Από αυτό συμπεραίνω ότι οι μηχανικές απώλειες είναι ιδιαίτερα μικρές. Εξαιρέση αποτελεί το 25%, στο οποίο η λίπανση των μηχανικών μερών του κινητήρα δεν είναι επαρκής.

3.2.15 Ενεργειακό ισοζύγιο μηχανής

Το ενεργειακό ισοζύγιο ενός κινητήρα καταστρώνεται για ορισμένη κατάσταση λειτουργίας και συνίσταται στην καταγραφή όλων των ποσών ενέργειας τα οποία διέρχονται από τα όρια ενός νοητού όγκου ελέγχου που περιβάλλει τον κινητήρα. Όπως θα διαπιστωθεί και από τις παρακάτω εξισώσεις το ενεργειακό ισοζύγιο είναι χωρισμένο σε τέσσερα τμήματα. Στο ωφέλιμο έργο που λαμβάνουμε από τη μηχανή, στην ισχύ των καυσαερίων, στις απώλειες εξαιτίας των τριβών και τέλος στις απώλειες ψύξης στα εξαρτήματα του κινητήρα. Απώλειες λόγω συναγωγής και ακτινοβολίας δεν λαμβάνονται υπόψη.

Για το ενεργειακό ισοζύγιο έχουν υπολογιστεί οι ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση για τον αέρα και τα καυσαέρια¹⁰. Οι τιμές τους παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα :

Πίνακας 3.4 : Ειδικές θερμοχωρητικότητες αέρα και καυσαερίων

Φορτίο Μηχανής (%)	MAN B&W		SULZER	
	$C_{p\ air}$	$C_{p\ exhaust}$	$C_{p\ air}$	$C_{p\ exhaust}$
25	1.0062	1.01406	1.0076	1.0165
50	1.00623	1.01397	1.0079	1.0174
75	1.0062	1.0132	1.0082	1.0153
85	1.00627	1.0133	1.0076	1.0155
100	1.00629	1.0142	1.0076	1.0158
110	1.0063	1.0154	1.0079	1.0165

$$Q_f = P_{brake} + P_{friction} + Q_{exhaust} + Q_{cooling} \quad (3.24)$$

όπου

$$Q_f = \dot{m}_{air} \times LCV, LCV = 42200 \text{ kJ/kg}$$

$$P_{friction} = f_{mep} V_H N$$

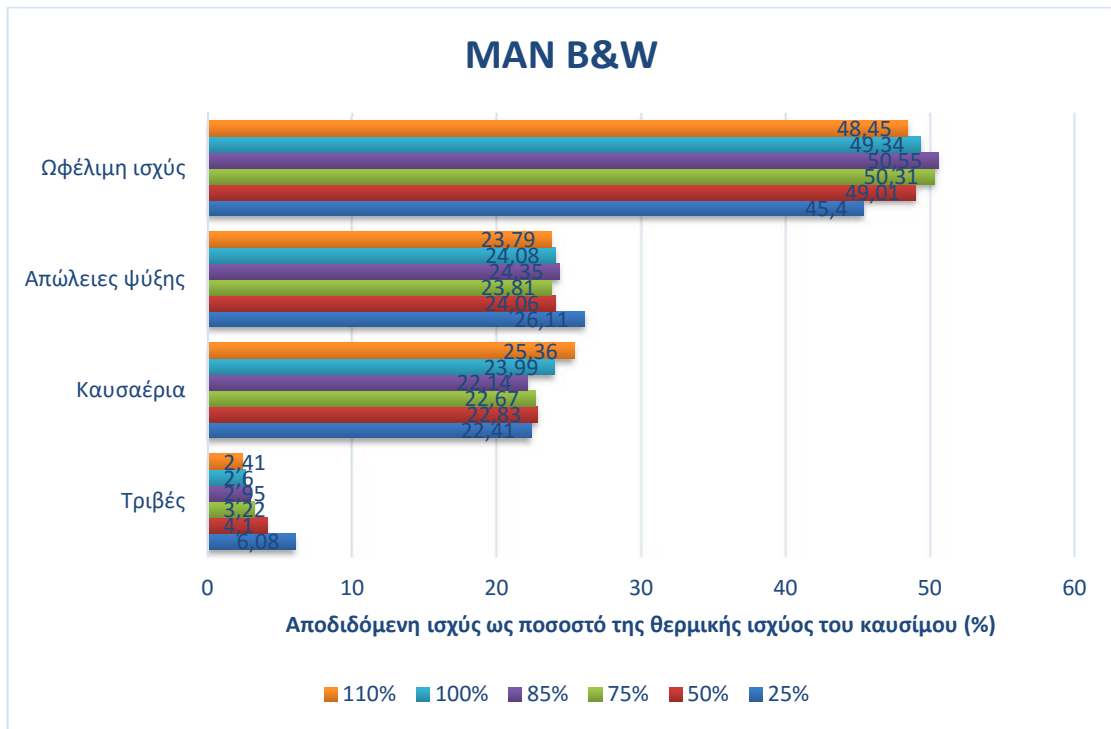
$$Q_{exh} = (\dot{m}_{air} + \dot{m}_{fuel}) \times c_{p\ exh} \times (T_{exh} - T_{in}), \quad T_{exh} = T_{out\ turb}$$

$$Q_{cool} = Q_f - P_{shaft} - P_{friction} - Q_{exh}$$

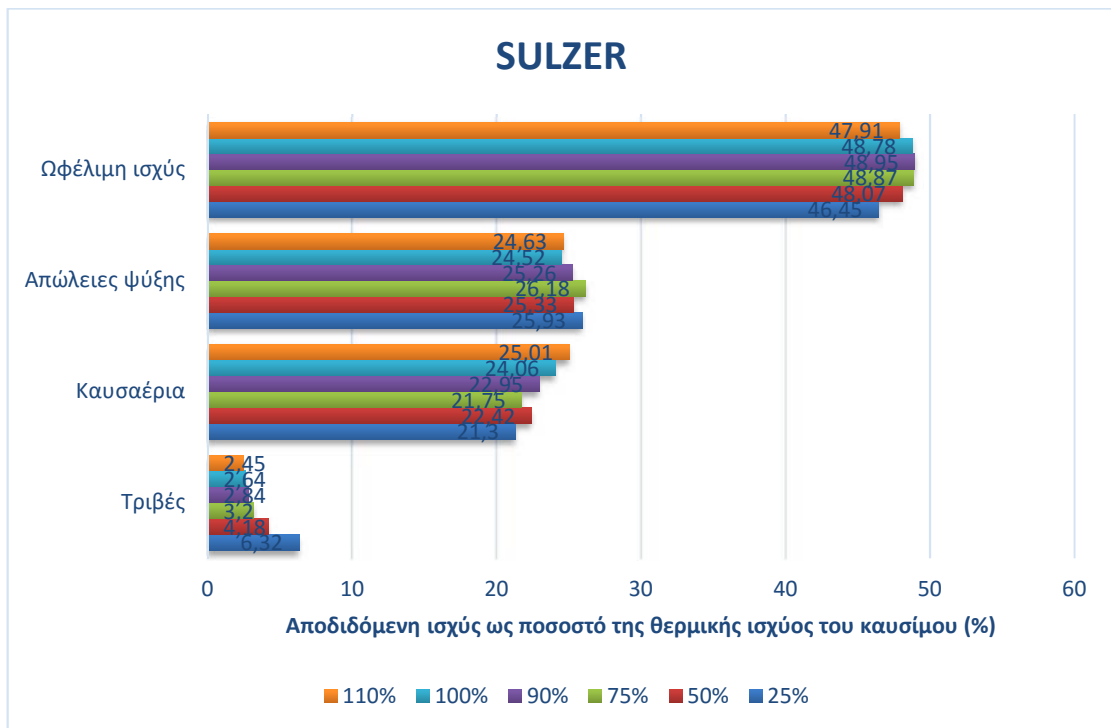
Όλες οι ροές ενέργειας κανονικοποιούνται ως προς τη ροή καυσίμου Q_f .

Τα ενεργειακά ισοζύγια για τα έξι σημεία λειτουργίας συνοψίζονται στα παρακάτω διαγράμματα :

¹⁰ Για τον υπολογισμό χρησιμοποιήθηκε ο πίνακας τιμών για αέρα πίεσης 1 bar , Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, VDI-Wärmeatlas 10. Auflage 2006



Σχήμα 3.25 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για την μηχανή MAN B&W



Σχήμα 3.26 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για τη μηχανή SULZER

Παρατηρώ ότι η θερμότητα που εκλύεται λόγω των τριβών που αναπτύσσονται μεταξύ των μηχανικών μερών του κινητήρα μειώνεται από περίπου 6% έως 2.4% για αμφότερες τις μηχανές. Καθώς αυξάνει η ισχύς του κινητήρα αυξάνεται και η ροή του λιπαντικού, το οποίο σημαίνει καλύτερη λίπανση των μηχανικών μερών και άρα ασθενέστερες τριβές. Η

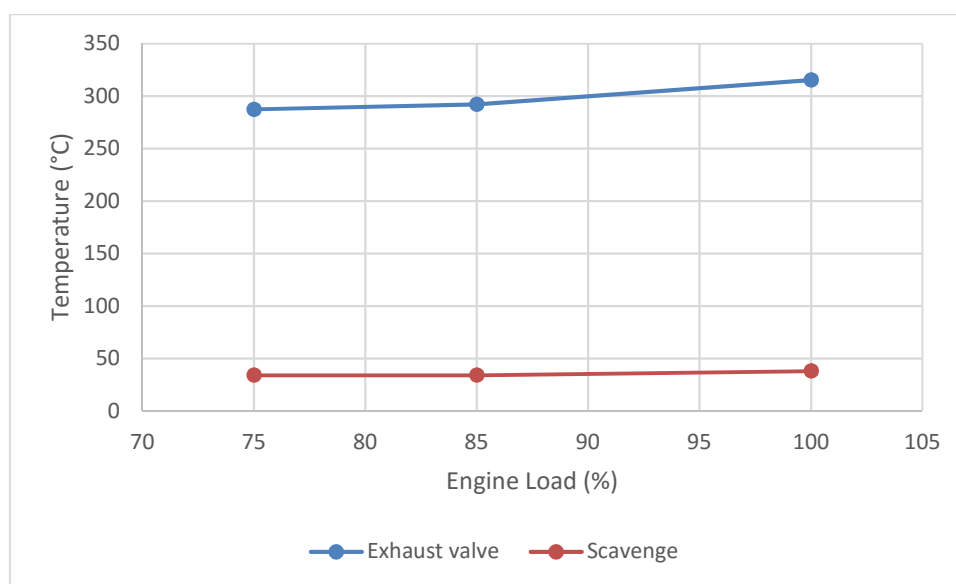
θερμότητα που έχουν τα καυσαέρια αποτελεί ένα ποσοστό της τάξης του 22% με 25.5% της θερμικής ισχύος του καυσίμου για την μηχανή της MAN και 21.3% με 25% για τη μηχανή SULZER, το οποίο είναι αναμενόμενο. Οι απώλειες λόγω της ψύξης του κινητήρα κυμαίνονται για τα έξι σημεία λειτουργίας μεταξύ 23.8 έως 26% για την μηχανή MAN και μεταξύ 24.5% έως 26.2% για την μηχανή SULZER. Η ωφέλιμη ισχύς κυμαίνεται από 46.4% έως 50.6% για τον κινητήρα της MAN και από 46.5% έως 49% για τον κινητήρα της SULZER. Τα ποσοστά αυτά δείχνουν στην πράξη τα οφέλη που έχει η στροβιλοϋπερπλήρωση για τους δίχρονους κινητήρες. Τα ποσοστά που εμφανίζονται σε όλα τα σημεία λειτουργίας είναι στο εύρος που ορίζουν τα τεχνικά εγχειρίδια των κατασκευαστών (Λάζαρος Χ. Κλιάνης 2010), αλλά και η εμπειρία των μηχανικών των πλοίων.

3.3 Μετρήσεις κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Στην παρούσα ενότητα παρουσιάζονται τα δεδομένα από τις μετρήσεις που έγιναν στη θάλασσα με όλο τον ηλεκτρομηχανολογικό εξοπλισμό σε λειτουργία, καθώς επίσης και οι ποσότητες που υπολογίστηκαν με βάση αυτά τα δεδομένα. Δυστυχώς, τα στοιχεία που διαθέτουμε αφορούν μόνο τη μηχανή της MAN.

3.3.1 Θερμοκρασία αέρα σάρωσης και εξόδου καυσαερίων από τον κύλινδρο

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνονται οι διορθωμένες κατά MAN τιμές των θερμοκρασιών εισόδου του αέρα στους κυλίνδρους της μηχανής και εξόδου των καυσαερίων από τους κυλίνδρους. Η θερμοκρασία εξόδου από τους κυλίνδρους διορθώθηκε σύμφωνα με τον τύπο που αναφέρθηκε παραπάνω.

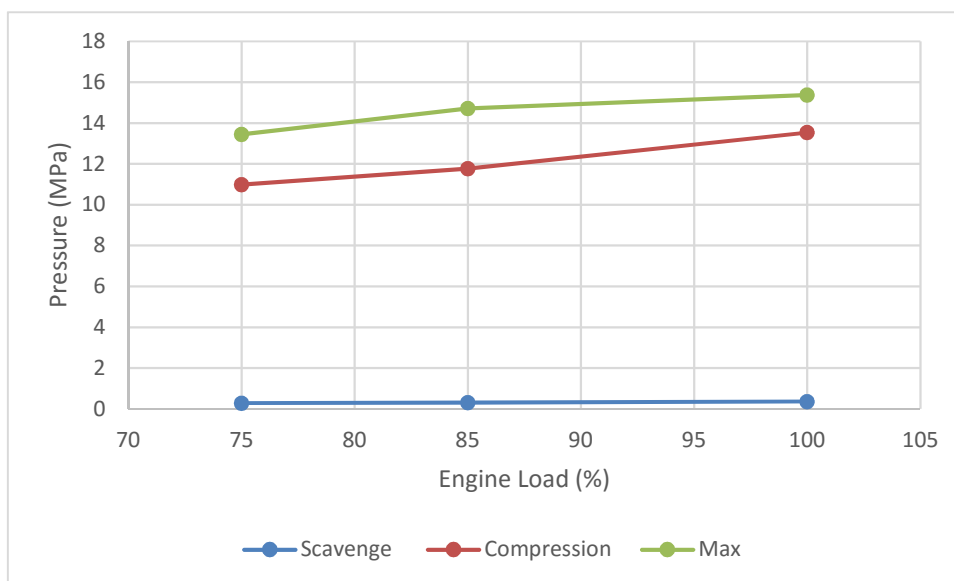


Σχήμα 3.27 : Θερμοκρασίες στην πολλαπλή εισαγωγής και εξαγωγής

Η θερμοκρασία του αέρα σάρωσης κυμαίνεται στα όρια τα οποία ορίζουν οι κατασκευαστές για τις μηχανές τους (25 - 47°C). Ομοίως και η θερμοκρασία των καυσαερίων δεν υπερβαίνει τα όρια που έχει θέσει ο κατασκευαστής (100 - 500°C).

3.3.2 Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής

Η πίεση αέρα απόπλυσης (scavenge air pressure), συμπίεσης (compression pressure) και η μέγιστη πίεση (firing pressure ή maximum pressure) διορθώθηκαν σύμφωνα με τους τύπους της MAN.

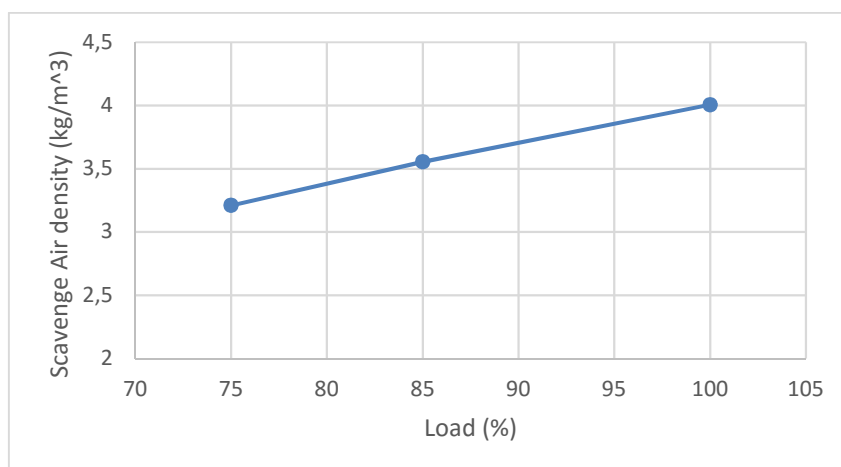


Σχήμα 3.28 : Πιέσεις στον κύλινδρο της μηχανής

Για την πίεση σάρωσης τα τεχνικά εγχειρίδια ορίζουν ότι πρέπει να είναι μέχρι 3.65 bar (0.365 MPa). Παρατηρώ ότι και στα δύο διαγράμματα ικανοποιείται αυτός ο περιορισμός. Για την πίεση συμπίεσης και τη μέγιστη πίεση καύσης ο κατασκευαστής δίνει περιορισμό η διαφορά τους να μην υπερβαίνει τα 45 bar (4.5 MPa) το οποίο ισχύει για όλα τα σημεία λειτουργίας.

3.3.3 Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)

Η πυκνότητα του αέρα σάρωσης για τα τρία σημεία λειτουργίας φαίνεται στο παρακάτω διάγραμμα. Ο τύπος υπολογισμού έχει δοθεί στην ενότητα 3.2.4.



Σχήμα 3.29 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)

Η πυκνότητα αυξάνεται για όλα τα σημεία λειτουργίας όπως είναι αναμενόμενο.

3.3.4 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Στο διάγραμμα που ακολουθεί παρουσιάζεται η διορθωμένη τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κατά ISO, χρησιμοποιώντας στις σχέσεις διόρθωσης θερμογόνου δύναμη $LCV = 40750$. Οι σχέσεις για τη διόρθωση αυτής της ποσότητας δόθηκαν στην ενότητα 3.2.3.

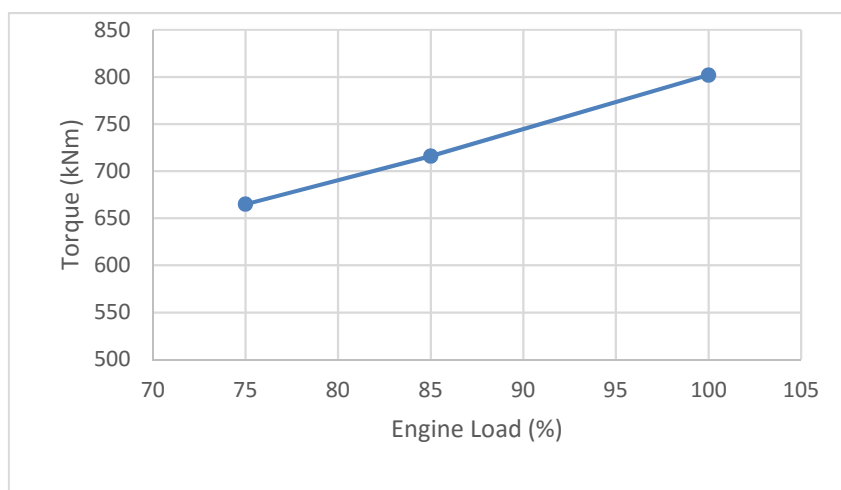


Σχήμα 3.30 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Παρατηρούμε ότι η παραπάνω καμπύλη παρουσιάζει ελάχιστο στο 75% του φορτίου για τους δύο κινητήρες.

3.3.5 Ροπή μηχανής

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η ροπή που αναπτύσσει ο κινητήρας για τα τρία σημεία λειτουργίας. Η ροπή αυξάνεται γραμμικά με το φορτίο του κινητήρα.

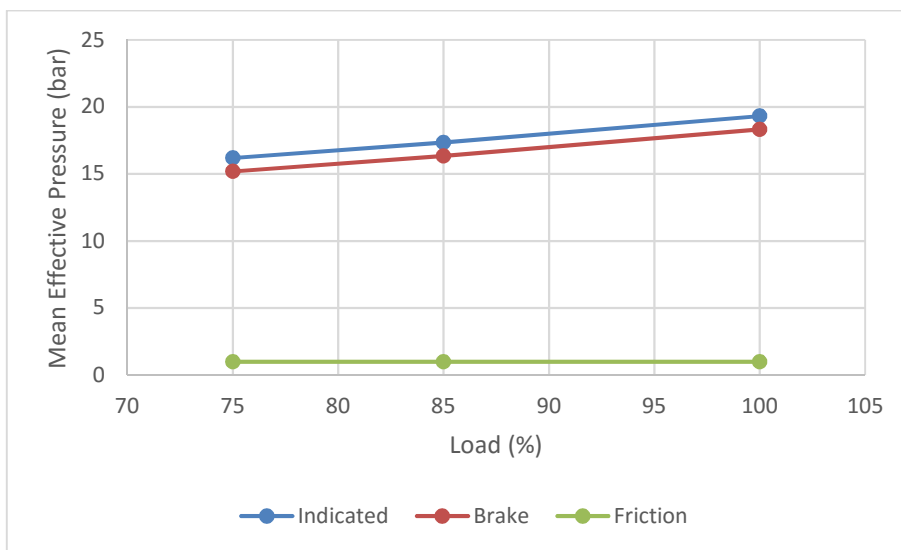


Σχήμα 3.31 : Ροπή μηχανής

3.3.6 Μέσες πραγματικές πιέσεις

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται η μέση πραγματική πίεση, η μέση ενδεικνύμενη πίεση και η μέση πίεση τριβών. Η τελευταία θεωρείται σταθερή και ίση με 0.1 MPa σύμφωνα

με το τεχνικό εγχειρίδιο της MAN. Οι τύποι για τον υπολογισμό τους δόθηκαν στην ενότητα 3.2.6.

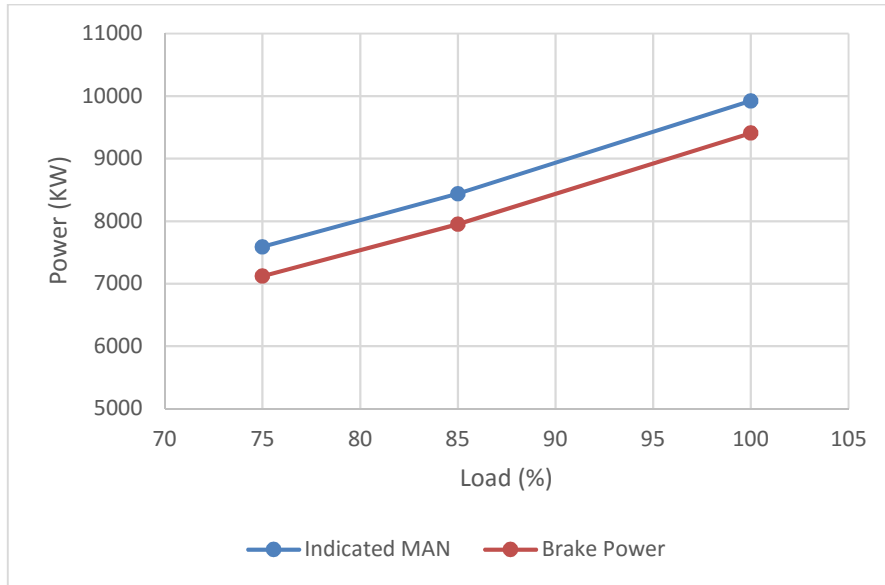


Σχήμα 3.32 : Μέσες πραγματικές πιέσεις

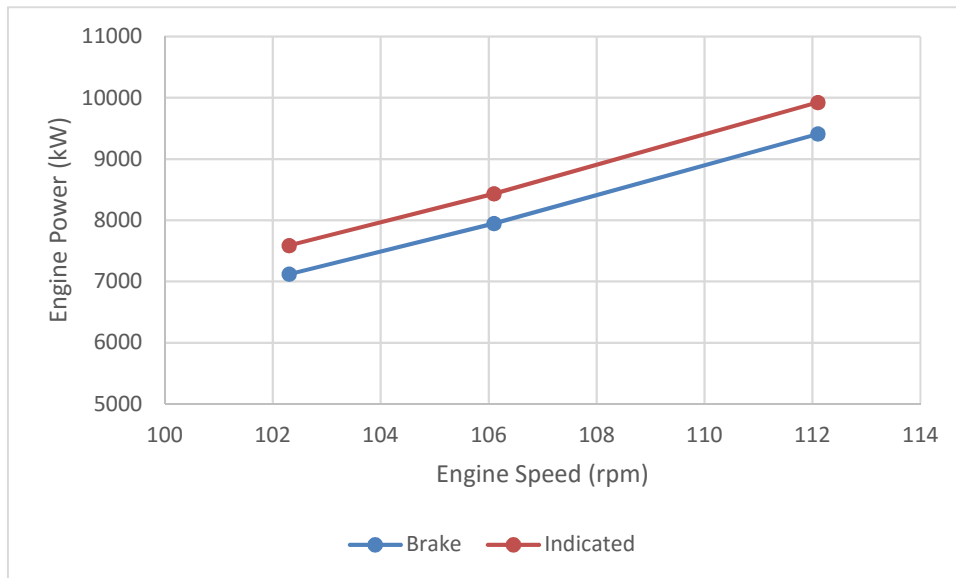
Η μέση ενδεικνύμενη πίεση είναι 18.3 bar στο σημείο συνεχούς λειτουργίας της μηχανής.

3.3.7 Ισχύς μηχανής – Νόμος της Έλικας

Στα ακόλουθα διαγράμματα απεικονίζεται η καμπύλη της ισχύς συναρτήσει του φορτίου αλλά και των στροφών της μηχανής. Ο τύπος υπολογισμού της ενδεικνύμενης ισχύος δόθηκε στην ενότητα 3.2.7.



Σχήμα 3.33 : Ισχύς μηχανής



Σχήμα 3.34 : Νόμος της Έλικας

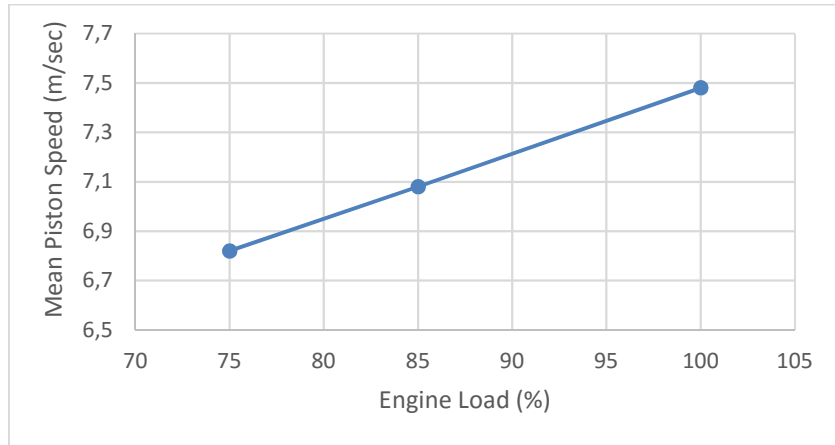
Η συνάρτηση που προσαρμόζεται στην παραπάνω καμπύλη είναι :

$$P = 0.0053 \times n^{3.05}$$

Παρατηρώ ότι η εξίσωση αυτή ικανοποιεί την γενική μορφή που δίνει η θεωρία.

3.3.8 Μέση ταχύτητα εμβόλου

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται η μέση ταχύτητα εμβόλου για τα τρία σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Ο τύπος υπολογισμού δόθηκε στην ενότητα 3.2.7.

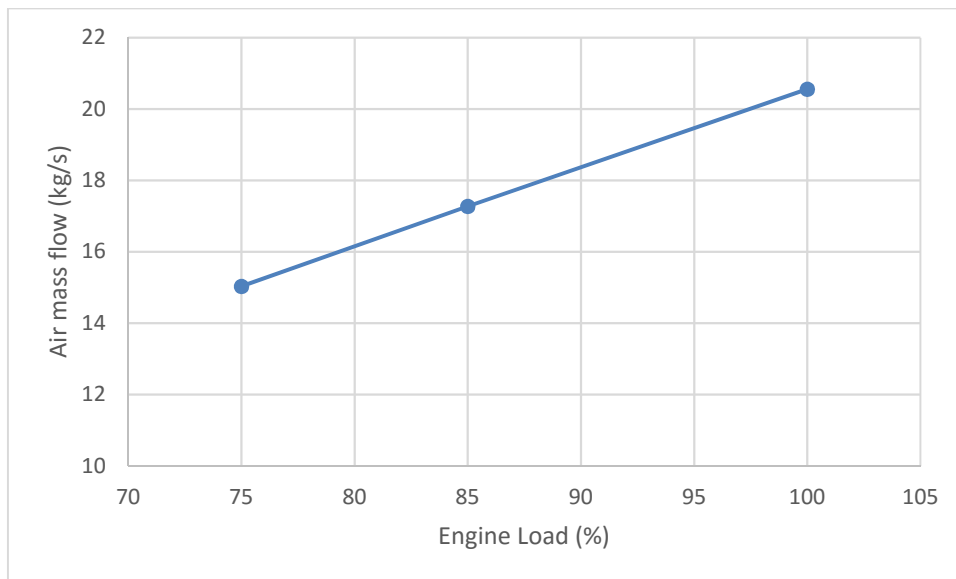


Σχήμα 3.35 : Μέση ταχύτητα εμβόλου

Η εξάρτηση της μέσης ταχύτητας εμβόλου από τις στροφές του κινητήρα είναι γραμμική, επομένως αυξάνεται με την αύξηση του φορτίου της μηχανής

3.3.9 Μαζική παροχή αέρα

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η παροχή του αέρα που εισέρχεται στην πολλαπλή εισαγωγής για να πληρώσει τους κυλίνδρους της μηχανής. Ο τύπος υπολογισμού δόθηκε στην ενότητα 3.2..

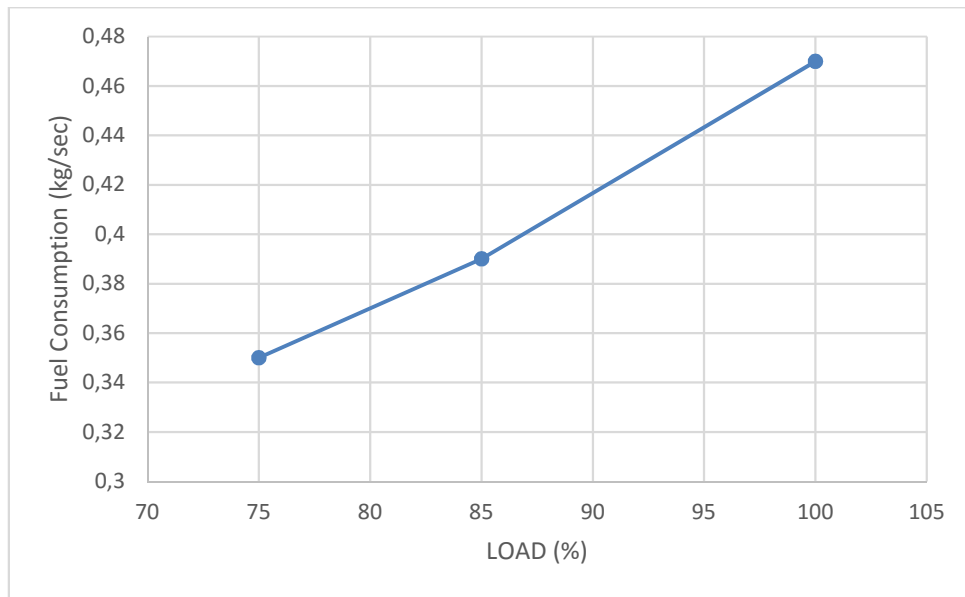


Σχήμα 3.36 : Μαζική παροχή αέρα

Παρατηρώ ότι η εξάρτηση της μαζικής παροχής του αέρα από το φορτίο της μηχανής είναι γραμμική. Επιπλέον, η μάζα που εισέρχεται στους κυλίνδρους των δύο κινητήρων είναι κατά πολύ μεγαλύτερη από τη μάζα που χωράει ο κύλινδρος σε ατμοσφαιρική πίεση.

3.3.10 Κατανάλωση καυσίμου

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η κατανάλωση του καυσίμου για τα 3 σημεία λειτουργίας. Ο τύπος για τον υπολογισμό αυτής της ποσότητας δόθηκε στην ενότητα 3.2..

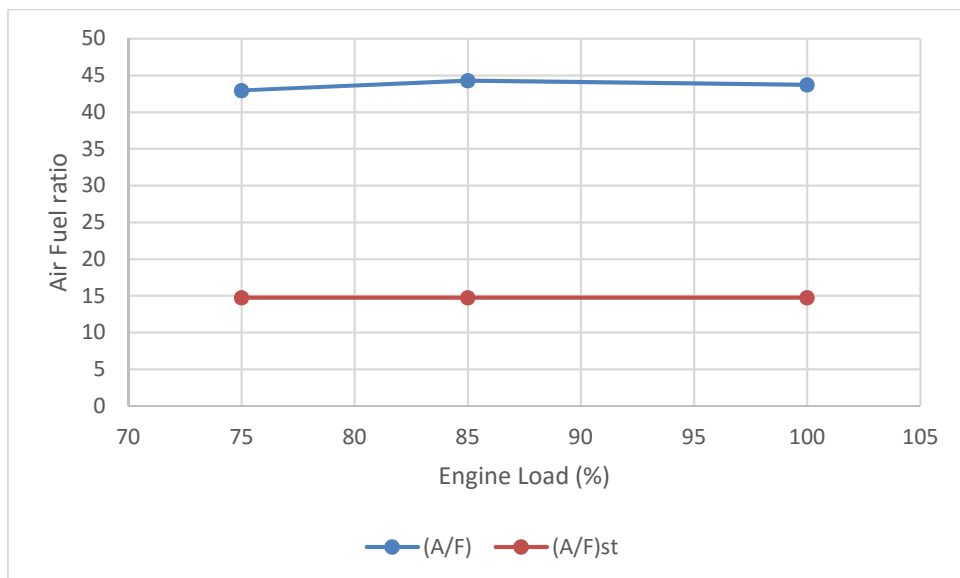


Σχήμα 3.37 : Κατανάλωση καυσίμου

Παρατηρώ ότι η κατανάλωση του καυσίμου είναι γραμμική συνάρτηση του φορτίου του κινητήρα.

3.3.11 Λόγος αέρα - καυσίμου

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται ο λόγος αέρα καυσίμου. Ο τύπος για τον υπολογισμό τόσο του στοιχειομετρικού όσο και του πραγματικού λόγου αέρα / καυσίμου δόθηκαν στην ενότητα 3.2..

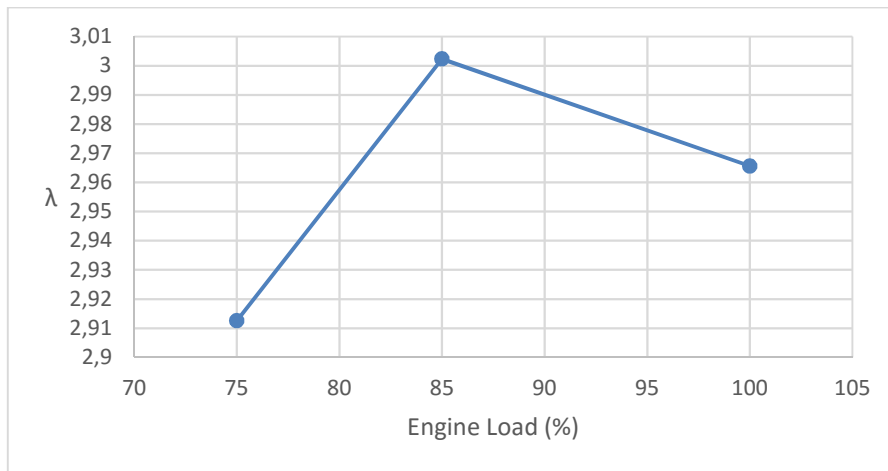


Σχήμα 3.38 : Λόγος αέρα καυσίμου

Η ελάχιστη τιμή του πραγματικού λόγου αέρα καυσίμου εμφανίζεται στο 75% και είναι 42.96, ενώ η μέγιστη στο 100% και είναι 44.29.

3.3.12 Λόγος αέρα λ

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται ο σχετικός λόγος αέρα - καυσίμου λ. Οι τύποι υπολογισμού δόθηκαν στην ενότητα 3.2..

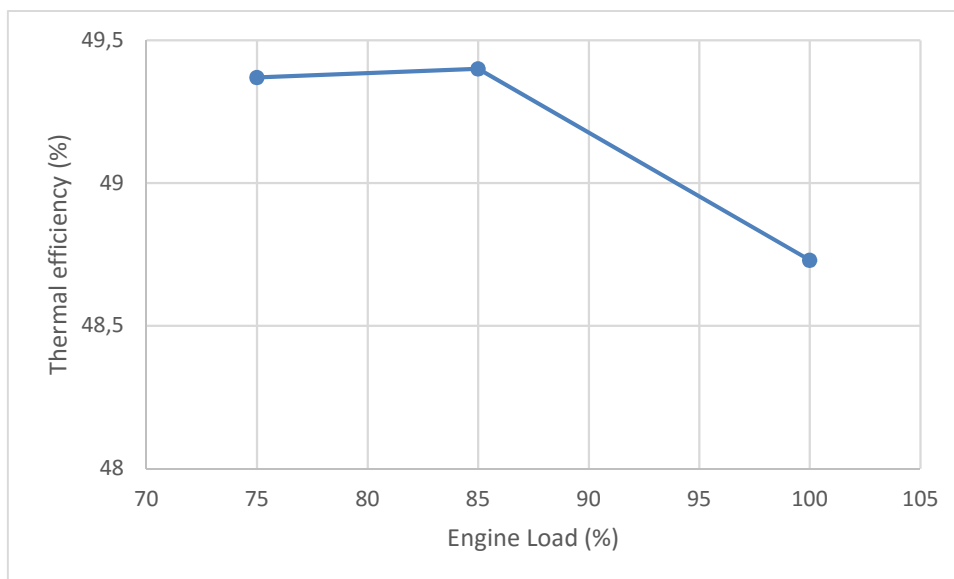


Σχήμα 3.39 : Σχετικός λόγος αέρα / καυσίμου λ

Παρατηρώ ότι ο συντελεστής σχετικής ισοδυναμίας κινείται στο εύρος τιμών που ορίζει η θεωρία (2.5 – 3.5).

3.3.13 Θερμικός βαθμός απόδοσης

Όπως έχει αναφερθεί και στην προηγούμενη ενότητα, ένα από τα σημαντικότερα μεγέθη για την αξιολόγηση της λειτουργίας του κινητήρα είναι ο θερμικός βαθμός απόδοσης. Για τον υπολογισμό του χρησιμοποιήθηκαν οι διορθωμένες τιμές της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου. Ο τύπος υπολογισμού δόθηκε στην ενότητα 3.2.. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν δίνονται στο παρακάτω διάγραμμα.

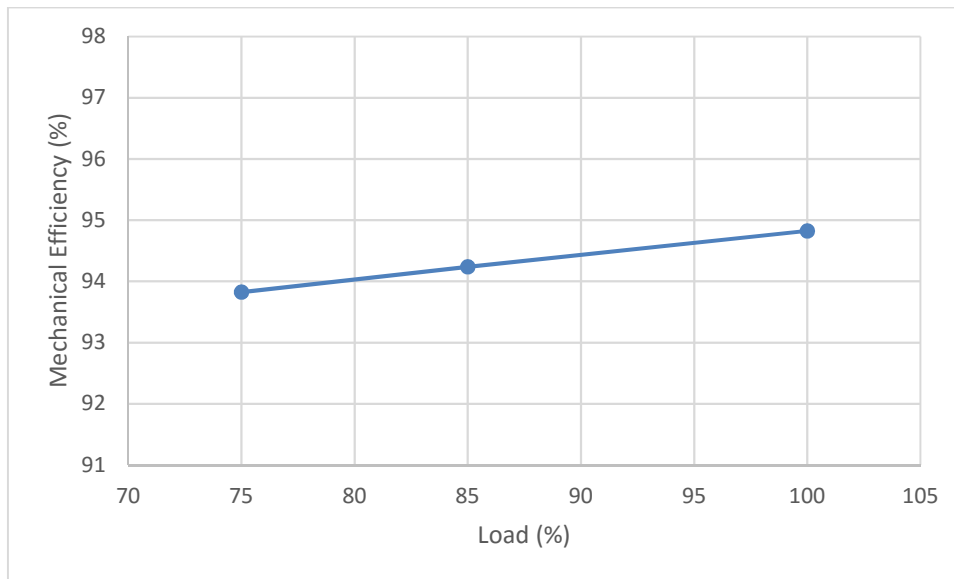


Σχήμα 3.40 : Θερμικός βαθμός απόδοσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Η μέγιστη τιμή του θερμικού βαθμού απόδοσης είναι 49.4% και εμφανίζεται στο 85% του φορτίου της μηχανής.

3.3.14 Μηχανικός βαθμός απόδοσης

Στο παρακάτω διάγραμμα έχει υπολογισθεί ο μηχανικός βαθμός απόδοσης για τις δοκιμές θαλάσσης, ο οποίος δίνεται ως ο λόγος της ισχύος πέδης προς την ενδεικνύμενη ισχύ. Ο τύπος υπολογισμού δόθηκε στην ενότητα 3.2..



Σχήμα 3.41 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Παρατηρώ ότι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι υψηλός και για τα τρία σημεία λειτουργίας. Από αυτό συμπεραίνω ότι οι μηχανικές απώλειες είναι ιδιαίτερα μικρές.

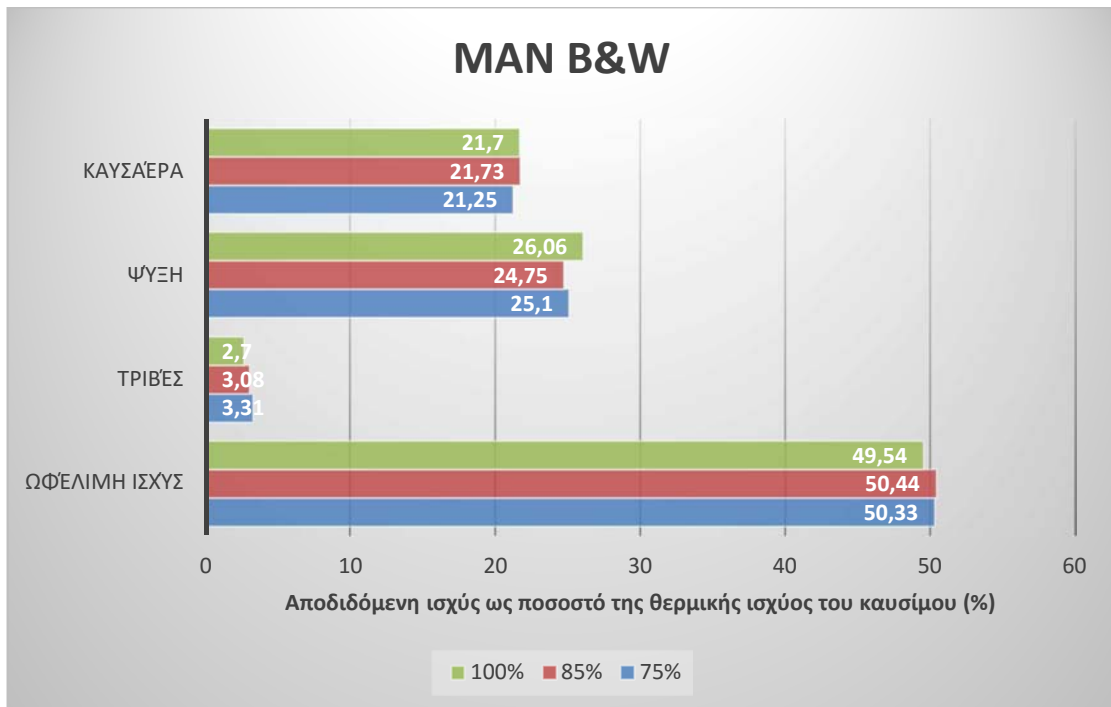
3.3.15 Ενεργειακό ισοζύγιο μηχανής

Για το ενεργειακό ισοζύγιο έχουν υπολογιστεί οι ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερή πίεση για τον αέρα και τα καυσαέρια¹¹. Οι τιμές τους παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα :

Πίνακας 3.4 : Ειδικές θερμοχωρητικότητες αέρα και καυσαερίων

MAN B&W		
Φορτίο μηχανής (%)	$c_{p\ air}$	$c_{p\ exhaust}$
75	1.0069	1.0148
85	1.0069	1.0148
100	1.0069	1.015

¹¹ Για τον υπολογισμό χρησιμοποιήθηκε ο πίνακας τιμών για αέρα πίεσης 1 bar , Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, VDI-Wärmeatlas 10. Auflage 2006



Σχήμα 3.42 : Αποδιδόμενη ισχύς ως ποσοστό της θερμικής ισχύος του καυσίμου για την μηχανή MAN κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Παρατηρώ ότι οι απώλειες των καυσαερίων παρουσιάζουν ελάχιστη μεταβολή και κυμαίνονται μεταξύ 21.25 % και 21.73 % η οποία είναι μια φυσιολογική τιμή για τον κινητήρα μας. Μπορεί να αναφερθεί ότι λόγω πιθανής λάθος μέτρησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων τα παραπάνω ποσοστά να περιέχουν κάποιο σφάλμα. Οι απώλειες λόγω ψύξης των μηχανικών μερών του κινητήρα κυμαίνονται μεταξύ 24.75% και 26.06%, δηλαδή μεταβολή της τάξης του 1.3%. Οι απώλειες λόγω τριβών μειώνονται από 3.31% σε 2.7%. Όπως αναφέρθηκε και στην ενότητα 3.2.15, η μείωση αυτή οφείλεται στην αύξηση της ροής του λιπαντικού στον κινητήρα το οποίο πραγματοποιείται με την αύξηση του φορτίου. Τέλος, η ωφέλιμη ισχύς κυμαίνεται μεταξύ 49.5 στο 110% και 50.33% στο 75%. Η μέγιστη τιμή εμφανίζεται στο 100% και είναι 50.44%. Οι τιμές που εμφανίζονται παραπάνω για όλα τα σημεία λειτουργίας ανήκουν στο εύρος που ορίζει η θεωρία (Κλιάνης, Νικολός, & Σιδέρης, ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ, 2010).

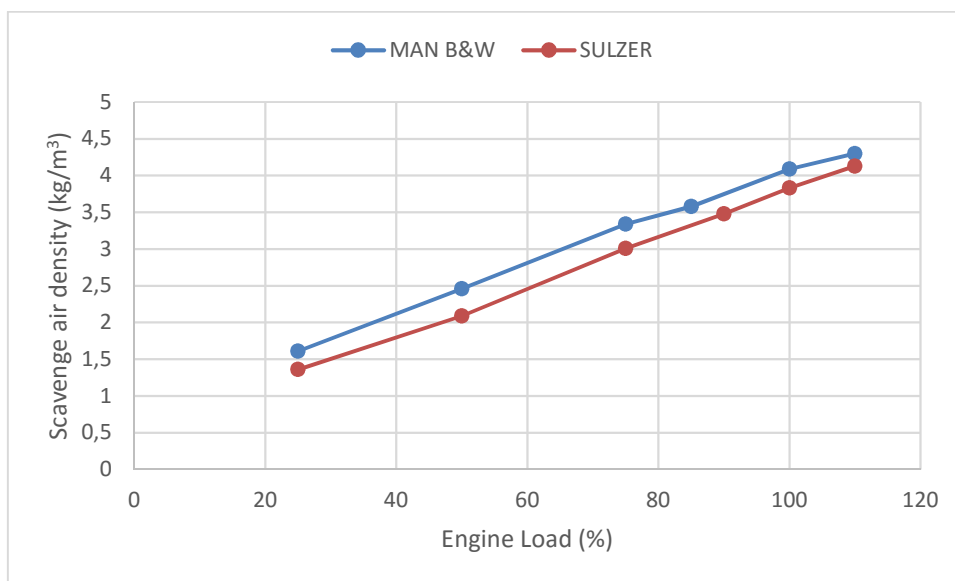
3.4 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών

Σε αυτή την ενότητα συγκρίνονται επιλεγμένα λειτουργικά μεγέθη για τους δύο κινητήρες, αλλά και για τα δύο είδη δοκιμών για τον κινητήρα της MAN.

3.4.1 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών μεταξύ των δύο κινητήρων

3.4.1.1 Πυκνότητα, θερμοκρασία και πίεση σάρωσης

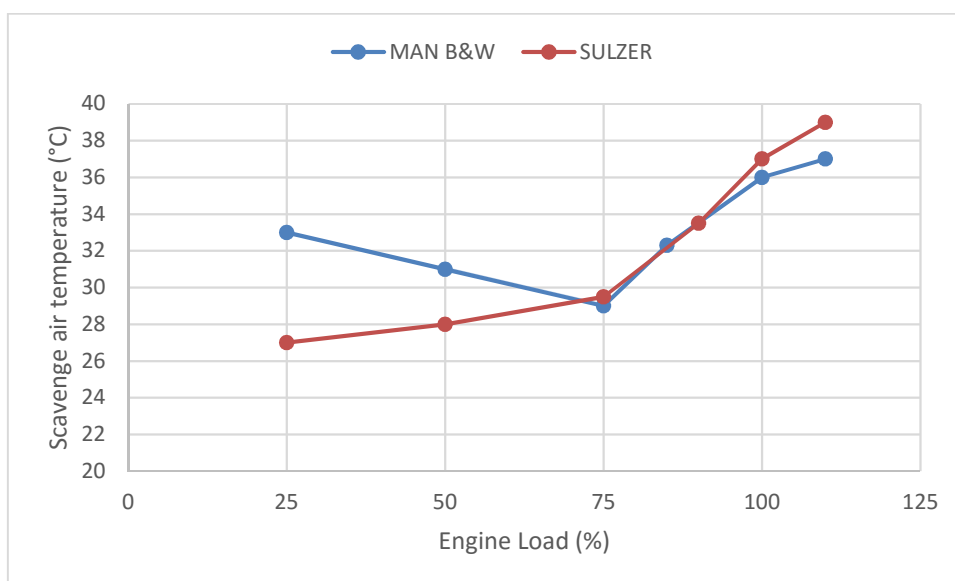
Η **πυκνότητα του αέρα σάρωσης** καθορίζει τη μέγιστη ποσότητα καυσίμου που μπορεί να καεί αποδοτικά σε κάθε ενεργό διαδρομή. Επιπλέον, καθορίζει τη μέγιστη ισχύ που μπορεί να παραχθεί από την μηχανή. Η αύξηση της ποσότητας του αέρα σάρωσης, το οποίο επιτυγχάνεται με την προσθήκη συστήματος στροβιλοσυμπιεστή πριν από την πολλαπλή εισαγωγής, αυξάνει την μάζα του αέρα σάρωσης που εισάγεται στον κύλινδρο και με αυτό τον τρόπο καίγεται μεγαλύτερη μάζα καυσίμου με αποτέλεσμα την αύξηση της ισχύος του κινητήρα.



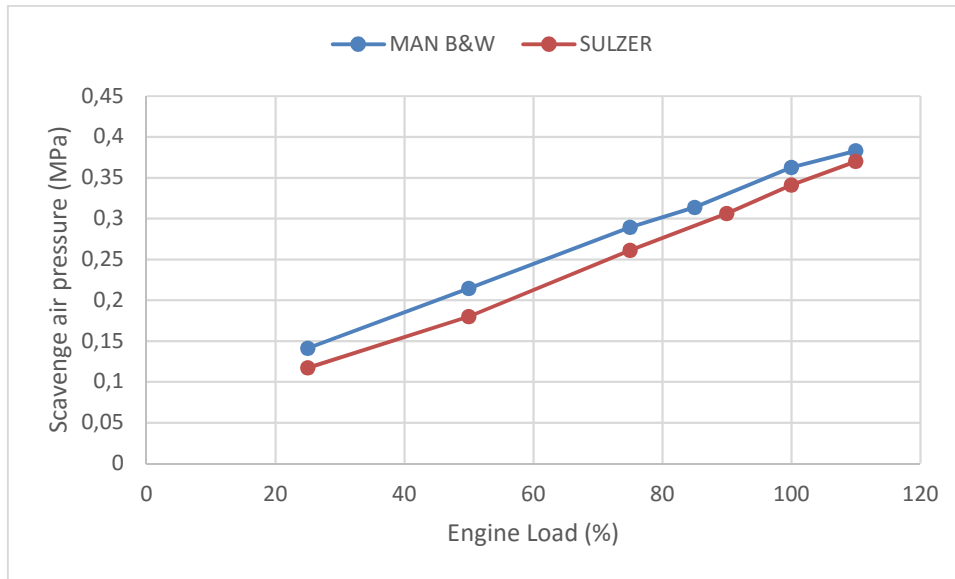
Σχήμα 3.43 : Πυκνότητες αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER

Στο παραπάνω διάγραμμα παρατηρώ ότι η πυκνότητα του αέρα σάρωσης της MAN είναι μεγαλύτερη από της SULZER. Αυτό οφείλεται στην πυκνότητα σάρωσης της MAN η οποία είναι μεγαλύτερη για κάθε φορτίο από την πυκνότητα σάρωσης της SULZER. Είναι λοιπόν αναμενόμενο ο κινητήρας της MAN να αποδίδει μεγαλύτερη ισχύ από τον κινητήρα SULZER. Αυτό στην πράξη όμως δε συμβαίνει, διότι ο κινητήρας της SULZER διαθέτει δύο στροβιλοϋπερπληρωτές και τροφοδοτεί τον κινητήρα με περίπου διπλάσια παροχή αέρα, απ' ότι ο στροβιλοϋπερπληρωτής της MAN.

Η θερμοκρασία και η πίεση σάρωσης είναι οι ποσότητες από τις οποίες υπολογίζεται η πυκνότητα του αέρα σάρωσης, με την παραδοχή ότι ο αέρας που εισέρχεται στους κυλίνδρους συμπεριφέρεται σαν ιδανικό αέριο.



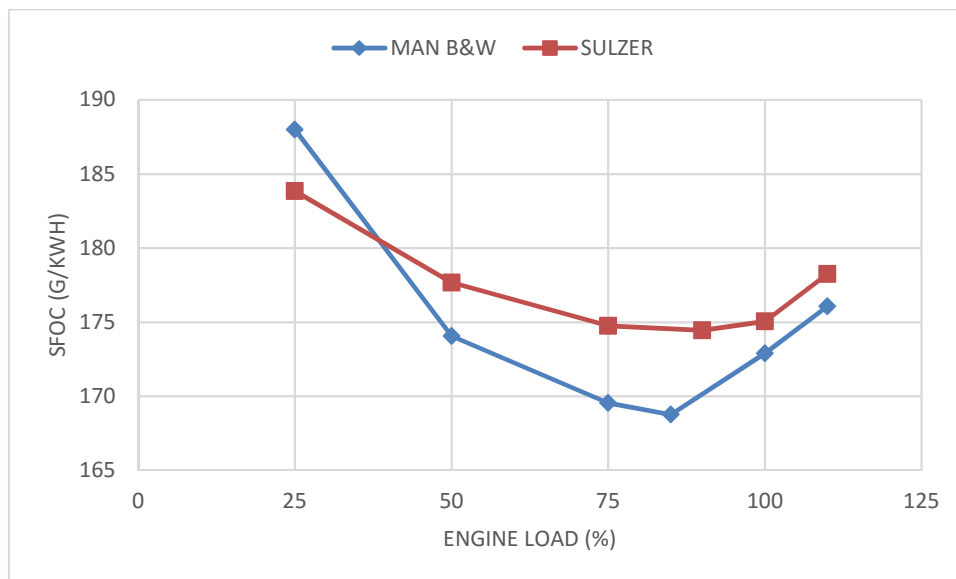
Σχήμα 3.44 : Θερμοκρασίες αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER



Σχήμα 3.45 : Πιέσεις αέρα σάρωσης για τις μηχανές MAN και SULZER

3.4.1.2 Σύγκριση ειδικής κατανάλωσης καυσίμου

Η ειδική κατανάλωση καυσίμου αποτελεί μέγεθος το οποίο επιτρέπει τη σύγκριση διαφορετικών κινητήρων ως προς την οικονομική τους λειτουργία. Όπως είναι αναμενόμενο η μηχανή με την μεγαλύτερη ισχύ καταναλώνει και περισσότερο καύσιμο. Στην περίπτωση μας η μηχανή αυτή είναι η SULZER. Επομένως και ο λόγος της κατανάλωσης καυσίμου προς την παραγόμενη ισχύ για την SULZER θα είναι μεγαλύτερος από της MAN. Παρακάτω φαίνεται το διάγραμμα όπου απεικονίζονται οι δύο καταναλώσεις καυσίμου.



Σχήμα 3.46 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου για τις δύο μηχανές

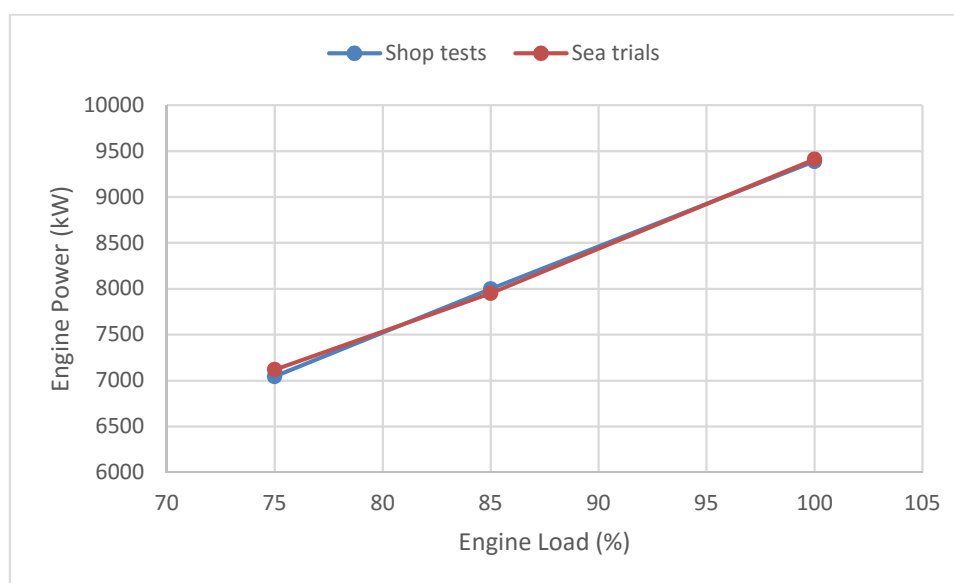
Εξαίρεση αποτελεί το 25% του φορτίου όπου η κατανάλωση εμφανίζεται μεγαλύτερη για τη μηχανή MAN.

3.4.2 Σύγκριση λειτουργικών μεγεθών μεταξύ εργοστασιακών δοκιμών και δοκιμών θαλάσσης για τη μηχανή MAN

Σε αυτή την ενότητα επιλέγονται συγκεκριμένα λειτουργικά μεγέθη για να συγκριθούν μεταξύ τους για τα δύο είδη δοκιμών. Η σύγκριση αυτή παρουσιάζει ιδιαίτερο ενδιαφέρον καθώς μας δείχνει πόσο αποκλίνουν ή συγκλίνουν τα δύο είδη δοκιμών μεταξύ τους.

3.4.2.1 Ισχύς μηχανής

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου των καυσαερίων από τον κύλινδρο της μηχανής.

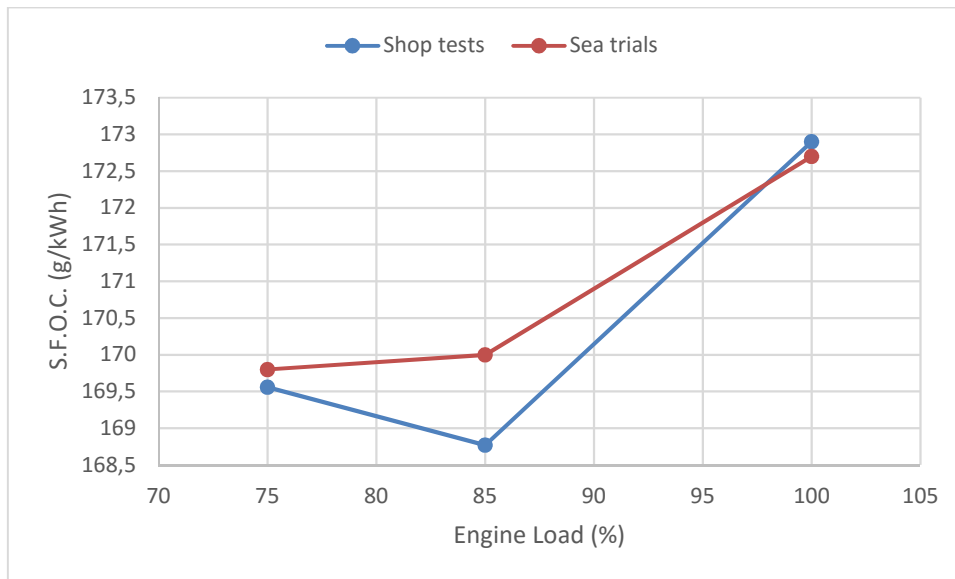


Σχήμα 3.47 : Ισχύς μηχανής για shop – sea trial

Παρατηρώ ότι η ισχύς της μηχανής κατά τις δύο σειρές δοκιμών είναι όμοια με πολύ καλή ακρίβεια.

3.4.2.2 Ειδική κατανάλωση καυσίμου

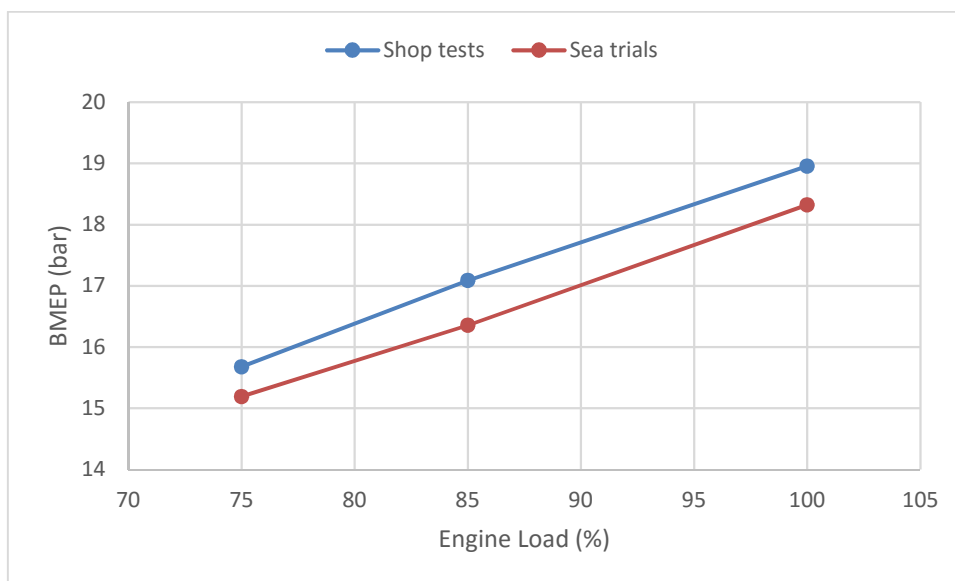
Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η ειδική κατανάλωση καυσίμου για τα 3 σημεία λειτουργίας. Παρατηρώ ότι οι δύο καμπύλες συμπίπτουν με πολύ ικανοποιητική ακρίβεια.



Σχήμα 3.48 : Ειδική κατανάλωση καυσίμου για shop - sea

3.4.2.3 Μέση πραγματική πίεση πέδης

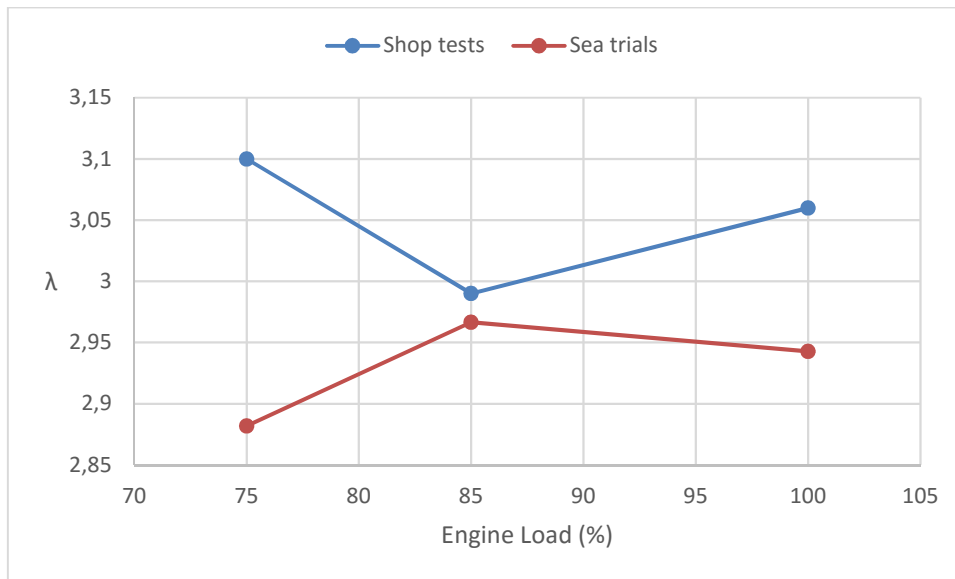
Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η *bmer* για τα τρία σημεία λειτουργίας. Παρατηρώ ότι για τα τρία σημεία λειτουργίας η διαφορά των *bmer* είναι περίπου 0.6-0.7 bar.



Σχήμα 3.49 : Μέση πραγματική πίεση πέδης για shop - sea

3.4.2.4 Σχετικός λόγος αέρα λ

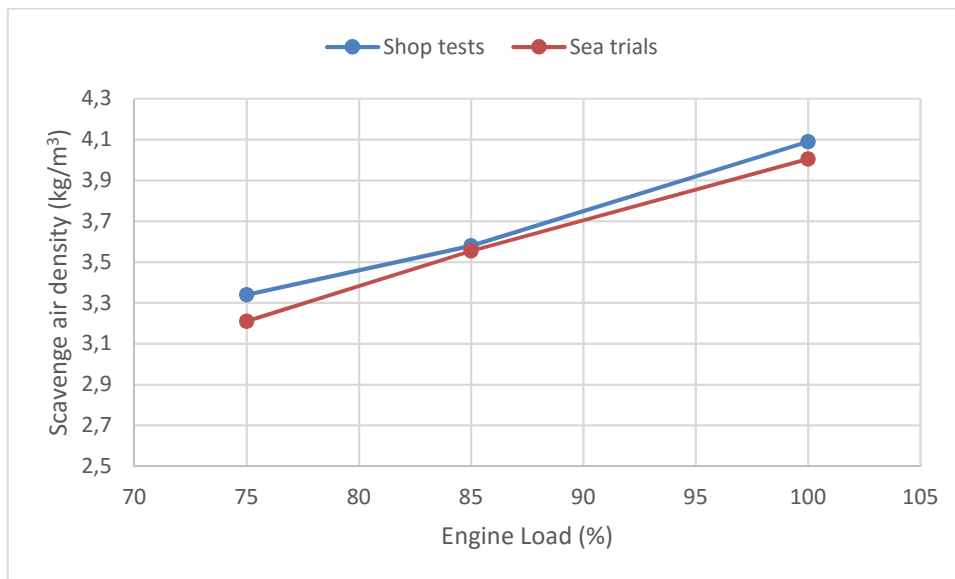
Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται ο σχετικός λόγος αέρα / καυσίμου λ για τα τρία σημεία λειτουργίας. Παρατηρώ ότι ο λ παρουσιάζει τη μεγαλύτερη απόκλιση στο 75% του φορτίου, η οποία είναι 0.22 και την μικρότερη στο 85% που είναι 0.02.



Σχήμα 3.50 : Σχετικός λόγος αέρα/καυσίμου λ για shop – sea

3.4.2.5 Πυκνότητα αέρα σάρωσης (απόπλυσης)

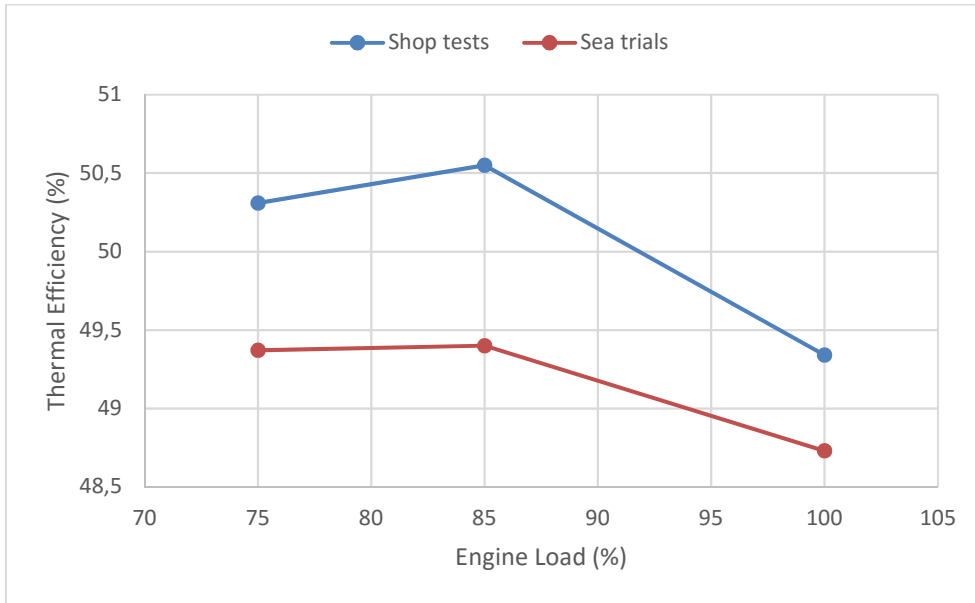
Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται η πυκνότητα αέρα σάρωσης για τα τρία σημεία λειτουργίας. Παρατηρώ ότι η πυκνότητα παρουσιάζει ελάχιστες αποκλίσεις της τάξης του 0.13 kg/m^3 η μέγιστη για τα τρία σημεία λειτουργίας.



Σχήμα 3.51 : Πυκνότητα αέρα σάρωσης για shop – sea

3.4.2.6 Θερμικός βαθμός απόδοσης

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζεται ο θερμικός βαθμός απόδοσης για τα τρία σημεία λειτουργίας. Παρατηρώ ότι η απόκλιση μεταξύ των τιμών κυμαίνεται στο 0.6% έως 2% με τα shop tests να εμφανίζουν μεγαλύτερη απόδοση από τα sea trials.



Σχήμα 3.52 : Θερμικός βαθμός απόδοσης για shop – sea

4 Ανάλυση της λειτουργίας των στροβιλοϋπερπληρωτών

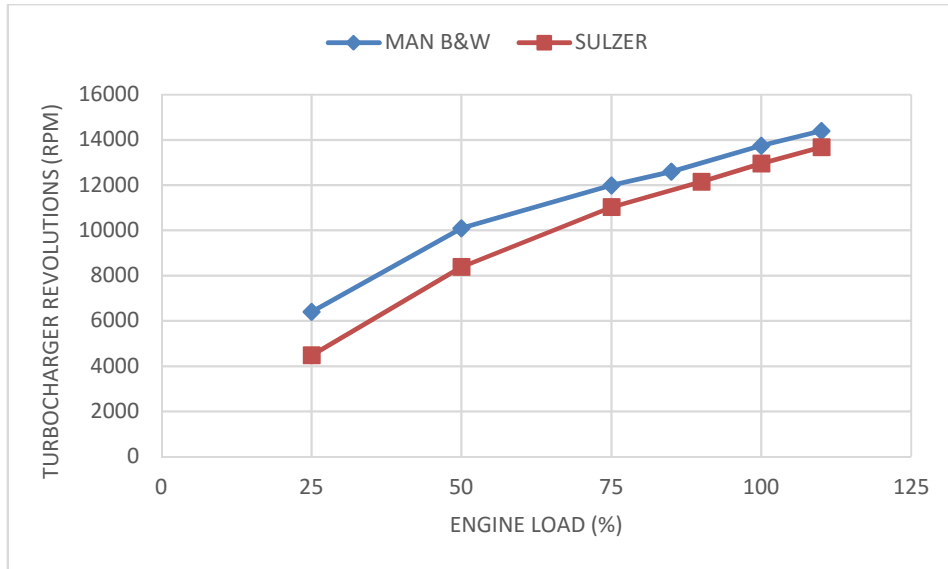
Στο κεφάλαιο αυτό μελετώνται οι στροβιλοϋπερπληρωτές των δίχρονων αργόστροφων μηχανών. Η πλειονότητα των δίχρονων αργόστροφων ναυτικών μηχανών διαθέτουν στροβιλοσυμπιεστή, ο οποίος καθορίζει την πίεση και την παροχή του αέρα σάρωσης της μηχανής, που αποτελεί ένα από τα βασικότερα λειτουργικά μεγέθη της μηχανής. Οι 4 βασικές παράμετροι που καθορίζουν τη λειτουργία ενός στροβιλοϋπερπληρωτή (turbocharger) 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 συμπιεστή ή του στροβίλου. Επειδή οι κατασκευαστές δεν παρέχουν ποτέ τους χάρτες λειτουργίας των συνιστωσών του στροβιλοϋπερπληρωτή, θα πρέπει κάποιες παράμετροι να μετρηθούν με όργανα (πίεση, ταχύτητα περιστροφής) και οι υπόλοιπες (παροχή αέρα, ισεντροπικός βαθμός απόδοσης) να υπολογιστούν – εκτιμηθούν. Οι δύο μηχανές διαθέτουν στροβιλοσυμπιεστές της ίδιας εταιρείας, ίδιου τύπου. Η μηχανή SULZER φέρει ζεύγος στροβιλοϋπερπληρωτών. Για αμφοότερες τις μηχανές ο συμπιεστής του στροβιλοϋπερπληρωτή είναι ακτινικής ροής ενώ ο στρόβιλος είναι αξονικής ροής, μιας βαθμίδας. Τα χαρακτηριστικά των στροβιλοϋπερπληρωτών δίνονται συνοπτικά στον πίνακα 4.1. Για τον υπολογισμό της απόδοσης του στροβιλοσυμπιεστή, γνωρίζουμε ότι τα μεγέθη που μετράνε οι αισθητήρες είναι ολικά (MAN, 2010).

Πίνακας 4.1 : Χαρακτηριστικά στροβιλοσυμπιεστή NA57/TO9¹²

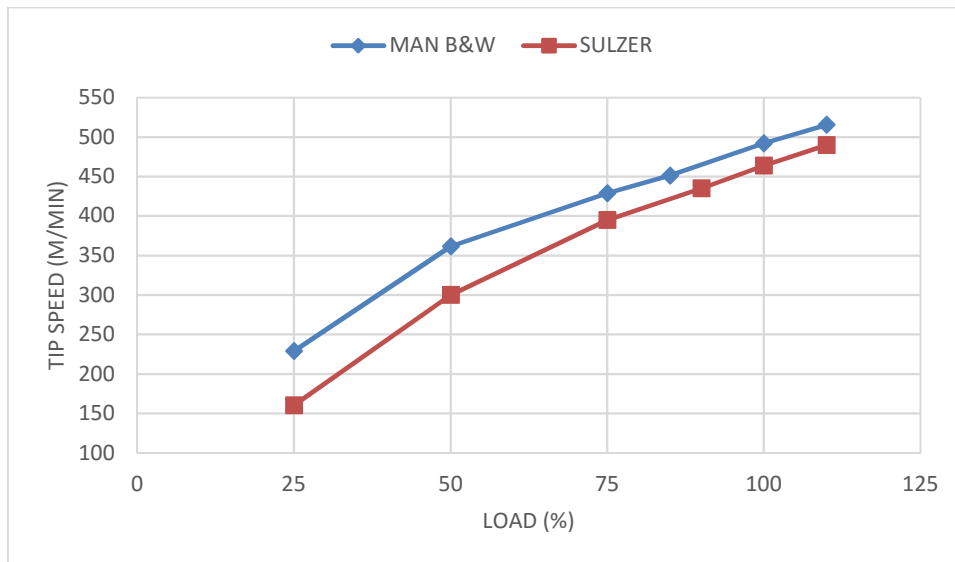
Μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα (rpm)	15,000
Μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία εισόδου στροβίλου σε συνεχή λειτουργία (°C)	620
Παροχή αέρα για $\pi_c = 4.2$ (m^3/s)	17.5 - 25
Ισχύς κινητήρα Diesel για $\pi_c = 4.2$ (kW)	16,100
Ολικό ύψος (m)	2.033-2.133
Ολικό μήκος (m)	1.994-2,879

Συγκρίνοντας τα στοιχεία λειτουργίας των κινητήρων της MAN και της SULZER με τα χαρακτηριστικά του στροβιλοσυμπιεστή NA57/TO9 από τον Πίνακα 4.1, παρατηρούμε ότι ο υπερπληρωτής μας ενδείκνυται για τους κινητήρες που έχουμε. Ο κινητήρας της MAN έχει ισχύ 9388 kW στο 100 % του φορτίου του, σχέση συμπίεσης 3.57 και μαζική παροχή αέρα στους κυλίνδρους της μηχανής 20.23 kg/s, ενώ ο SULZER έχει ισχύ 21249 kW στο 100 % του φορτίου του, σχέση συμπίεσης 3.41 και μαζική παροχή αέρα στους κυλίνδρους της μηχανής 44.11 kg/s. Ο κινητήρας SULZER έχει ζεύγος στροβιλοϋπερπληρωτών, επομένως με αναγωγή των παραπάνω δεδομένων για δύο στροβιλοσυμπιεστές προκύπτει ότι ο εν λόγω τύπος στροβιλοσυμπιεστή είναι κατάλληλος για την μηχανή μας.

¹² Τα στοιχεία του πίνακα αντλήθηκαν από το τεχνικό εγχειρίδιο για τους στροβιλοϋπερπληρωτές της σειράς (MAN, Turbocharger Programme, 2010)



Σχήμα 4.1: Στροφές στροβιλοϋπερπλητωτών



Σχήμα 4.2 : Περιφερειακή ταχύτητα συμπιεστή

4.1 Στοιχεία θεωρίας υπερπλήρωσης

4.1.1 Ενεργειακό Ισοζύγιο Συμπιεστή – Στροβίλου

Ο στρόβιλος και ο συμπιεστής είναι συνδεδεμένοι σε κοινή άτρακτο και περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα. Η ισχύς που απορροφά ο στρόβιλος από τα καυσαέρια που εξέρχονται από τους κυλίνδρους 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:

$$P_c = P_T \Rightarrow \dot{m}_{air} \times C_{p_{air}} \times \frac{T_2 - T_1}{\eta_{mc}} = \dot{m}_{exh} \times C_{p_{exh}} \times (T_3 - T_4) \times \eta_{mT} \quad (4.1)$$

όπου

\dot{m}_{air} : η παροχή του αέρα

\dot{m}_{exh} : η παροχή των καυσαερίων

$C_{p_{air}}$: θερμοχωρητικότητα του αέρα

$C_{p_{exh}}$: θερμοχωρητικότητα των καυσαερίων

T_1 : η θερμοκρασία του αέρα στην είσοδο του συμπιεστή

T_2 : η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή

T_3 : η θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου

T_4 : η θερμοκρασία των καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου

Οι θερμοκρασιακές διαφορές του παραπάνω τύπου μπορούν να αντικατασταθούν από

ισοδύναμες ποσότητες μέσω των τύπων $n_{isc} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{\left(R_1\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$ (4.5) και

$n_{isT} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \left(R_2\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}$ (4.8). Με αντικατάσταση στην (4.1) έχω :

$$\dot{m}_{air} \times C_{p_{air}} \times \frac{T_1}{\eta_{mc} \times \eta_{isc}} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1 \right] = \dot{m}_{exh} \times C_{p_{exh}} \times \eta_{ist} \times \eta_{mT} \times T_{03} \times \left[1 - \left(\frac{P_{04}}{P_{03}}\right)^{(\gamma_e-1)/\gamma_e} \right] \quad (4.2)$$

4.1.2 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή

Ο ισεντροπικός (ολικός) βαθμός απόδοσης του συμπιεστή ορίζεται ως ο λόγος του έργου που απαιτείται για την ισεντροπική αύξηση της πίεσης του αερίου, μέχρι μια ορισμένη τιμή, προς το πραγματικό έργο εξόδου. Μαθηματικά ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{is} = \frac{(W_{is}/\dot{m})}{(W/\dot{m})} = \frac{h_{2is}-h_1}{h_2-h_1} = \frac{T_{2is}-T_1}{T_2-T_1} \quad (4.3)$$

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

$$\frac{T_{2is}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{2is} = T_1 \times \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.4)$$

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

$$n_{isc} = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} = \frac{\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad (4.5)$$

Τυπικές τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπίεστη είναι 80-90% (Παπανίκας, 2012).

4.1.3 Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου

Ο ισεντροπικός (ολικός) βαθμός απόδοσης του στροβίλου ορίζεται ως ο λόγος του πραγματικού έργου εξόδου προς το έργο που θα παραγόταν, εάν η διεργασία ήταν ισεντροπική. Δηλαδή ορίζεται ως εξής:

$$\eta_{isT} = \frac{(P/\dot{m})}{(P_{is}/\dot{m})} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4is}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \quad (4.6)$$

όπου η ισεντροπική θερμοκρασία εκτόνωσης υπολογίζεται ως εξής:

$$\frac{T_{4is}}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \Rightarrow T_{4is} = T_3 \times \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = T_3 \times \left(\frac{1}{R_2}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.7)$$

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

$$\eta_{isT} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - \left(R_2\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.8)$$

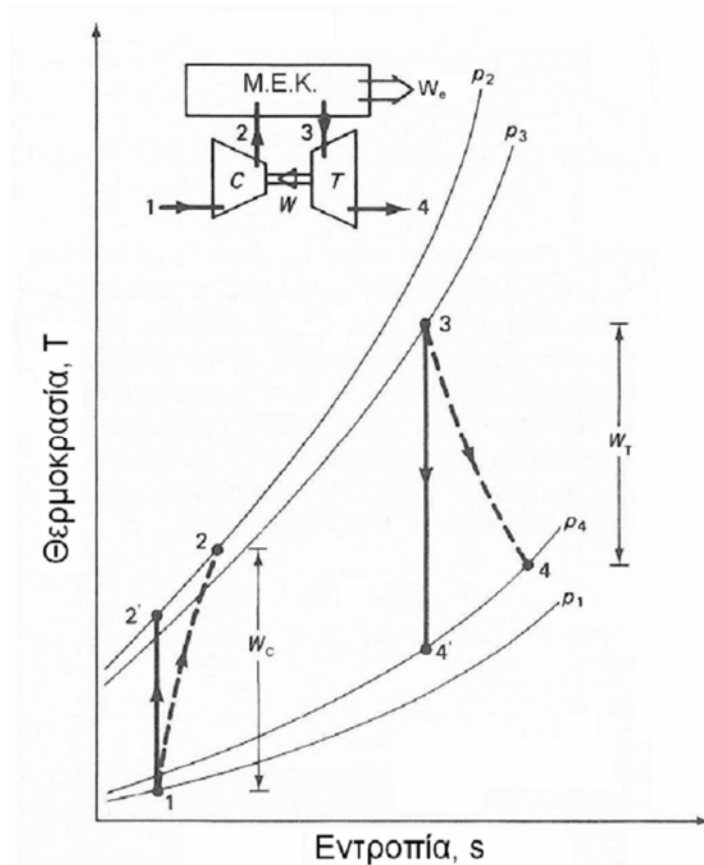
Επειδή αυτός ο τύπος έχει αποδειχθεί ότι δίνει εσφαλμένες τιμές του βαθμού απόδοσης, επιλέγεται να χρησιμοποιηθεί ο τύπος :

$$\eta_{isT} = \frac{\eta_{t/c}}{\eta_{isc} \times \eta_{mc} \times \eta_{mT}} \quad (4.9)$$

ο οποίος δίνει την τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει του βαθμού απόδοσης του στροβιλοϋπερπληρωτή, του β.α. του συμπίεστη και των μηχανικών β.α. συμπίεστη και στροβίλου.

Τυπικές τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου¹³ είναι 75-90%.

¹³ Στη συνέχεια της διπλωματικής εργασίας οι θέσεις 3 και 4 θα ονομαστούν 4 και 5, καθώς ως θέση 3 θα αναφέρεται η είσοδος του αέρα στη μηχανή.



Σχήμα 4.3 : Διάγραμμα Θερμοκρασίας – Εντροπίας στροβιλοσυμπιεστή

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης για συμπιεστή ή στρόβιλο παρουσιάζει ένα σημαντικό μειονέκτημα όταν πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για το χαρακτηρισμό της ποιότητας του αεροδυναμικού σχεδιασμού μιας στροβιλομηχανής. Το μειονέκτημα αυτό σχετίζεται με την αδυναμία του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης να προβλέψει άμεσα τις απώλειες, οι οποίες λαμβάνουν χώρα σε μια στροβιλομηχανή που λειτουργεί σε διαφορετικές συνθήκες ροής. Το πρόβλημα συνδέεται με τη μορφή που έχουν οι ισόθλιπτες στο διάγραμμα (h,s), ενώ μαθηματικά εντοπίζεται στο γεγονός ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συνδέεται αφενός με το λόγο πίεσης της στροβιλομηχανής και αφετέρου με τις απώλειες της μηχανής και όχι μόνο με τις τελευταίες όπως θα ήταν επιθυμητό. Αντίθετα ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης έχει σκοπό να καλύψει το μειονέκτημα αυτό και να αποτελέσει μέτρο της ποιότητας του αεροδυναμικού σχεδιασμού της στροβιλομηχανής. Ένα πρακτικό παράδειγμα βοηθάει καταρχήν στην κατανόηση της ανάγκης ορισμού του πολυτροπικού βαθμού ενός συμπιεστή ή ενός στροβίλου. Έστω μονοβάθμιος συμπιεστής με γνωστό n_{isC} . Συνδυάζοντας μερικές όμοιες τέτοιες βαθμίδες, σχηματίζουμε ένα πολυβάθμιο συμπιεστή, του οποίου όμως ο n_{isC} γενικά προκύπτει σημαντικά μικρότερος του αντίστοιχου ισεντροπικού βαθμού μιας βαθμίδας. Από την άλλη ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης n_{pC} επιτρέπει μια κοινή εκτίμηση για την ποιότητα σχεδιασμού του μονοβάθμιου και του πολυβάθμιου συμπιεστή, διατηρώντας την ίδια τιμή και για τις δύο περιπτώσεις. Επομένως παρακάτω ορίζονται οι πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου.

4.1.4 Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστη

Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης του συμπίεστη ορίζεται ως ο λόγος του αθροίσματος των απειροελάχιστων διαφορών ενθαλπίας πάνω στην ισεντροπική καμπύλη συμπίεσης μεταξύ των σημείων 1 και 2, που βρίσκονται στις καμπύλες σταθερής πίεσης προς το αντίστοιχο άθροισμα των απειροελάχιστων διαφορών πάνω στην καμπύλη αδιαβατικής συμπίεσης (Dixon & Hall, 2010).

$$\eta_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)} \quad (4.10)$$

Με βάση τον παραπάνω τύπο μπορούμε να διορθώσουμε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπίεστη ως εξής :

$$\eta_c = \frac{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma_{air}-1}{\gamma_{air}}} - 1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\eta_{pc} \times \gamma_{air}-1}} \quad (4.11)$$

4.1.5 Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου

Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου ορίζεται ως ο λόγος του αθροίσματος των απειροελάχιστων διαφορών ενθαλπίας πάνω στην αδιαβατική καμπύλη εκτόνωσης μεταξύ των σημείων 3 και 4 προς το αντίστοιχο άθροισμα των απειροελάχιστων διαφορών πάνω στην ισεντροπική καμπύλη.

$$\eta_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right)}{\ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}} \quad (4.12)$$

Με βάση τον παραπάνω τύπο μπορούμε να διορθώσουμε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου :

$$\eta_t = \frac{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\eta_{pt}(\gamma_g-1)}{\gamma_g}}}{1 - \left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}} \quad (4.13)$$

4.1.6 Βαθμός απόδοσης στροβιλοσυμπιεστή

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

$$\eta_{t/c} = \eta_{isc} \times \eta_{ist} \times \eta_{mc} \times \eta_{mT} \quad (4.14)$$

Ο παραπάνω τύπος ισχύει και για τους πολυτροπικούς βαθμούς απόδοσης. 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 δίνει το β.α. συναρτήσει των θερμοκρασιών εισόδου και των λόγων πίεσης συμπίεστη και στροβίλου.

$$\eta_{t/c} = \frac{T_1}{T_3} \times \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_{exh}} \times \frac{Cp_a}{Cp_{exh}} \times \left[\frac{(R_1)^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1}{1 - \left(\frac{1}{R_2}\right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}}} \right] \quad (4.15)$$

Με αυτό τον τρόπο δεν χρειάζεται να γνωρίζουμε τους επιμέρους ισεντροπικούς και μηχανικούς βαθμούς απόδοσης συμπίεστη και στροβίλου, ούτε τις θερμοκρασίες εξόδου. Έχουμε μια απευθείας εκτίμηση του βαθμού απόδοσης ολόκληρου του στροβιλοσυμπιεστή χωρίς να μας ενδιαφέρει πως μοιράζονται οι απώλειες στις συνιστώσες του. Τυπικές τιμές για τους στροβιλοσυμπιεστές είναι 70%-85% (Παπανίκας, 2012).

4.2 Υπολογισμός λειτουργικών μεγεθών στροβιλοσυμπιεστών

Σε αυτή την ενότητα χρησιμοποιήθηκαν στοιχεία από το αντίστοιχο κεφάλαιο για στροβιλοϋπερπληρωτές της ιδιαίτερα βοηθητικής διπλωματικής του Δημήτρη Λουράντου (Λουράντος, 2014)

4.2.1 Περιγραφή διάταξης

Μια τυπική διάταξη του συστήματος κινητήρα-στροβιλοσυμπιεστή παρουσιάζεται στο σχήμα 4.2. Οι διάφορες θέσεις αριθμούνται ως εξής:

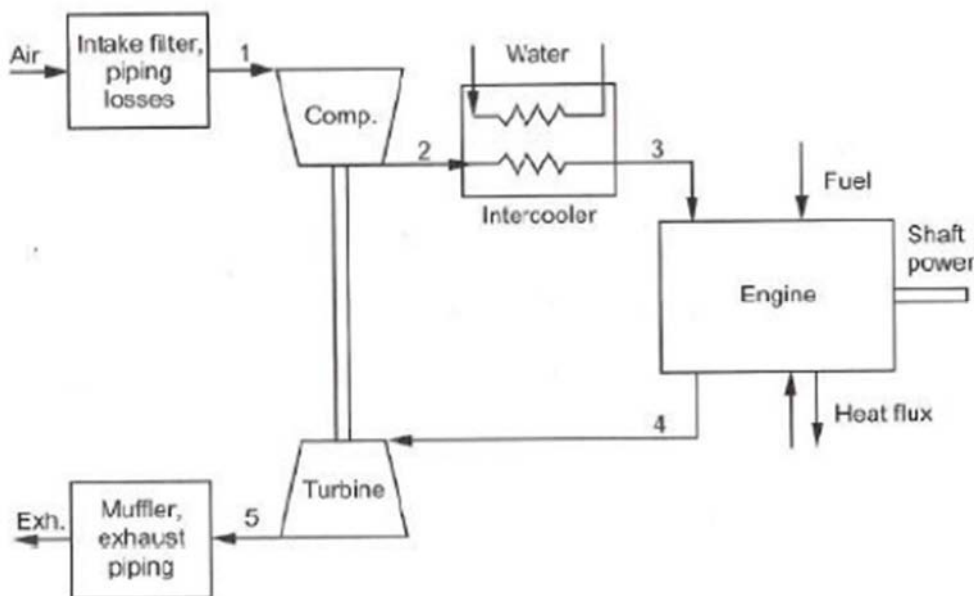
Θέση 1: Είσοδος συμπίεστη

Θέση 2: Έξοδος συμπίεστη – 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 4.4 : Μονογραμμικό διάγραμμα συστήματος κινητήρα – στροβιλοσυμπιεστή

4.2.2 Περιγραφή υπολογισμού πίεσης – θερμοκρασίας σε κάθε θέση

Οι υπολογισμοί που ακολουθούν έγιναν με τις εξής παραδοχές:

- Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κινητήρα (βαθμός πλήρωσης) – 0,90
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή – 0,95
- Μηχανικός βαθμός απόδοσης στροβίλου – 0,95
- Βαθμός απόπλυσης κινητήρα – 0,10
- Η παροχή αέρα και καυσαερίου ισομοιράζεται στους 2 υπερπληρωτές
- Αέρας σάρωσης και καυσαέριο συμπεριφέρονται ως τέλεια αέρια με σταθερές ιδιότητες σε όλα τα φορτία¹⁴
 - Σταθερά αερίου $\gamma_a = 1,4$
 - Σταθερά καυσαερίου $\gamma_G = 1,4$

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:

$$P_1 = P_{atm} - \Delta P_{airfilter} \quad T_1 = T_{compressor}^{in} \quad (4.16)$$

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:

$$P_2 = P_3 + \Delta P_{aircooler} \quad T_2 = T_{aircooler}^{in} \quad (4.17)$$

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 μετρηθεί¹⁵:

$$P_3 = P_{scav} \quad T_3 = T_{scav} = T_{aircooler}^{OUT} \quad (4.18)$$

Θέση 4:

Στην είσοδο του στροβίλου (αντίστοιχα έξοδο καυσαερίων από τον κινητήρα) η πίεση και η θερμοκρασία έχουν μετρηθεί¹⁶:

¹⁴ Στην πραγματικότητα το γ μεταβάλλεται με το φορτίο, η μεταβολή του όμως είναι απειροελάχιστη και έχει αμελητέα επίδραση στους υπολογισμούς.

¹⁵ Χρειάζεται 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.

¹⁶ Όπως και στο 13

$$P_4 = P_{exhaust\ manifold} \quad T_4 = T_{Turbine}^{in} \quad (4.19)$$

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 μετρηθεί¹⁷

$$P_5 = P_{atm} + P_{exhaust\ backpressure} \quad T_5 = T_{Turbine}^{OUT} \quad (4.20)$$

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.

4.2.3 Διόρθωση λειτουργικών μεγεθών και εκτίμηση παροχής καυσαερίων

Οι θερμοκρασίες αναφοράς έχουν δοθεί στον Πίνακα 3.3.

Η θερμοκρασία εισόδου του στροβίλου διορθώνεται από τον τύπο :

$$\begin{aligned} T_{turb\ in} = & (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (-2.466 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{turb\ in\ meas}) + \\ & + (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-0.59 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{turb\ in\ meas}) \\ & + T_{turb\ in\ meas} \quad (4.21) \end{aligned}$$

Η θερμοκρασία στην έξοδο του στροβίλου διορθώνεται από τον τύπο :

$$\begin{aligned} T_{turb\ out} = & (T_{meas\ inl} - T_{ref\ inl}) \times (-3.16 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{turb\ out\ meas}) + \\ & + (T_{meas\ coolinl} - T_{ref\ coolinl}) \times (-0.18 \times 10^{-3}) \times (273 + T_{turb\ out\ meas}) + \\ & T_{turb\ out\ meas} \quad (4.22) \end{aligned}$$

Η ταχύτητα του στροβιλοϋπερπληρωτή διορθώνεται από τον τύπο :

$$N_{MAN} = N \times \sqrt{\frac{T_{ref\ inl}}{T_{inl}}} \times \sqrt{\frac{P_{scav}^{abs}}{P_{scav\ MAN}^{abs}}} \times \sqrt{\frac{P_{atm}}{P_{atm\ ISO}}} \quad (4.23)$$

Η μαζική παροχή του αέρα που διέρχεται από τον συμπιεστή και εισέρχεται στον κύλινδρο της μηχανής είναι :

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_a^{18} = \frac{\dot{m}_\kappa}{1-\eta_\kappa} \quad (4.24)$$

¹⁷ Όπως θα διαπιστώσουμε και στη συνέχεια η μέτρηση της θερμοκρασίας εξόδου των καυσαερίων από το στροβίλο T5 δεν είναι ακριβής και θα χρειαστεί να διορθωθεί ώστε να λάβουμε σωστά αποτελέσματα.

¹⁸ Στην περίπτωση του κινητήρα SULZER η παροχή του αέρα που εισέρχεται στο συμπιεστή ισούται με το 1/2 της μετρούμενης παροχής αέρα.

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

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_G^{19} = \dot{m}_a + \dot{m}_{fuel} \quad (4.25)$$

4.3 Λειτουργικά μεγέθη στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Σε αυτή την ενότητα θα παρουσιασθούν και θα αναλυθούν τα αποτελέσματα των μετρήσεων του στροβιλοϋπερπληρωτή της μηχανής. Στους Πίνακες 4.2 έως 4.5 αποτυπώνονται τα αποτελέσματα των μετρήσεων των λειτουργικών μεγεθών (λόγος πίεσης, ισεντροπικός και πολυτροπικός βαθμός απόδοσης, ταχύτητα, μαζική παροχή αέρα, θερμοκρασία) που πραγματοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια των εργοστασιακών δοκιμών.

4.3.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες

Πίνακας 4.2 : Πιέσεις του υπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Φορτίο ο Κινητήρα (%)	P_{atm} (MPa)	P_1 (MPa)	P_2 (MPa)	P_3 (MPa)	P_4 (MPa)	P_5 (MPa)
25	0.1029	0.1028	0.1419	0.1412	0.1409	0.1031
50	0.1029	0.1026	0.2157	0.2146	0.2039	0.1036
75	0.1029	0.1024	0.29088	0.2895	0.2809	0.1042
85	0.1029	0.1023	0.3153	0.3138	0.3049	0.1045
100	0.1029	0.1022	0.3644	0.3627	0.3539	0.1049
110	0.102	0.10086	0.3489	0.3831	0.374	0.1043

Πίνακας 4.3 : Θερμοκρασίες του υπερπληρωτή κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Φορτίο κινητήρα (%)	T_{atm} (K)	T_1 (K)	T_2 (K)	T_3 (K)	T_4 (K)	T_5 (K)
25	286.6	286.6	318	306	526.5	525
50	287.2	287.2	368	304	566.7	522
75	287.3	287.3	403	302	583.3	507.7
85	288.7	288.7	423	305.3	586.3	505.5
100	289.4	289.4	448	309	636.6	520.9
110	290.1	290.1	463	310	666	542.4

Πίνακας 4.4 : Πιέσεις του κινητήρα SULZER

¹⁹ Αντίστοιχα με το προηγούμενο, η παροχή καυσαερίου σε κάθε στρόβιλο είναι ίση με το 1/2 της υπολογιζόμενης.

SULZER	Φορτίο κινητήρα (%)	P_{atm} (MPa)	P_1 (MPa)	P_2 (MPa)	P_3 (MPa)	P_4 (MPa)	P_5 (MPa)
Turbocharger 1	25	0.1012	0.1011	0.1176	0.1172	0.1026	0.1013
	50	0.1012	0.101	0.1811	0.1802	0.1661	0.1018
	75	0.1012	0.10078	0.2626	0.2612	0.2476	0.10267
	90	0.1012	0.10066	0.3078	0.3062	0.2928	0.10336
	100	0.1012	0.10056	0.3429	0.3412	0.3279	0.10394
	110	0.1011	0.10037	0.3718	0.3701	0.3568	0.10414
Turbocharger 2	25	0.1012	0.1011	0.1177	0.1172	0.103	0.1013
	50	0.1012	0.101	0.1812	0.1802	0.165	0.1018
	75	0.1012	0.10079	0.2628	0.2612	0.246	0.10267
	90	0.1012	0.10067	0.30796	0.3062	0.29	0.10336
	100	0.1012	0.10057	0.34316	0.3412	0.324	0.10394
	110	0.1011	0.10038	0.37216	0.3701	0.352	0.10414

Πίνακας 4.5 : Θερμοκρασίες του κινητήρα SULZER

SULZER	Φορτίο κινητήρα (%)	T_{atm} (K)	T_1 (K)	T_2 (K)	T_3 (K)	T_4 (K)	T_5 (K)
Turbocharger 1	25	297.5	297.5	313	300	593	523
	50	299.5	299.5	358	301	633	533
	75	297.5	297.5	403	302.5	645	503
	90	297.5	297.5	423	306.5	668	508
	100	298	298	441	310	688	513
	110	299	299	441	312	718	523
Turbocharger 2	25	298.5	298.5	313	300	603	548
	50	300.5	300.5	363	301	643	558
	75	299	299	408	302.5	653	528
	90	297	297	432	306.5	668	533
	100	296	296	448	310	693	538
	110	296.5	296.5	450	312	723	548

Η MAN δίνει ένα εύρος τιμών για θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου καυσαερίων στον κύλινδρο και τον στροβιλοϋπερπληρωτή για τα σημεία λειτουργίας 90% και 100%. Παρατηρώ ότι οι θερμοκρασίες T_5 ικανοποιούν το εύρος για όλα τα σημεία λειτουργίας (498 – 553 K), ενώ οι T_4 μόνο στο 100% (603-703 K).

4.3.2 Παροχή αέρα και καυσαερίων

Οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες σάρωσης (P_3, T_3) είναι γνωστές και μέσω αυτών υπολογίζω για κάθε σημείο λειτουργίας την πυκνότητα σάρωσης μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου $\rho_{scav} = \frac{P_{scav}}{RT_{scav}}$ (3.16) και από αυτή τη μαζική παροχή αέρα δια μέσου του κινητήρα. Βάσει αυτών προκύπτει ο πίνακας 4.6.

Πίνακας 4.6 : Παροχή αέρα και καυσαερίων 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)
MAN B&W	25	67.8	1.61	5	0.12	5.12
	50	85.6	2.46	9.67	0.23	9.9
	75	98.1	3.34	15.05	0.33	15.38
	85	102.2	3.58	16.72	0.37	17.09
	100	108.1	4.09	20.23	0.45	20.68
	110	111.4	4.3	21.97	0.5	22.47
SULZER	25	60.8	1.36	9.78	0.27	10.05
	50	77.1	2.09	19.2	0.52	19.72
	75	88.2	3.01	31.51	0.78	32.29
	90	93.8	3.48	38.66	0.93	39.59
	100	97	3.83	44.19	1.03	45.22
	110	100.5	4.13	49.42	1.16	50.58

4.3.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπίεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

Από τα δεδομένα των πινάκων 4.2 έως 4.5 (πίεσεις, θερμοκρασίες) και των εξισώσεων των παραγράφων 4.1 και 4.2 υπολογίζουμε αρχικά τις σχέσεις πίεσης συμπίεστή και στροβίλου οι οποίες φαίνονται στους πίνακες 4.7 και 4.8.

Πίνακας 4.7 : Σχέσεις πίεσης των συμπίεστών των δύο στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Φορτίο κινητήρα (%)	MAN B&W		Φορτίο κινητήρα (%)	SULZER	
	Σχέση πίεσης συμπίεσης π_c			Σχέση πίεσης συμπίεσης π_c	
				1	2
25	1.38		25	1.16	1.16
50	2.1		50	1.79	1.79
75	2.84		75	2.61	2.61
85	3.08		90	3.06	3.06
100	3.57		100	3.41	3.41
110	3.82		110	3.7	3.71

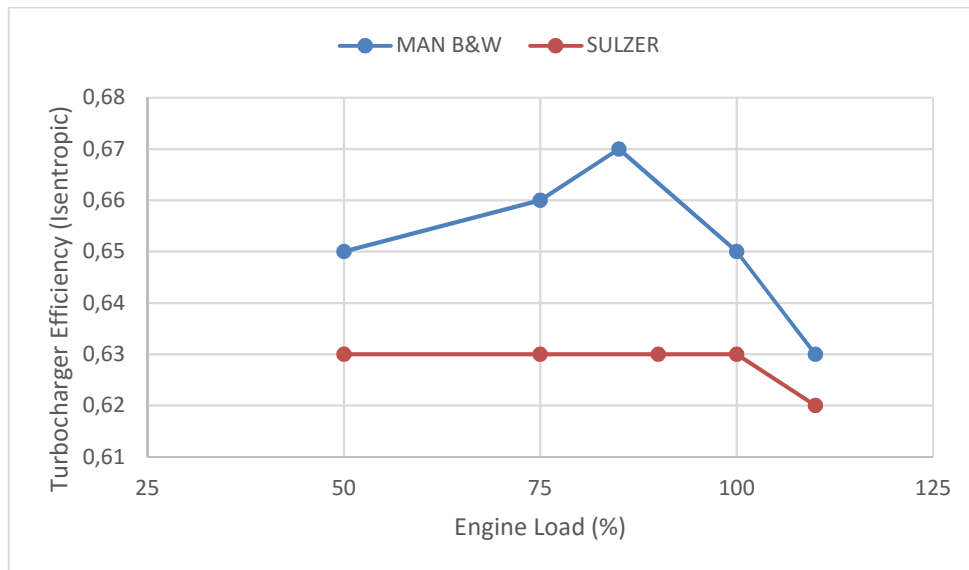
Πίνακας 4.8 : Σχέσεις πίεσης των στροβίλων των δύο στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

MAN B&W		SULZER		
Φορτίο κινητήρα (%)	Σχέση πίεσης στροβίλου π_T	Φορτίο κινητήρα (%)	Σχέση πίεσης στροβίλου π_T	
			1	2
25	1.37	25	1.01	1.02
50	1.96	50	1.64	1.62
75	2.7	75	2.44	2.4
85	2.94	90	2.86	2.81
100	3.33	100	3.13	3.12
110	3.57	110	3.45	3.38

Έχοντας βρει πλέον τους λόγους πίεσης συμπιεστή και στροβίλου και με γνωστές τις θερμοκρασίες εισαγωγής και εξαγωγής σε αυτούς, καθίσταται εύκολος ο προσδιορισμός των ισεντροπικών και πολυτροπικών βαθμών απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου και του στροβιλοϋπερπληρωτή. Τα αποτελέσματα απεικονίζονται παρακάτω σε διαγράμματα και πίνακες.

Πίνακας 4.9 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

MAN B&W		SULZER			
Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isc}	Φορτίο κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isc}		
			1	2	MO
25	0.88	25	0.83	0.89	0.86
50	0.84	50	0.93	0.87	0.9
75	0.86	75	0.89	0.86	0.875
85	0.81	90	0.89	0.83	0.86
100	0.80	100	0.87	0.82	0.845
110	0.78	110	0.95	0.88	0.915

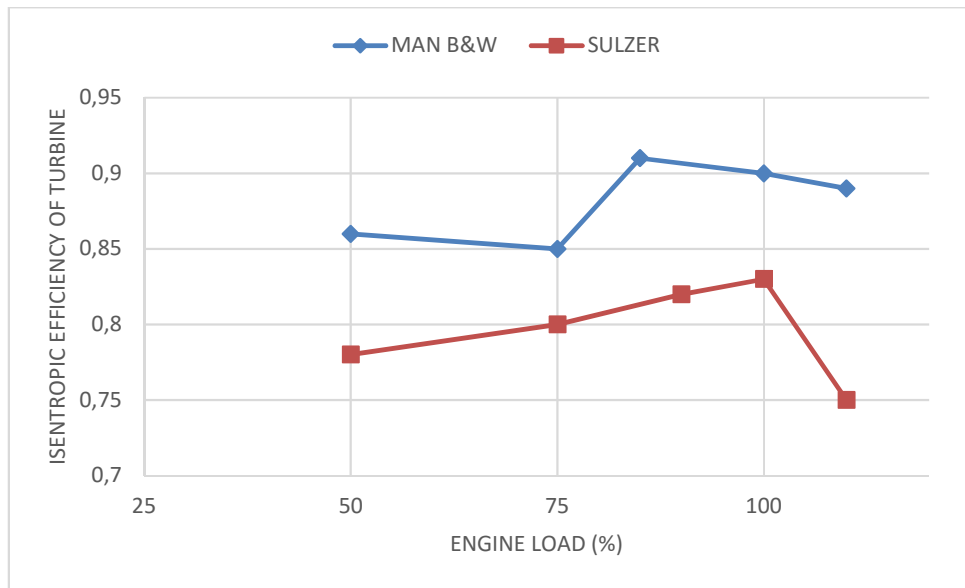


Σχήμα 4.5 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου της μηχανής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Από τον Πίνακα 4.9 και το Σχήμα 4.3 παρατηρώ ότι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης των συμπιεστών των δύο κινητήρων κυμαίνεται στα πλαίσια που έχουν ορισθεί στην ενότητα 4.1. Για τον ισεντροπικό β.α. του συμπιεστή της SULZER η υψηλότερη τιμή εμφανίζεται στο 25% του φορτίου. Είναι γνωστό ότι για χαμηλά φορτία (μικρότερα του 40%) η ισχύς που παρέχει ο στρόβιλος δεν επαρκεί για την συμπίεση του αέρα σάρωσης του κινητήρα. Για αυτό το λόγο, κάθε πλοίο διαθέτει εφεδρικούς φουσητήρες οι οποίοι ενεργοποιούνται στα χαμηλά φορτία λειτουργίας της μηχανής και υποβοηθούν τη λειτουργία του υπερπληρωτή. Επομένως οι τιμές στο 25% του φορτίου καλό είναι να αγνοούνται στην ανάλυση των συμπιεστών. Οι τιμές στο σημείο βέλτιστης συνεχούς λειτουργίας (85%) είναι 0.86 για την MAN και 0.81 για την SULZER, οι οποίες είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικές.

Πίνακας 4.10 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης στρόβιλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Φορτίο κινητήρα (%)	MAN B&W	Φορτίο κινητήρα (%)	SULZER		
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου η_{isT}		Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στρόβιλου η_{isT}		
			1	2	MO
25	0.73	25	9.74	4.5	7.1
50	0.86	50	0.75	0.814	0.78
75	0.85	75	0.78	0.817	0.8
85	0.91	90	0.778	0.857	0.82
100	0.90	100	0.8	0.848	0.83
110	0.89	110	0.71	0.78	0.75

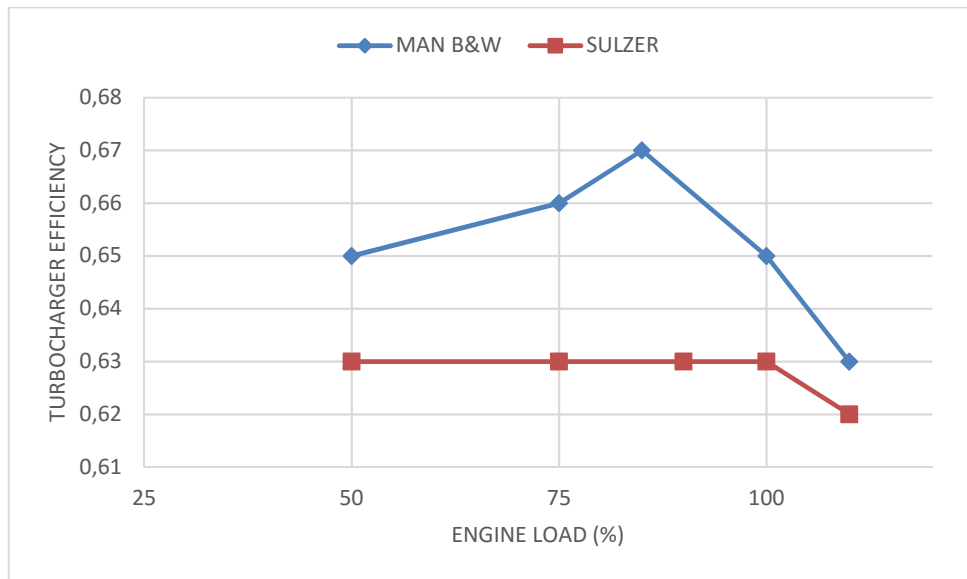


Σχήμα 4.6 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου συναρτήσει του φορτίου της μηχανής κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Για αμφοτέρους τους κινητήρες έχουμε να παρατηρήσουμε ότι οι τιμές του βαθμού απόδοσης κινούνται στο πλαίσιο που έχει οριστεί στην ενότητα 4.1.3. Οι τιμές του β.α. στο σημείο βέλτιστης συνεχούς λειτουργίας είναι 0.91 για την MAN και 0.82 για την SULZER που είναι ιδιαίτερα ικανοποιητικές. Σε αυτό το σημείο πρέπει να σημειωθεί ότι για το β.α. απόδοσης του στροβίλου χρησιμοποιήθηκε ο τύπος $\eta_{isT} = \frac{\eta_{t/c}}{\eta_{isc} \times \eta_{mc} \times \eta_{mT}}$ (4.9). Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο παρουσιάζει σφάλμα, το οποίο διορθώνεται μέσω του ενεργειακού ισοζυγίου συμπιεστή – στροβίλου λύνοντας ως προς την εσφαλμένη θερμοκρασία.

Πίνακας 4.11 : Βαθμοί απόδοσης των στροβιλοϋπερπληρωτών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

MAN B&W		SULZER			
Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωτή η_{TC}	Φορτίο κινητήρα (%)	Βαθμός απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωτή η_{TC}		
			1	2	MO
25	0.58	25	6.36	3.13	4.74
50	0.65	50	0.5	0.51	0.5
75	0.66	75	0.45	0.45	0.45
85	0.67	85	0.43	0.44	0.44
100	0.65	100	0.61	0.60	0.6
110	0.63	110	0.53	0.54	0.54



Σχήμα 4.7 : Βαθμός απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

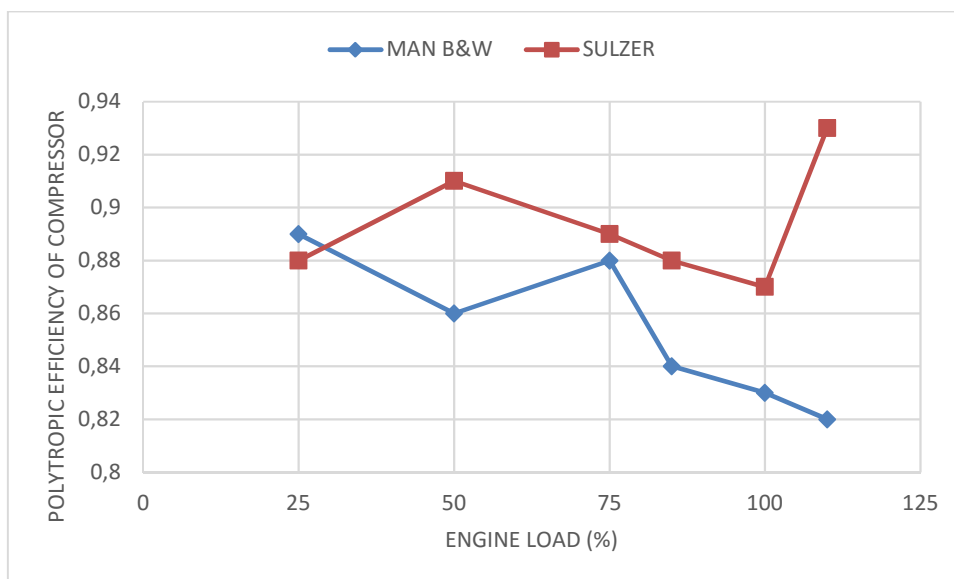
Για τον κινητήρα της MAN παρατηρώ ότι οι βαθμοί απόδοσης που εμφανίζει είναι ικανοποιητικοί σε όλα τα σημεία λειτουργίας του. Στα σημεία συνεχούς λειτουργίας του κινητήρα 85% και 100% ο β.α. είναι 0.67 και 0.65 αντίστοιχα. Για τον κινητήρα της SULZER παρατηρώ ότι ο β.α. είναι σταθερός για όλα τα σημεία λειτουργίας και ίσος με 0.63 εκτός από το 110% που μειώνεται στο 0.62. Οι βαθμοί αυτοί επιτρέπουν μια ικανοποιητική υπερπλήρωση του κινητήρα μας.

4.3.4 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου

Στους πίνακες και τα γραφήματα που ακολουθούν παρουσιάζονται οι πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης για τις δύο μηχανές.

Πίνακας 4.12 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

MAN B&W		SULZER			
Φορτίο κινητήρα (%)	Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isc}	Φορτίο κινητήρα (%)	Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή η_{isc}		
			1	2	MO
25	0.89	25	0.85	0.91	0.88
50	0.86	50	0.93	0.88	0.91
75	0.88	75	0.90	0.88	0.89
85	0.84	90	0.91	0.85	0.88
100	0.83	100	0.89	0.85	0.87
110	0.82	110	0.96	0.90	0.93

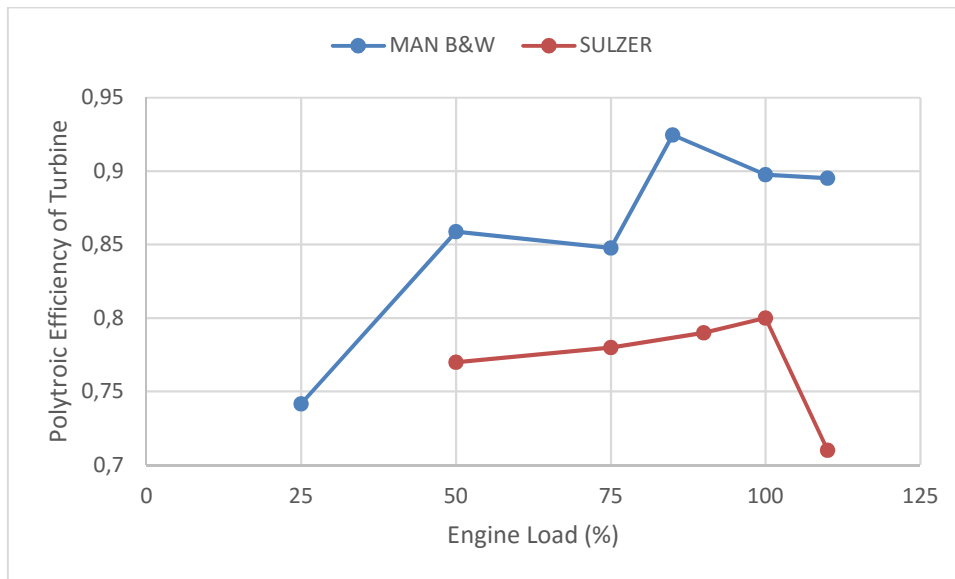


Σχήμα 4.8 : Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή της MAN εμφανίζει πτωτική πορεία, χωρίς όμως να μειώνεται σε ανησυχητικά επίπεδα (από 0.89 στο 25% σε 0.82 στο 110%). Σε αντίθεση με αυτόν ο β.α. της SULZER παρουσιάζει αυξομειώσεις με χαμηλότερη τιμή 0.88 στο 25% του φορτίου και υψηλότερη 0.93 στο 110 % του φορτίου.

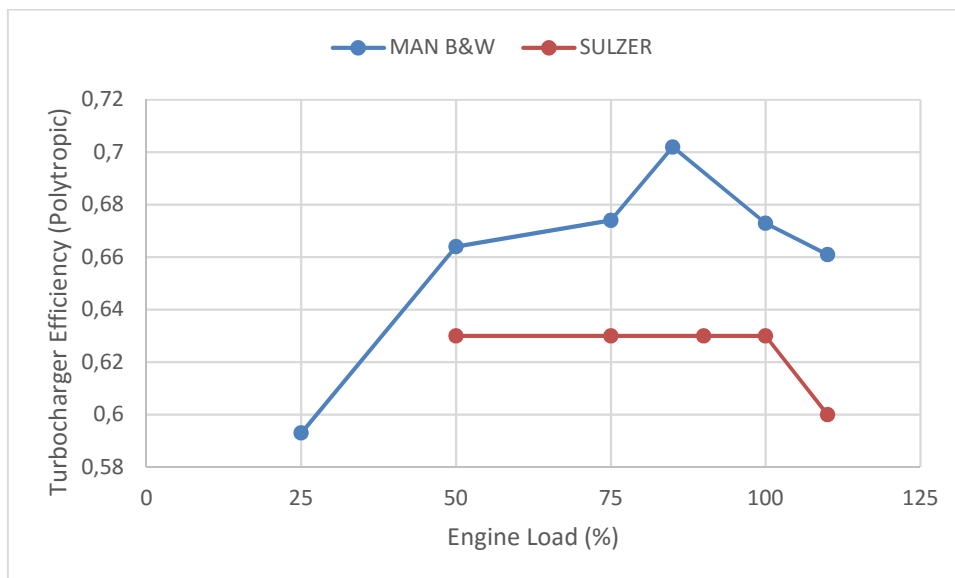
Πίνακας 4.13 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

MAN B&W		SULZER			
Φορτίο κινητήρα (%)	Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}	Φορτίο κινητήρα (%)	Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου η_{isT}		
			1	2	MO
25	0.74	25	7.54	5.48	6.51
50	0.86	50	0.74	0.80	0.77
75	0.85	75	0.768	0.79	0.78
85	0.925	90	0.757	0.83	0.79
100	0.898	100	0.77	0.83	0.8
110	0.895	110	0.68	0.74	0.71



Σχήμα 4.9 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης του στροβίλου παρουσιάζει αυξομειώσεις για τον κινητήρα της MAN, ενώ για τον κινητήρα της SULZER αυξάνεται μέχρι το 100% και μετά μειώνεται. Για τον κινητήρα της MAN παρατηρώ ότι ο μεγαλύτερος β.α. είναι 0.92 στο 85% του φορτίου, ενώ ο μικρότερος είναι 0.74 στο 25%. Για τον κινητήρα SULZER παρατηρώ ότι ο μεγαλύτερος β.α. είναι 0.8 και εμφανίζεται στο 100% του φορτίου.



Σχήμα 4.10 : Βαθμός απόδοσης Στροβιλοϋπερπληρωτή βάσει των πολυτροπικών βαθμών απόδοσης συμπίεστη και στροβίλου κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Εφόσον έχουν βρεθεί οι πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης για συμπίεστη και στρόβιλο, υπολογίζεται και ο συνολικός βαθμός απόδοσης του στροβιλοϋπερπληρωτή για τους δύο κινητήρες. Για τον κινητήρα MAN παρατηρώ ότι ο β.α παρουσιάζει μέγιστο στο 85% του φορτίου με τιμή 0.7. Για τον κινητήρα SULZER παρατηρώ ότι ο β.α. είναι σταθερός και ίσος με 0.63 για κάθε σημείο λειτουργίας εκτός του 110% που μειώνεται στο 0.6.

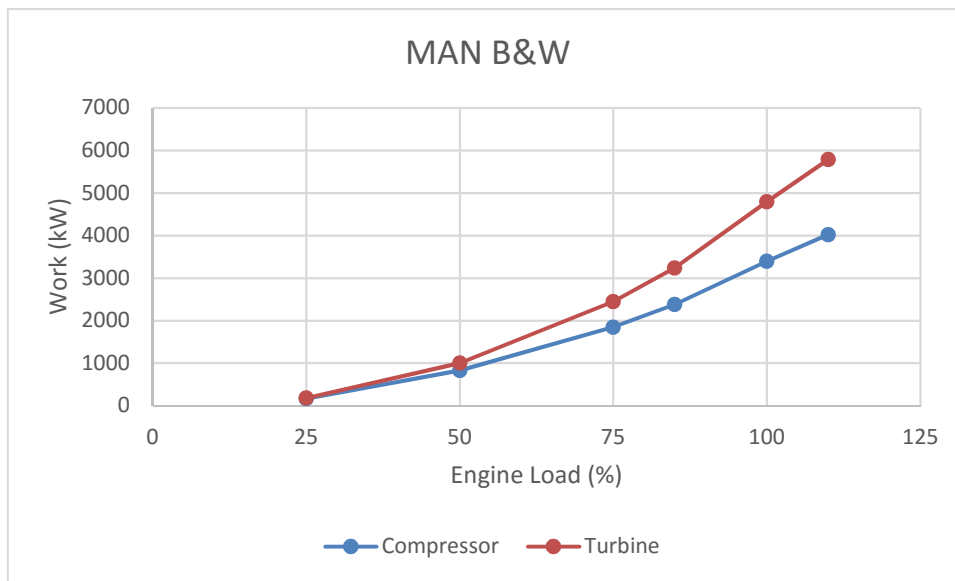
4.3.5 Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου

Το έργο που παράγουν ο συμπιεστής και ο στρόβιλος υπολογίζεται μέσω του τύπου

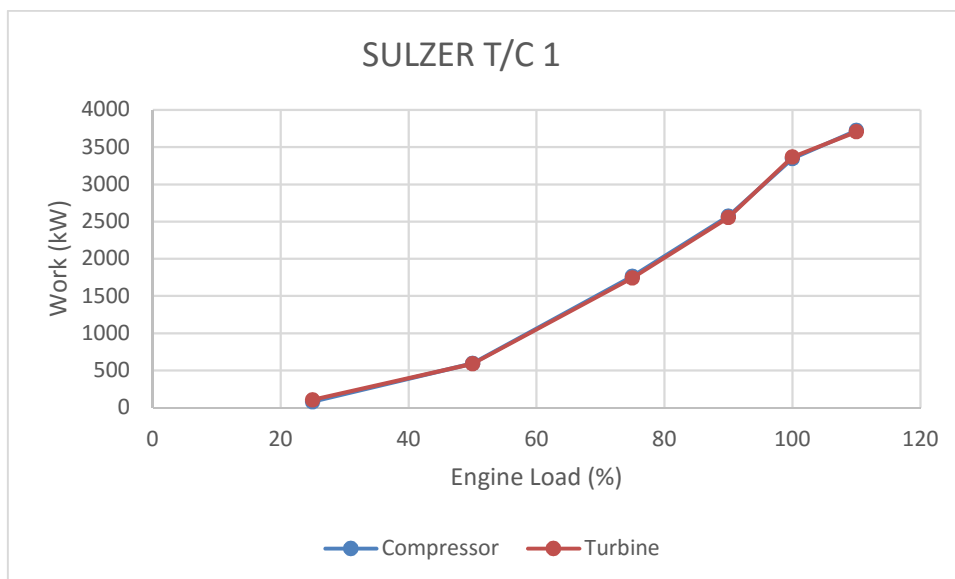
$$\dot{m}_{air} \times C_{p,air} \times \frac{T_1}{\eta_{mc} \times \eta_{isc}} \left[\left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] =$$

$$m_{exh} \times C_{p,exh} \times \eta_{isc} \times \eta_{mc} \times T \times T_{03} \times [1 - P_{04} P_{03} (\gamma_e - 1) / \gamma_e] \quad (4.2) \quad (4.26)$$

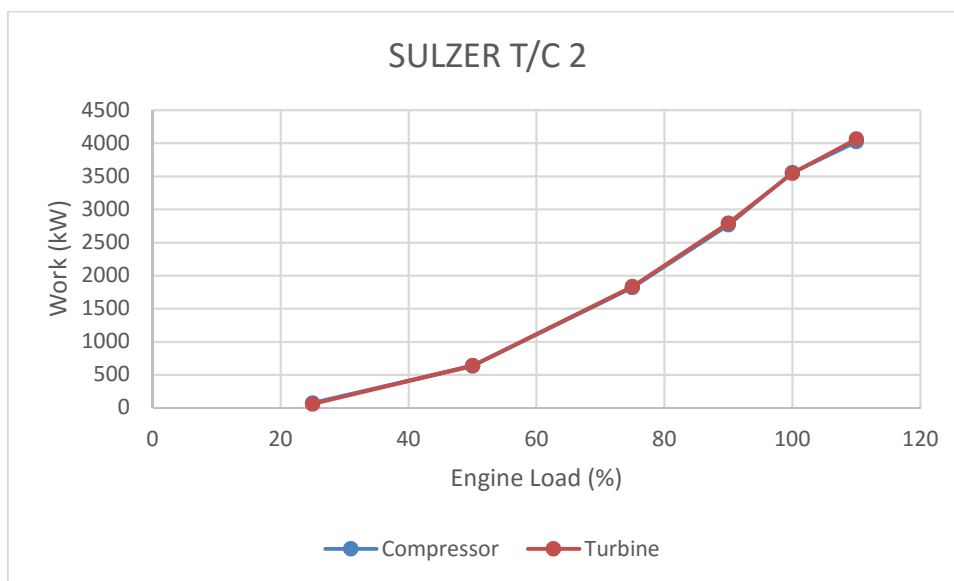
Τα αποτελέσματα των υπολογισμών απεικονίζονται στο παρακάτω διάγραμμα. Παρατηρώ ότι στον κινητήρα της MAN ο συμπιεστής απορροφά λιγότερο έργο από αυτό που παράγει ο στρόβιλος, το οποίο είναι αναμενόμενο εξαιτίας των απωλειών που υπάρχουν στο σύστημα της στροβιλοσυμπίεσης. Για τον κινητήρα της SULZER το ισοζύγιο της ατράκτου ικανοποιείται απόλυτα και για τους 2 στροβιλοσυμπιεστές.



Σχήμα 4.11 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για την MAN



Σχήμα 4.12 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για το 1ο T/C της SULZER



Σχήμα 4.13 : Έργο Συμπίεστη – Στροβίλου για το 2^ο T/C της SULZER

4.4 Λειτουργικά μεγέθη στροβιλοϋπερπληρωτή κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Σε αυτή την ενότητα θα παρουσιαστούν και θα αναλυθούν τα αποτελέσματα των μετρήσεων του στροβιλοϋπερπληρωτή της μηχανής κατά τις δοκιμές θαλάσσης. Στους Πίνακες 4.2 έως 4.5 αποτυπώνονται τα αποτελέσματα των μετρήσεων των λειτουργικών μεγεθών (λόγος πίεσης, ισεντροπικός και πολυτροπικός βαθμός απόδοσης, ταχύτητα, μαζική παροχή αέρα, θερμοκρασία) που πραγματοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια των δοκιμών θαλάσσης.

4.4.1 Πιέσεις και θερμοκρασίες

Στους δύο παρακάτω πίνακες επισυνάπτονται οι χαρακτηριστικές πιέσεις και θερμοκρασίες στο στροβιλοϋπερπληρωτή, καθώς και η πίεση και η θερμοκρασία σάρωσης.

Πίνακας 4.14 : Πιέσεις του στροβιλοϋπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις εργοστασιακές δοκιμές

Φορτίο Κινητήρα (%)	P_{atm} (MPa)	P_1 (MPa)	P_2 (MPa)	P_3 (MPa)	P_4 (MPa)	P_5 (MPa)
75	0,1	0,1	0,28	0,28	0,2643	0,10135
85	0,1	0,1	0,31	0,31335	0,295	0,10164
100	0,1	0,1	0,36	0,35764	0,34	0,10228

Πίνακας 4.15 : Θερμοκρασίες του στροβιλοϋπερπληρωτή του κινητήρα MAN κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Φορτίο Κινητήρα (%)	T_{atm} ($^{\circ}C$)	T_1 ($^{\circ}C$)	T_2 ($^{\circ}C$)	T_3 ($^{\circ}C$)	T_4 ($^{\circ}C$)	T_5 ($^{\circ}C$)
75	21,4	33,5	150	34	306,87	226,02
85	20,85	34	165	34	315,88	225,1
100	20,6	35	187,5	38	342,5	228,13

4.4.2 Παροχή αέρα και καυσαερίων

Οι πιέσεις και οι θερμοκρασίες σάρωσης (P_3, T_3) είναι γνωστές και μέσω αυτών υπολογίζεται για κάθε σημείο λειτουργίας η πυκνότητα σάρωσης μέσω της εξίσωσης τελείου αερίου σχέση $\rho_{scav\ air} = \frac{P_{scav}}{R \times T_{scav}}$ (3.5). Η παροχή του αέρα μέσω του κινητήρα υπολογίζεται από τη σχέση $\dot{m}_{air} = \frac{N \times \eta_v \times \rho_{scav} \times V_H}{n_R}$ (3.15) και η παροχή των καυσαερίων από τη σχέση

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_G = \dot{m}_a + \dot{m}_{fuel} \quad (4.25). \quad n_{isT} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{1 - (R_2)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \quad (4.8)$$

Βάσει αυτών προκύπτει ο

πίνακας 4.16.

Πίνακας 4.16 : Παροχή αέρα και καυσαερίων διαμέσου του κινητήρα κατά τις δοκιμές θαλάσσης

Φορτίο Κινητήρα (%)	Παροχή αέρα στο συμπιεστή (kg/s)	Πυκνότητα αέρα σάρωσης (kg/m^3)	Παροχή αέρα στον κινητήρα (kg/s)	Παροχή καυσίμου (kg/s)	Παροχή καυσαερίου στην έξοδο (kg/s)
75	15,037	3,21	13,534	0,354	15,39
85	17,272	3,56	15,545	0,395	17,67
100	20,560	4,00	18,504	0,474	21,04

4.4.3 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή στον κινητήρα της MAN

Από τα δεδομένα των πινάκων (πιέσεις, θερμοκρασίες) και των εξισώσεων των παραγράφων 4.1 και 4.2 υπολογίζουμε αρχικά τις σχέσεις πίεσης συμπιεστή και στροβίλου οι οποίες φαίνονται στον πίνακα 4..

Πίνακας 4.17 : Λόγος πίεσης σε συμπιεστή και στρόβιλο

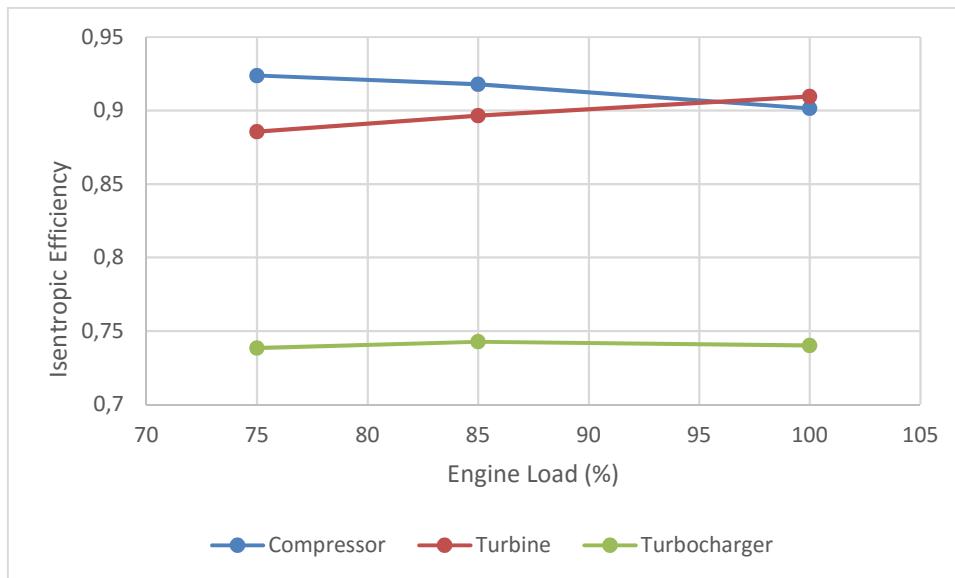
Φορτίο Κινητήρα (%)	Λόγος πίεσης συμπιεστή π_c	Λόγος πίεσης στροβίλου π_T
75	2,86	2,61

85	3,18	2,9
100	3,63	3,32

Για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου χρησιμοποιήθηκαν οι σχέσεις $\eta_{is} = \frac{(W_{is}/\dot{m})}{(W/\dot{m})} = \frac{h_{2is}-h_1}{h_2-h_1} = \frac{T_{2is}-T_1}{T_2-T_1}$ (4.3) και $\eta_{isT} = \frac{(P/\dot{m})}{(P_{is}/\dot{m})} = \frac{h_3-h_4}{h_3-h_{4is}} = \frac{T_3-T_4}{T_3-T_{4is}}$ (4.6).

Πίνακας 4.18 : Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

Φορτίο Κινητήρα (%)	Ισεντροπικός βαθμός Συμπιεστή (%)	Ισεντροπικός βαθμός Στροβίλου (%)	Ισεντροπικός βαθμός Στροβιλοϋπερπληρωτή (%)
75	0,924	0,9	0,738
85	0,918	0,91	0,743
100	0,902	0,916	0,74



Σχήμα 4.14 : Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

Οι παραπάνω βαθμοί απόδοσης είναι στα όρια λειτουργίας που ορίζει η βιβλιογραφία.

4.4.4 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή σύμφωνα με τις δοκιμές θαλάσσης στον κινητήρα της MAN

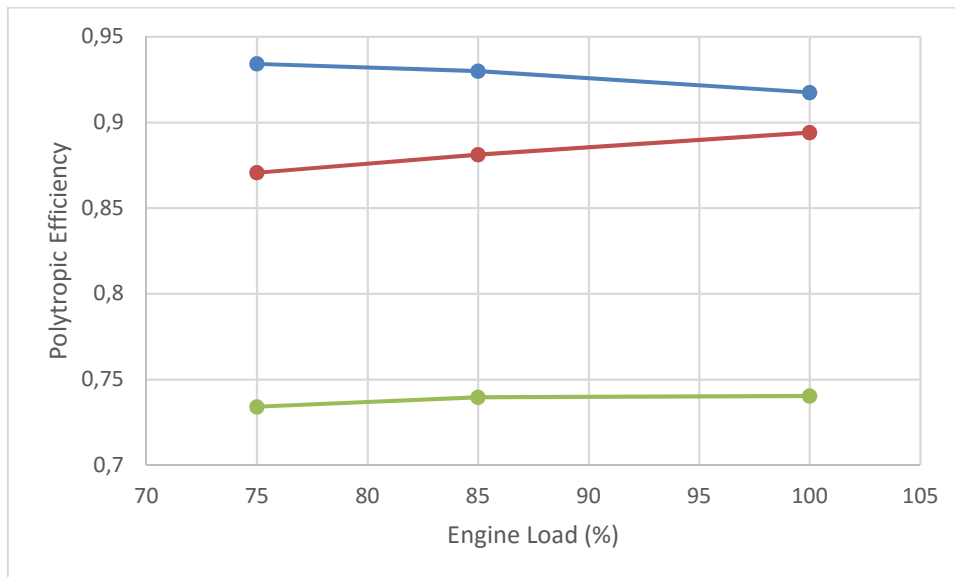
Οι σχέσεις $\eta_{pc} = \frac{\ln\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{\ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right)}$ (4.10) και $\eta_{pt} = \frac{\ln\left(\frac{T_4}{T_3}\right)}{\ln\left(\frac{P_4}{P_3}\right)^{\frac{\gamma g-1}{\gamma g}}}$ (4.12) χρησιμοποιήθηκαν για τον

υπολογισμό του πολυτροπικού βαθμού απόδοσης του στροβίλου και του συμπιεστή. Οι τιμές που προέκυψαν φαίνονται στον πίνακα (4.19).

Πίνακας 4.19 : Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης σε συμπιεστή και στρόβιλο

Φορτίο Κινητήρα (%)	Πολυτροπικός βαθμός Συμπιεστή	Πολυτροπικός βαθμός Στροβίλου	Πολυτροπικός βαθμός Στροβιλοϋπερπληρωτή
75	0,934	0.87	0.734
85	0,93	0.88	0.74
100	0,918	0.894	0.74

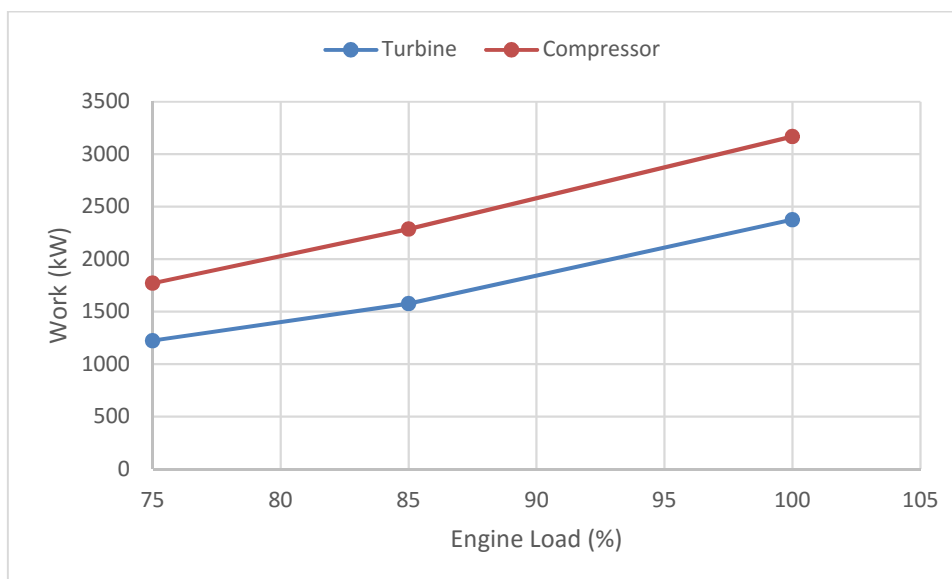
Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται οι πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης για τον συμπιεστή, τον στρόβιλο και το στροβιλοϋπερπληρωτή. Παρατηρώ ότι οι τιμές τους κυμαίνονται σε αναμενόμενα επίπεδα και παρουσιάζουν μικρές αποκλίσεις από τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης.



Σχήμα 4.15 : Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

4.4.5 Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου

Στο διάγραμμα που ακολουθεί απεικονίζεται το έργο του συμπιεστή και του στροβίλου για όλα τα σημεία λειτουργίας.



Σχήμα 4.16 : Έργο Συμπιεστή – Στροβίλου για τα sea trial

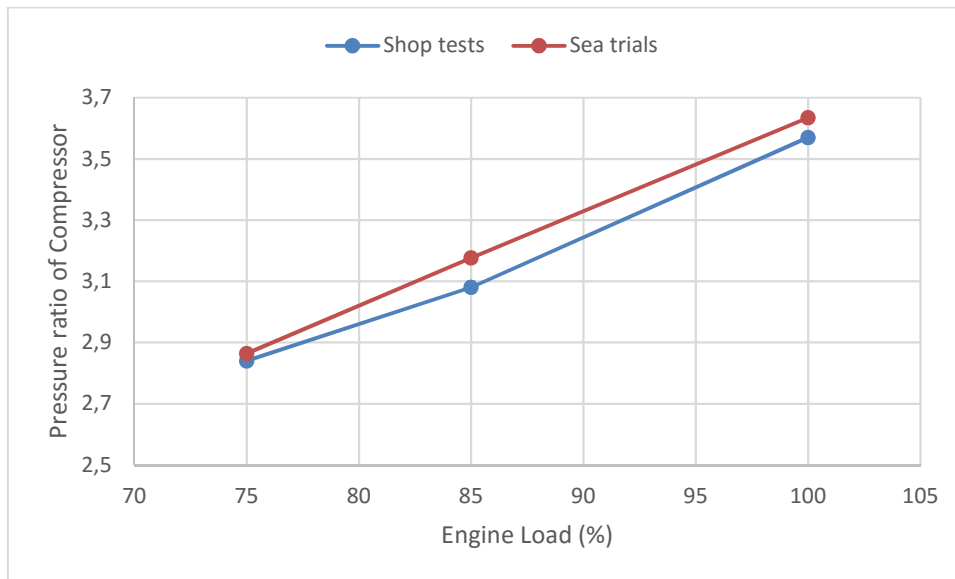
Αξίζει να παρατηρήσουμε ότι δεν ικανοποιείται το ισοζύγιο, διότι πιθανώς είναι λάθος η μέτρηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων που βγαίνουν στην ατμόσφαιρα.

4.5 Αξιολόγηση χαρακτηριστικών ποσοτήτων στροβιλοϋπερπληρωτή

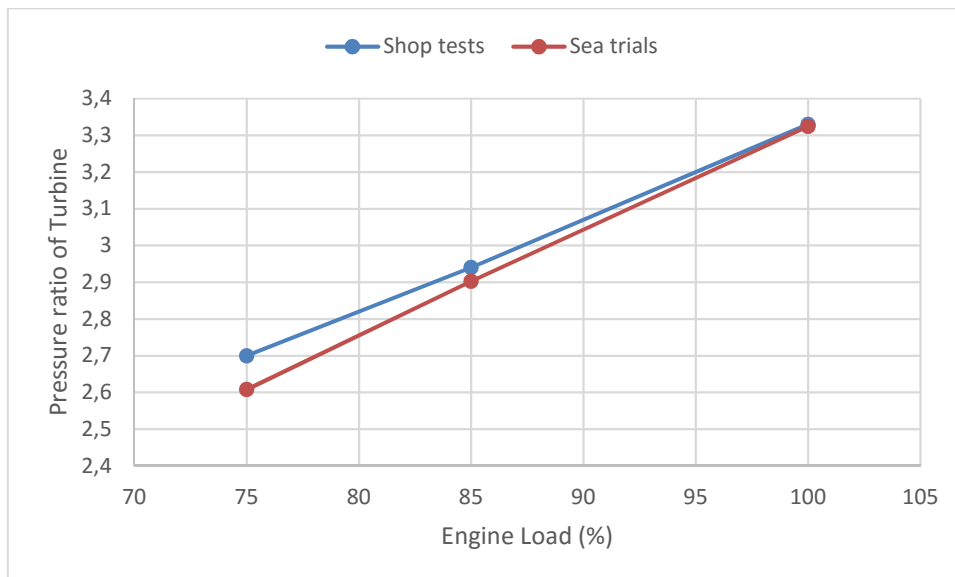
Στην ενότητα αυτή συγκρίνονται οι εργοστασιακές δοκιμές με τις δοκιμές θαλάσσης για τον κινητήρα της MAN καθώς και οι ισεντροπικοί με τους πολυτροπικούς βαθμούς απόδοσης για τους δύο κινητήρες. Επιπλέον σχολιάζονται τα μεγέθη εκείνα που παρουσίασαν αποκλίσεις από τις αναμενόμενες τιμές τους.

4.5.1 Λόγος πίεσης συμπιεστή και στροβίλου

Στα παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται οι λόγοι πίεσης για το συμπιεστή και το στρόβιλο μεταξύ των 3 σημείων λειτουργίας του κινητήρα. Παρατηρώ ότι σε αμφότερα τα διαγράμματα οι λόγοι πίεσεως ταυτίζονται με πολύ καλή ακρίβεια. Για τον συμπιεστή τα sea trials εμφανίζουν μεγαλύτερες τιμές με ελάχιστη διαφορά από τα shop tests. Στον στρόβιλο ισχύει το ακριβώς αντίθετο, με τις τιμές των shop tests να είναι για ελάχιστη διαφορά μεγαλύτερες από τα sea trials.



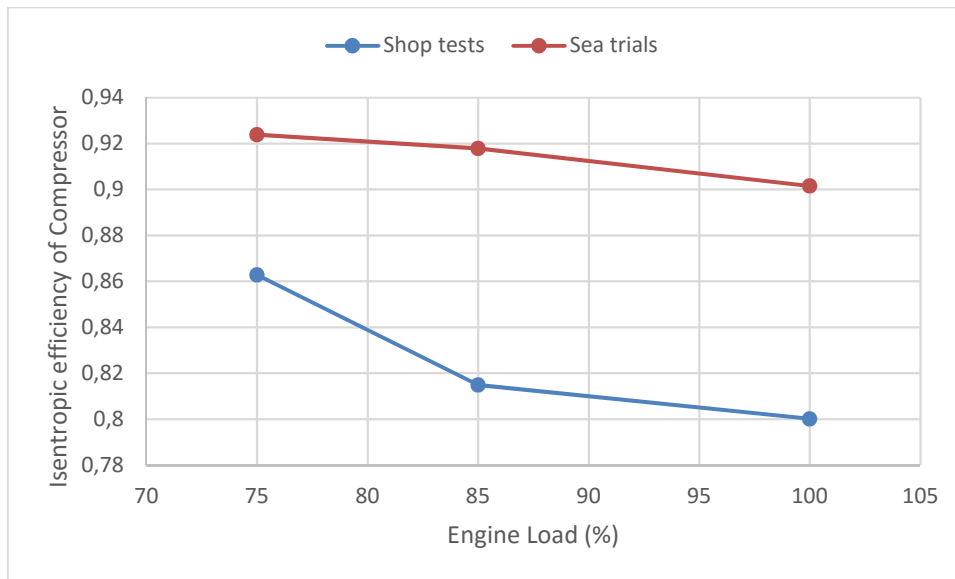
Σχήμα 4.17 : Λόγος πίεσης συμπιεστή για shop tests και sea trials



Σχήμα 4.18 : Λόγος πίεσης στροβίλου για shop tests και sea trials

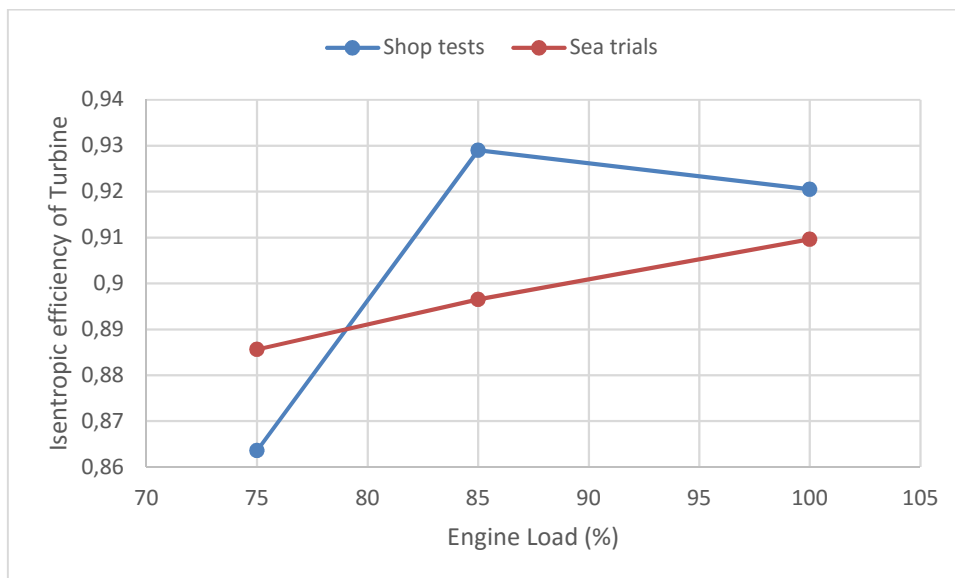
4.5.2 Ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

Στα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζονται οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή του στροβίλου και του στροβιλοϋπερπληρωτή για τα 3 σημεία λειτουργίας.

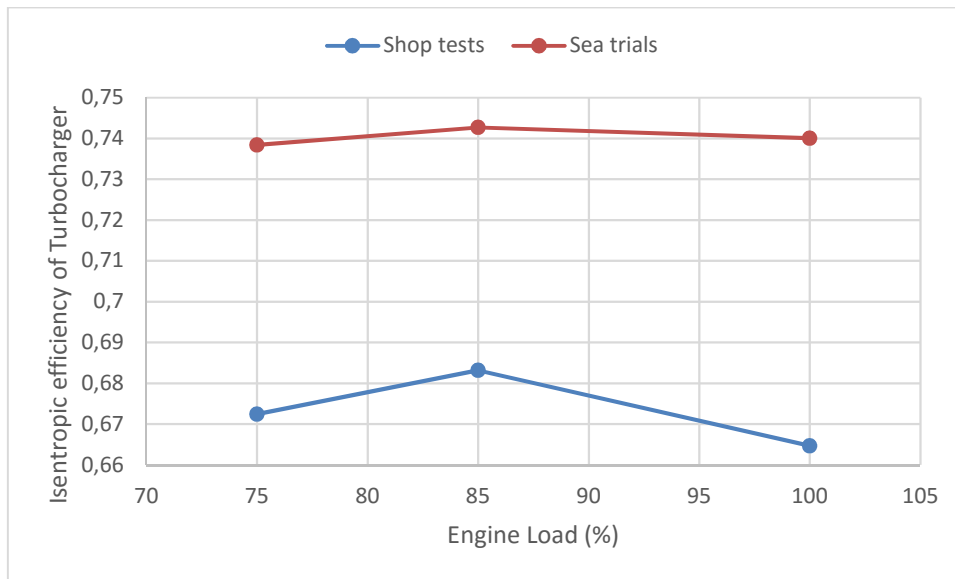


Σχήμα 4.19 : Ισεντροπικός β.α. συμπιεστή για shop tests και sea trials

Ο ισεντροπικός β.α. για τα sea trial είναι από 6% μέχρι 10% μεγαλύτερος από τα shop tests. Το γεγονός αυτό είναι ευχάριστο για τον μηχανικό της εταιρείας καθώς τα sea trial δίνουν μια εικόνα για τη λειτουργία του πλοίου σε πραγματικές συνθήκες. Όμως προβληματίζει το φοιτητή καθώς τα shop tests πραγματοποιούνται σε ιδανικότερες συνθήκες από τα sea trials και θα περίμενε κανείς η απόδοση να είναι υψηλότερη σε αυτές.



Σχήμα 4.20 : Ισεντροπικός β.α. στροβίλου για shop tests και sea trials



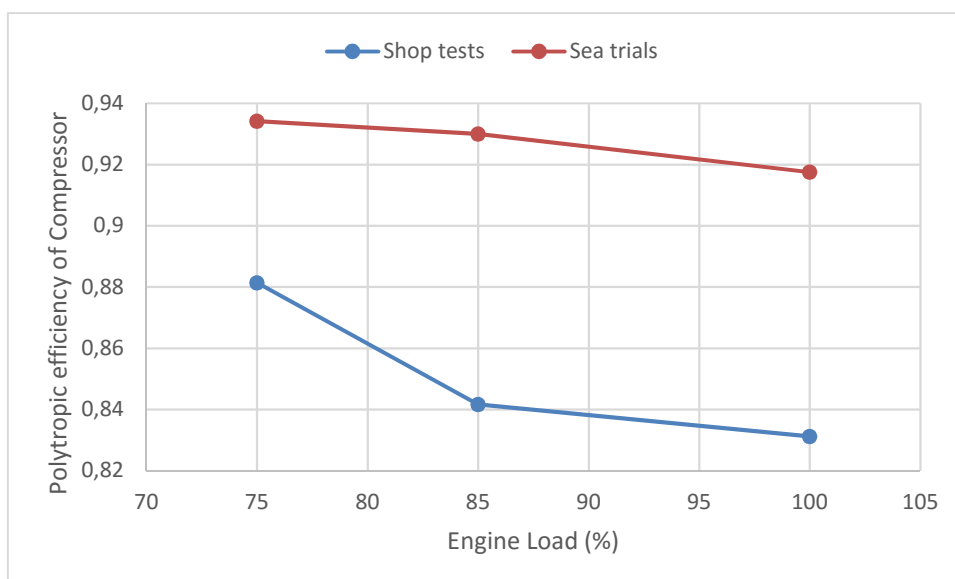
Σχήμα 4.21 : Ισηντροπικός β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για shop tests και sea trials

Η μεγαλύτερη απόκλιση για τον ισηντροπικό του στροβίλου εμφανίζεται στο 85% και είναι περίπου 3%, ενώ η μικρότερη στο 100% και είναι 1% με τα shop tests να είναι μεγαλύτερα από τα sea trials σε κάθε σημείο λειτουργία εκτός του 75%, όπου είναι μικρότερα κατά 2.6%.

Ο β.α. του στροβιλοϋπερπληρωτή εμφανίζει καλύτερες τιμές στις δοκιμές θαλάσσης απ' ότι στις εργοστασιακές, με την μεγαλύτερη απόκλιση να εμφανίζεται στο 100% με τιμή 7.5% και την μικρότερη στο 85% με τιμή 5.9%.

4.5.3 Πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης συμπιεστή, στροβίλου και στροβιλοϋπερπληρωτή

Στα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζονται οι πολυτροπικοί βαθμοί απόδοσης για το συμπιεστή, το στρόβιλο και τον στροβιλοϋπερπληρωτή για τα 3 σημεία λειτουργίας.



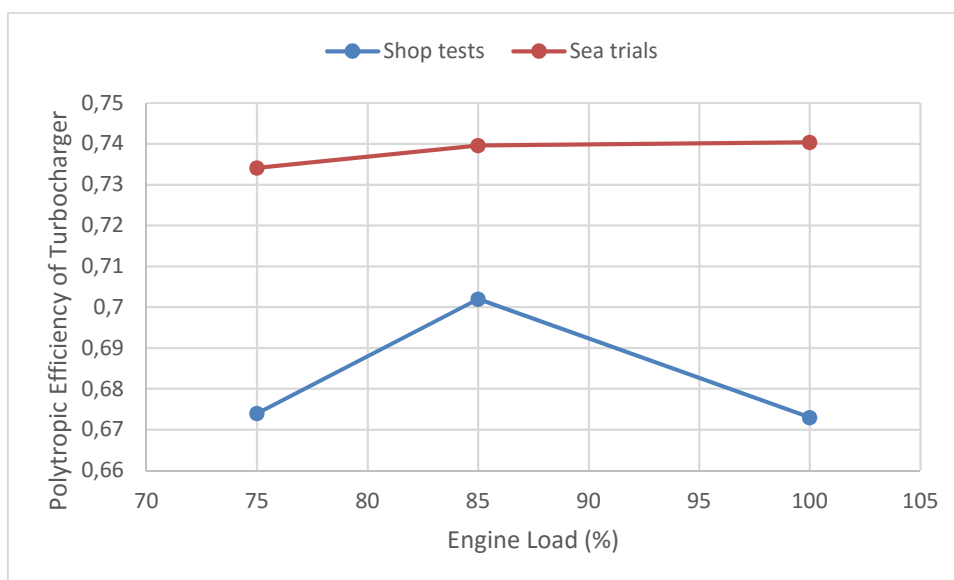
Σχήμα 4.22 : Πολυτροπικός β.α. συμπιεστή για shop tests και sea trials

Παρατηρώ ότι τα sea trial έχουν υψηλότερο β.α. από τα shop tests για όλα τα σημεία λειτουργίας. Η μεγαλύτερη διαφορά εμφανίζεται στο 100% και είναι 8.8%.



Σχήμα 4.23 : Πολυτροπικός β.α. στροβίλου για shop tests και sea trials

Παρατηρώ ότι τα shop tests έχουν μεγαλύτερες τιμές στο 85% και στο 100% του φορτίου από τα sea trials. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά εμφανίζεται στο 85% και είναι 5.24%.

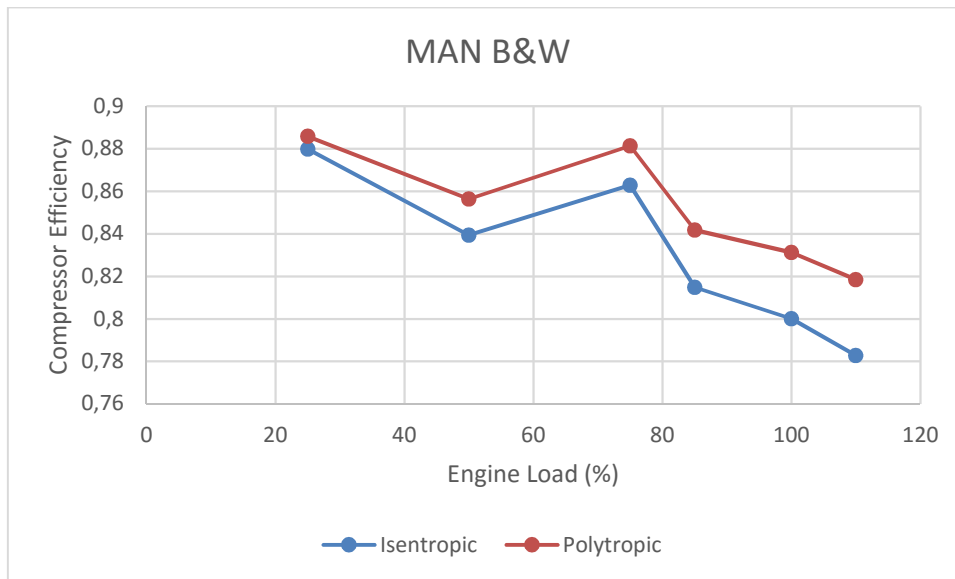


Σχήμα 4.24 : Πολυτροπικός β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για shop tests και sea trials

Παρατηρώ ότι τα sea trial έχουν μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης από τα shop tests ο οποίος είναι και για τα 3 φορτία 74%. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά εμφανίζεται στο 100% και είναι 6.7%

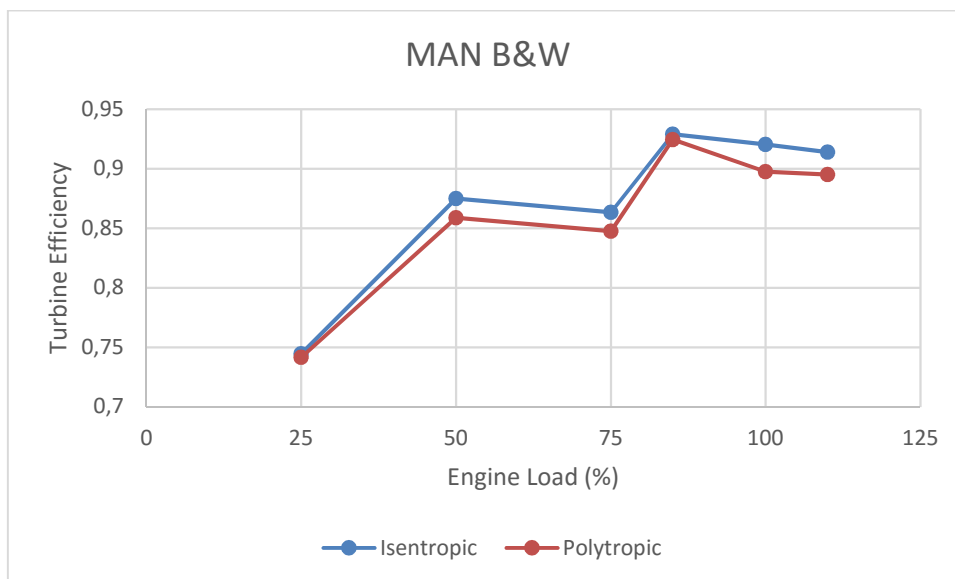
4.5.4 Ισεντροπικός – Πολυτροπικός βαθμός απόδοσης

Στα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζονται από κοινού οι πολυτροπικοί και ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης για το συμπιεστή και το στρόβιλο κάθε μηχανής για τις δύο σειρές δοκιμών.



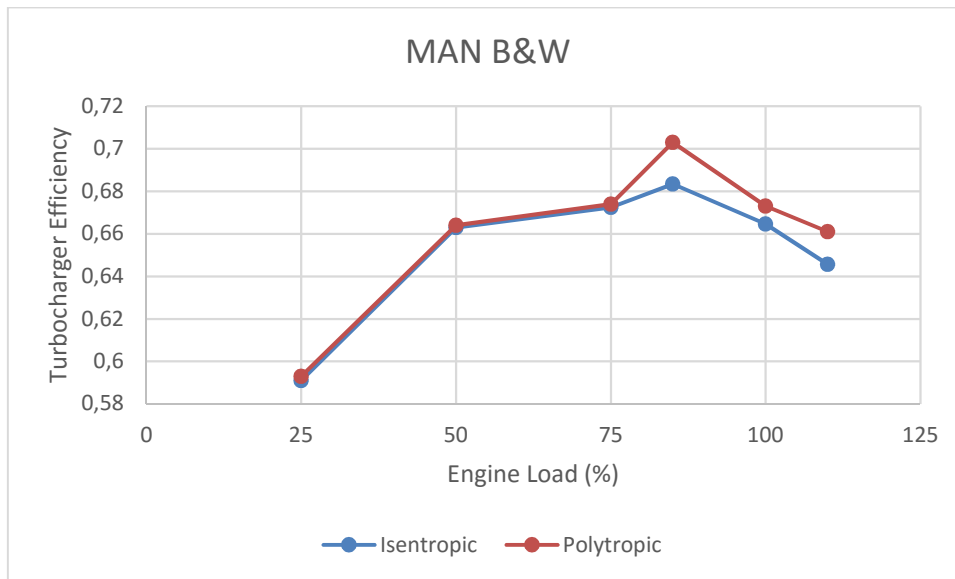
Σχήμα 4.25 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπιεστή για την MAN

Παρατηρώ ότι ο πολυτροπικός β.α. είναι μεγαλύτερος από τον ισηντροπικό. Οι δύο βαθμοί απόδοσης εμφανίζουν μικρές αποκλίσεις μεταξύ τους με την μεγαλύτερη να είναι 3.5% στο 110% του φορτίου.



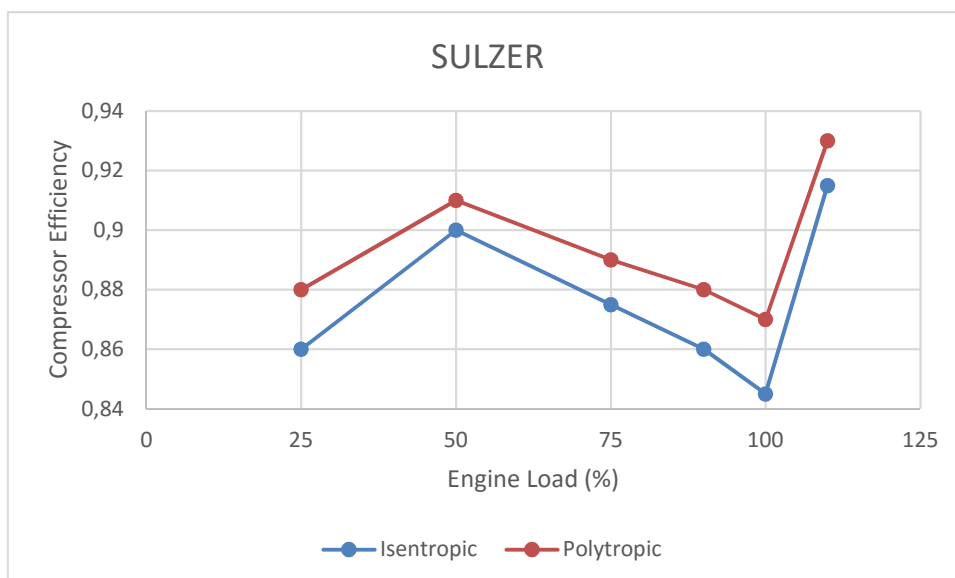
Σχήμα 4.26 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την MAN

Παρατηρώ ότι ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος για κάθε σημείο λειτουργίας από τον πολυτροπικό. Η μεγαλύτερη διαφορά εμφανίζεται στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας και είναι 2.3%.



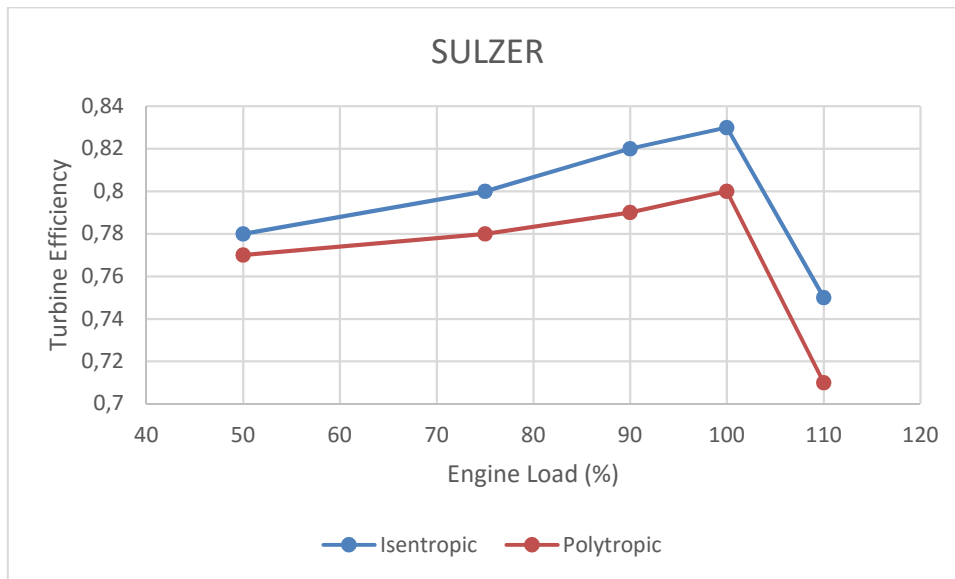
Σχήμα 4.27 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την MAN

Παρατηρώ ότι ο πολυτροπικός ταυτίζεται με τον ισηντροπικό στα 3 πρώτα φορτία λειτουργίας, ενώ μετά το 75% παρουσιάζει μια μικρή απόκλιση της τάξης του 1% με 2%. Η μέγιστη διαφορά εμφανίζεται στο 85% και είναι 2%.



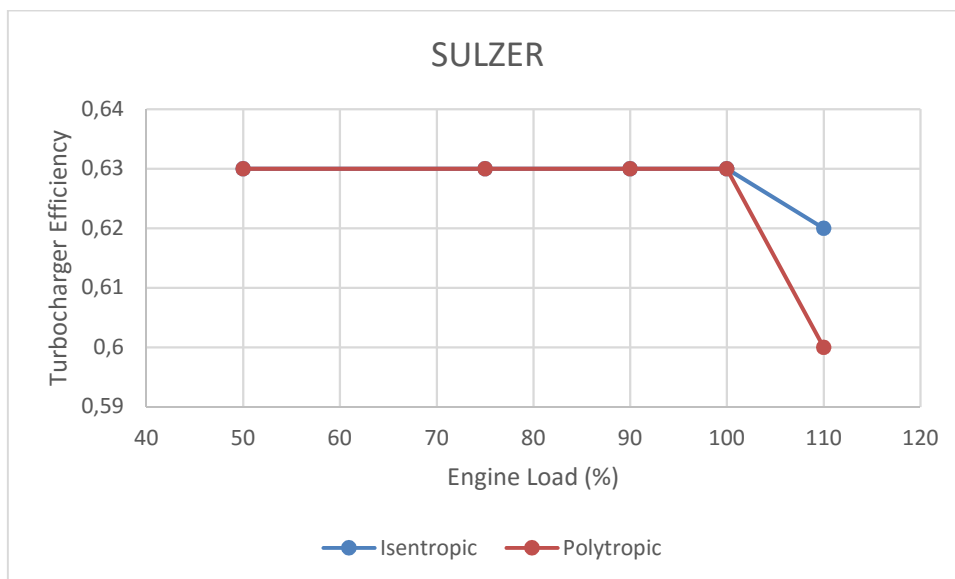
Σχήμα 4.28 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπιεστή για την SULZER

Παρατηρώ ότι ο πολυτροπικός είναι μεγαλύτερος από το ισηντροπικό για όλα τα σημεία λειτουργίας. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά εμφανίζεται στο 100% του φορτίου και είναι 2.5%.



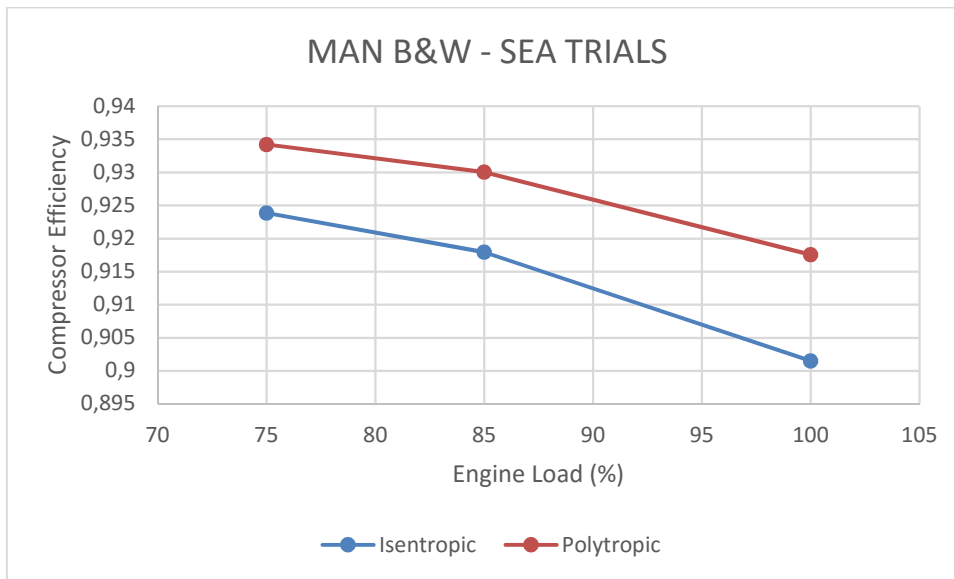
Σχήμα 4.29 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την SULZER

Παρατηρώ ότι ο ισηντροπικός είναι μεγαλύτερος του πολυτροπικού για όλα τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά εμφανίζεται στο 100% και είναι 3%.



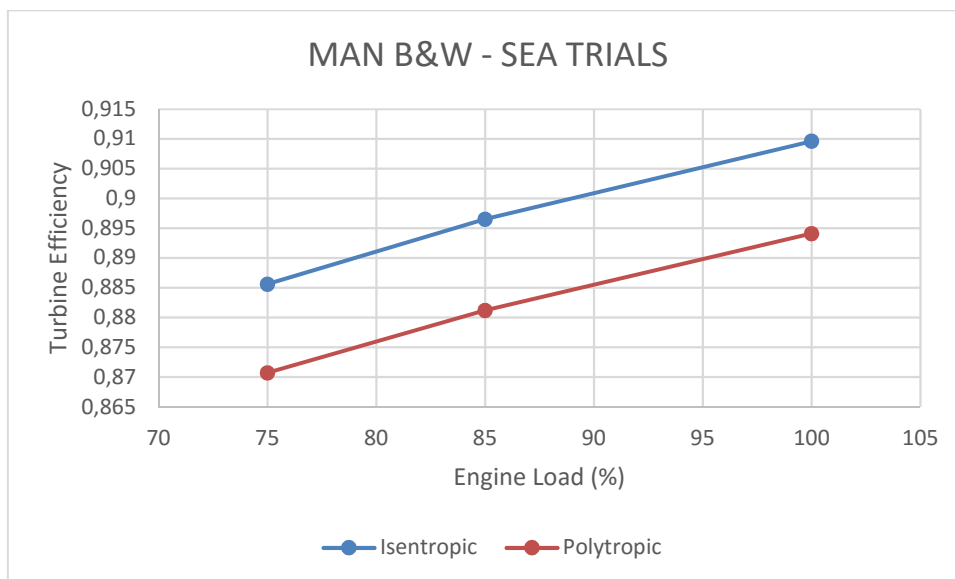
Σχήμα 4.30 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την SULZER

Παρατηρώ ότι αμφότεροι οι βαθμοί απόδοσης βγαίνουν ίσοι για όλα τα σημεία λειτουργίας εκτός από το 110% όπου η ποσοστιαία διαφορά τους είναι 2% με τον πολυτροπικό β.α. να είναι μικρότερος.



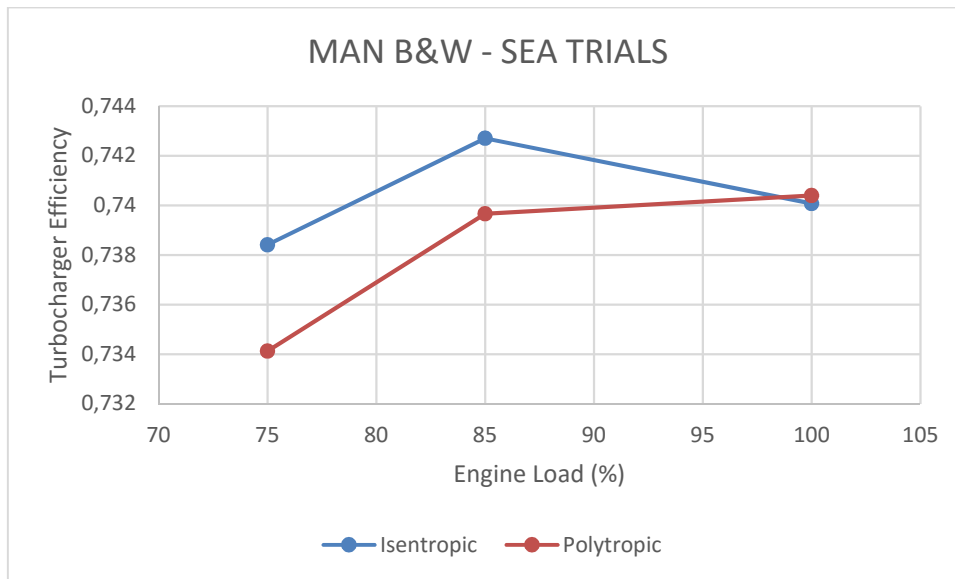
Σχήμα 4.31 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. συμπίεστή για την MAN

Παρατηρώ ότι ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος του ισηντροπικού για όλα τα σημεία λειτουργίας. Η μεγαλύτερη ποσοστιαία διαφορά εμφανίζεται στο 100% και είναι 1.6%.



Σχήμα 4.32 : Σύγκριση ισηντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβίλου για την MAN

Παρατηρώ ότι ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης είναι μεγαλύτερος του πολυτροπικού για όλα τα σημεία λειτουργίας. Η ποσοστιαία διαφορά κυμαίνεται γύρω στο 1.5% για όλα τα σημεία λειτουργίας.



Σχήμα 4.33 : Σύγκριση ισεντροπικού – πολυτροπικού β.α. στροβιλοϋπερπληρωτή για την MAN

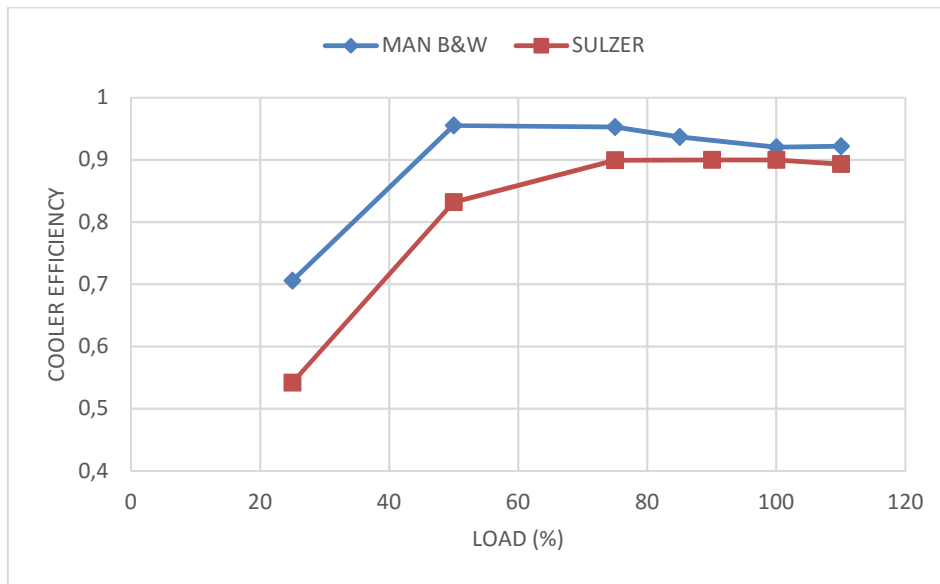
Παρατηρώ ότι ο ισεντροπικός β.α. είναι μεγαλύτερος του πολυτροπικού για όλα τα σημεία λειτουργίας, εκτός από το τελευταίο όπου για ελάχιστη τιμή είναι μεγαλύτερος ο πολυτροπικός. Οι ποσοστιαίες διαφορές που εμφανίζονται μεταξύ των δύο βαθμών είναι πολύ μικρές (της τάξης του 0.4% με 0.3%).

4.5.5 Έλεγχος θερμοκρασίας αέρα στην έξοδο του συμπιεστή

Η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή είναι κατά πολύ μεγαλύτερη της θερμοκρασίας εισόδου του αέρα στον συμπιεστή. Το γεγονός αυτό μπορεί να προκαλέσει σφάλματα στην ακρίβεια των μετρήσεων. Ένας τρόπος να ελεγχθεί η T_2 είναι μέσω του βαθμού εκμετάλλευσης. Ο βαθμός εκμετάλλευσης του ψυγείου υπερπλήρωσης είναι ο λόγος της πραγματικά μεταδιδόμενης θερμότητας στο ψυγείο προς τη μέγιστη δυνατή θερμότητα που μπορεί να μεταδοθεί στο ψυγείο και ορίζεται ως εξής :

$$\eta_{cooler} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_w} \quad (4.27)$$

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 πηγαίνει στον κύλινδρο της μηχανής και η θέση 2 αντιστοιχεί στην έξοδο του συμπιεστή. Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται οι βαθμοί απόδοσης των ψυγείων για τους δύο κινητήρες.



Σχήμα 4.34 : Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου

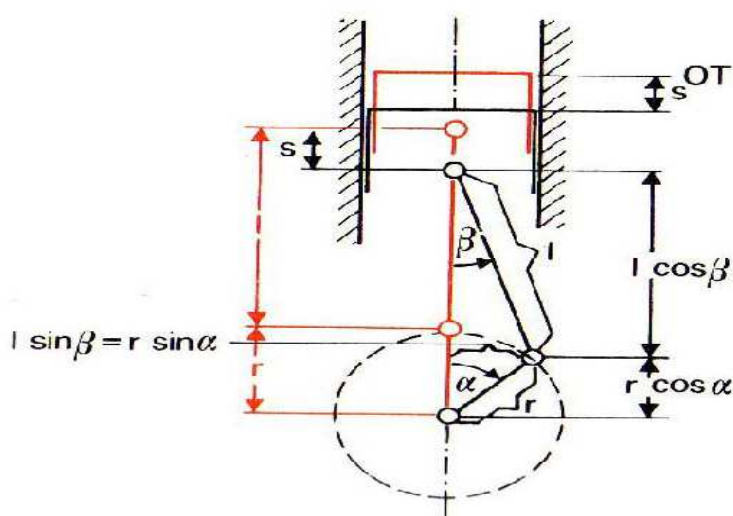
Για τους κινητήρες που εξετάζουμε, τυπικές τιμές αυτού του συντελεστή είναι 0.90 – 0.95. Παρατηρώ ότι οι τιμές του βαθμού εκμετάλλευσης κυμαίνονται στα παραπάνω πλαίσια και χαμηλότερα, επομένως συμπεραίνω ότι το σφάλμα στην θερμοκρασία εξόδου του συμπιεστή δεν επηρεάζει τον βαθμό απόδοσης.

5 Περιγραφή κύριων κατασκευαστικών εξαρτημάτων και ανάλυση δυναμικής καταπόνησης των κύριων εξαρτημάτων των κυλίνδρων

Στο κεφάλαιο αυτό γίνεται μελέτη της κινηματικής του εμβόλου αλλά και των δυνάμεων που αναπτύσσονται στον κύλινδρο μιας μηχανής και είναι υπεύθυνες για την πρόωση του πλοίου. Επιπλέον γίνεται αναφορά στα κύρια κατασκευαστικά εξαρτήματα που απαρτίζουν μια τυπική αργόστροφη μηχανή. Ο υπολογισμός των δυνάμεων που εμφανίζονται μέσα στον κύλινδρο γίνεται για το 100% του φορτίου λειτουργίας βάσει προφίλ πιέσεων από μηχανή ίδιου τύπου. Οι δυνάμεις που ασκούνται στο έμβολο, στο διωστήρα, στα στρόφαλα, στα έδρανα και στα επιμέρους στοιχεία της μηχανής, υπολογίζονται για όλες τις γωνίες στροφάλου από 0° έως 360° με βήμα μισή μοίρα. Ιδιαίτερα χρήσιμο στην κατανόηση της φύσης αυτών των δυνάμεων ήταν το εκπαιδευτικό οπτικοακουστικό υλικό που παρέχει η MAN στο διαδίκτυο (MAN, THE 2-STROKE MARINE DIESEL ENGINE , 1980).

5.1 Κινηματική του εμβολοφόρου κινητήρα (Grohe, 1990)

Το έμβολο παλινδρομεί μεταξύ ΑΝΣ και ΚΝΣ, διαδοχικά επιταχυνόμενο και επιβραδυνόμενο. Απεναντίας ο στροφαλοφόρος κινείται (κατά προσέγγιση) με σταθερή γωνιακή ταχύτητα. Η κίνηση του διωστήρα, το εξάρτημα που συνδέει τα δύο παραπάνω στοιχεία του κινητήρα, καθορίζεται από τις κινήσεις τους. Η στιγμιαία θέση του εμβόλου μπορεί να οριστεί με βάση την απόσταση από το ΑΝΣ (σημείο αναφοράς). Αυτή η απόσταση s δίδεται ως συνάρτηση της γωνίας στροφάλου σύμφωνα με τις παρακάτω σχέσεις:



Σχήμα 5.1 : Υπολογισμός μετατόπισεως εμβόλου s

$$s = l + r - (l \times \cos \beta + r \times \cos \alpha) \quad (5.1)$$

Η γωνία ταλάντωσης του διωστήρα β συσχετίζεται μέσω της σχέσης:

$l \times \sin \beta = r \times \sin \alpha$, όπου α είναι η γωνία στροφάλου. Εάν χρησιμοποιήσουμε τον αδιάστατο λόγο (ακτίνας στροφάλου/μήλους διωστήρα) $\lambda = \frac{r}{l}$ τότε προκύπτει:

$$\sin \beta = \lambda \times \sin \alpha \text{ και } \cos \beta = \sqrt{(1 - \lambda^2 \times \sin^2 \alpha)}$$

Έτσι προκύπτει η συνάρτηση της θέσης του εμβόλου με τη γωνία στροφάλου:

$$s = r \times (1 - \cos \alpha) + l \times (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \times \sin^2 \alpha}) \quad (5.2)$$

Συχνά ο κατασκευαστής κινητήρων χρησιμοποιεί προσεγγιστικές προς την παραπάνω, γραμμικοποιημένες σχέσεις, εφόσον έχει τη δυνατότητα να διασφαλίσει ικανοποιητική ακρίβεια προσέγγισης για τις ανάγκες της εφαρμογής του. Ένας απλός τρόπος γραμμικοποίησης είναι μέσω ανάπτυξης σε δυναμοσειράς, της οποίας κρατάμε μόνο τους δύο πρώτους όρους. Η ανάπτυξη σε σειρά MacLaurin είναι η εξής:

$$y(x) = y(0) + y'(0) \frac{x}{1!} + \dots, \text{ όπου αντικαθιστούμε } y = \sqrt{1 - x} \text{ και}$$

$$\sqrt{1 - \lambda^2 \times \sin^2 \alpha} = y$$

Έτσι προκύπτει η απλοποίηση της ρίζας με την προσεγγιστική σχέση:

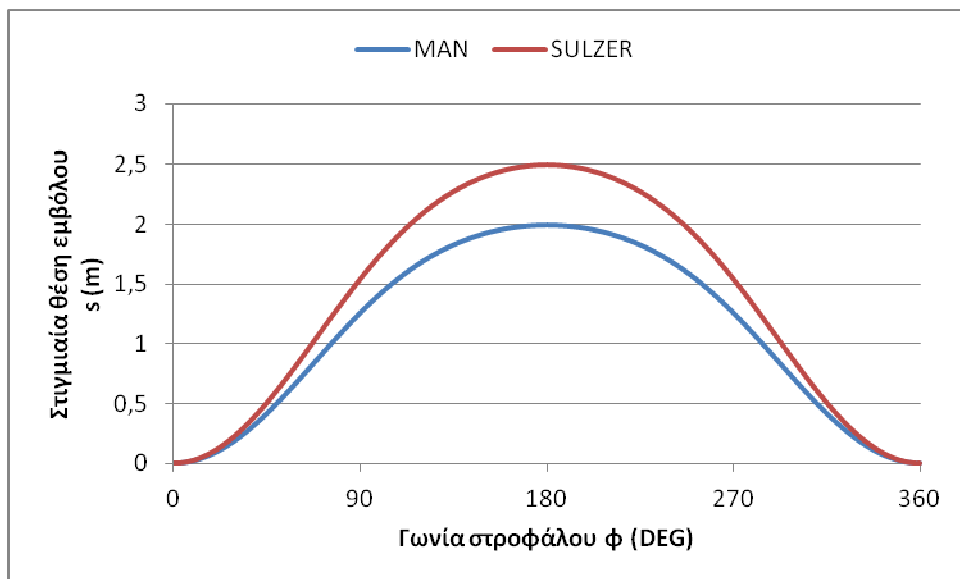
$$\sqrt{1 - \lambda^2 \times \sin^2 \alpha} = 1 - \frac{\lambda^2}{2} \times \sin^2 \alpha$$

Και οδηγούμαστε στην παρακάτω προσεγγιστική σχέση για τη θέση του εμβόλου σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου:

$$s = r \times (1 - \cos \alpha) + l \times (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \times \sin^2 \alpha}) \Rightarrow$$

$$s = r \times (1 - \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \sin^2 \alpha) \quad (5.3)$$

Παρακάτω απεικονίζεται το διάγραμμα για τη στιγμιαία θέση του εμβόλου στους δύο κινητήρες:



Σχήμα 5.2 : Θέση εμβόλου

Λόγω της μεγαλύτερης διαδρομής (stroke) του κινητήρα της SULZER το διάγραμμα της στιγμιαίας θέσης βρίσκεται πιο πάνω σε σχέση με το αντίστοιχο της MAN.

Ένα επιπλέον σημαντικό μέγεθος είναι και η ταχύτητα εμβόλου. Στις εμβολοφόρες μηχανές συναντούμε τη μέση ταχύτητα εμβόλου και τη στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου. Η σχέση για τη μέση ταχύτητα είναι η εξής:

$$S_p = 2 \times L \times N \quad (5.4)$$

όπου L είναι η διαδρομή του εμβόλου και N ο αριθμός στροφών του κινητήρα. Σε αρκετές όμως περιπτώσεις μας ενδιαφέρει η στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου. Αυτή προκύπτει από την εξίσωση της θέσης του εμβόλου, από την παρακάτω σχέση:

$u = \frac{ds}{dt}$ και επειδή η θέση του εμβόλου εκφράζεται αποκλειστικά σαν συνάρτηση της γωνίας στροφάλου, η παραγωγή ως προς το χρόνο γίνεται αλυσιδωτά:

$$u = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt} \quad (5.5)$$

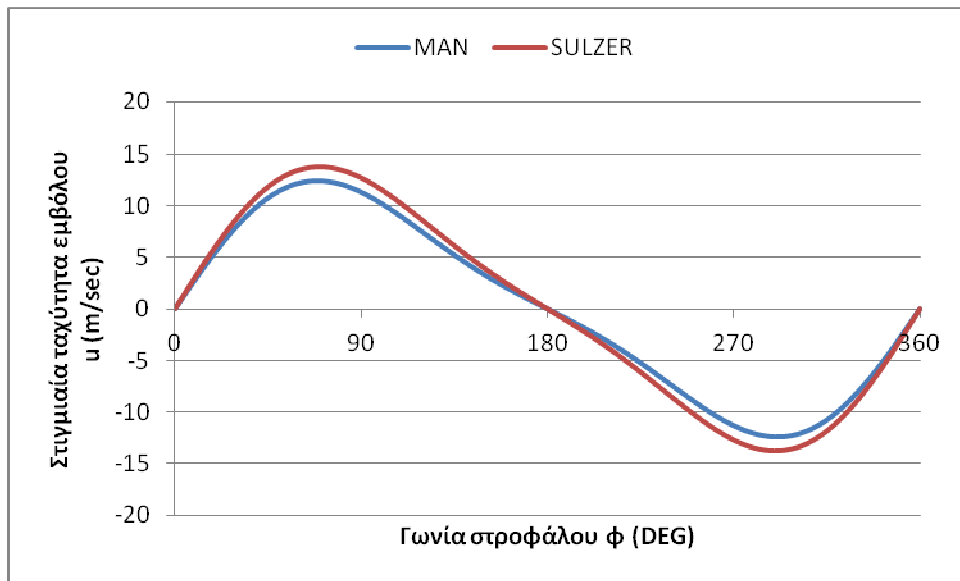
Η έκφραση $\left(\frac{ds}{d\alpha}\right)$ είναι βέβαια η γωνιακή ταχύτητα του στροφάλου. Ξεκινώντας από τη σχέση (2), μπορούμε να φτιάξουμε μια προσεγγιστική εξίσωση για τη στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου.

$$\frac{ds}{d\alpha} = r \times (\sin \alpha + \lambda \times \sin \alpha \times \cos \alpha) \Leftrightarrow \frac{ds}{d\alpha} = r \times \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \sin 2\alpha\right)$$

Επομένως προκύπτει:

$$u = \omega \times r \times \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \times \sin 2\alpha\right) \quad (5.6)$$

Το διάγραμμα για τη στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου των δύο μηχανών είναι τα εξής:



Σχήμα 5.3 : Στιγμαία ταχύτητα εμβόλου

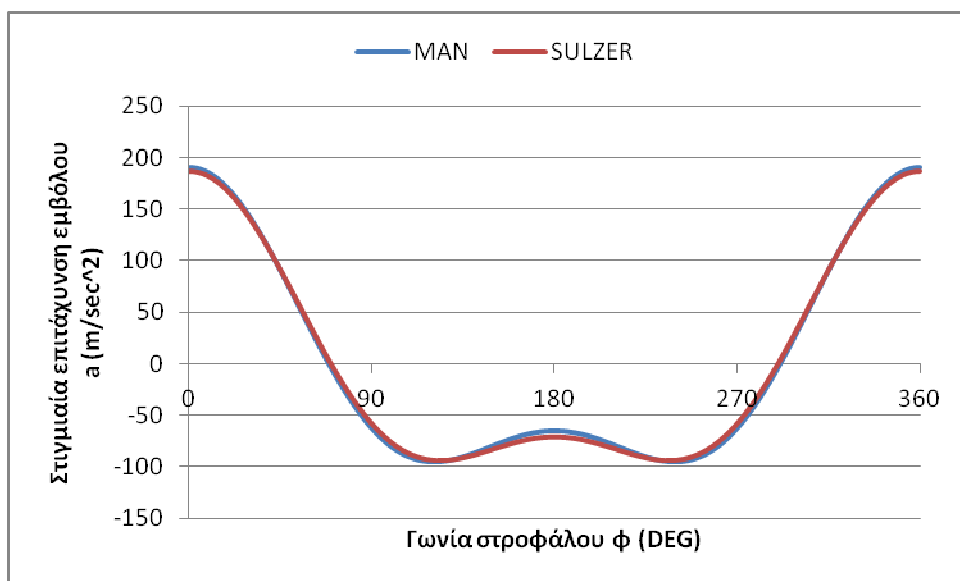
Από το παραπάνω διάγραμμα βγαίνει το συμπέρασμα ότι το μέτρο της στιγμιαίας ταχύτητας του εμβόλου για τη μηχανή της SULZER είναι λίγο μεγαλύτερο, διότι διαθέτει μεγαλύτερη ακτίνα στροφάλου . Οι ποσότητες του αδιάστατου λόγου λ και της γωνιακής ταχύτητας ω είναι περίπου ίδιες για τους δύο κινητήρες.

Όσο για τη στιγμιαία επιτάχυνση του εμβόλου, μπορεί και αυτή να προκύψει με αντίστοιχο τρόπο από τη στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου:

$$a = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt}$$

Έτσι μετά από πράξεις προκύπτει η εξής σχέση:

$$a = \omega^2 \times r \times (\cos\alpha + \lambda \times \cos 2\alpha) \quad (5.7)$$

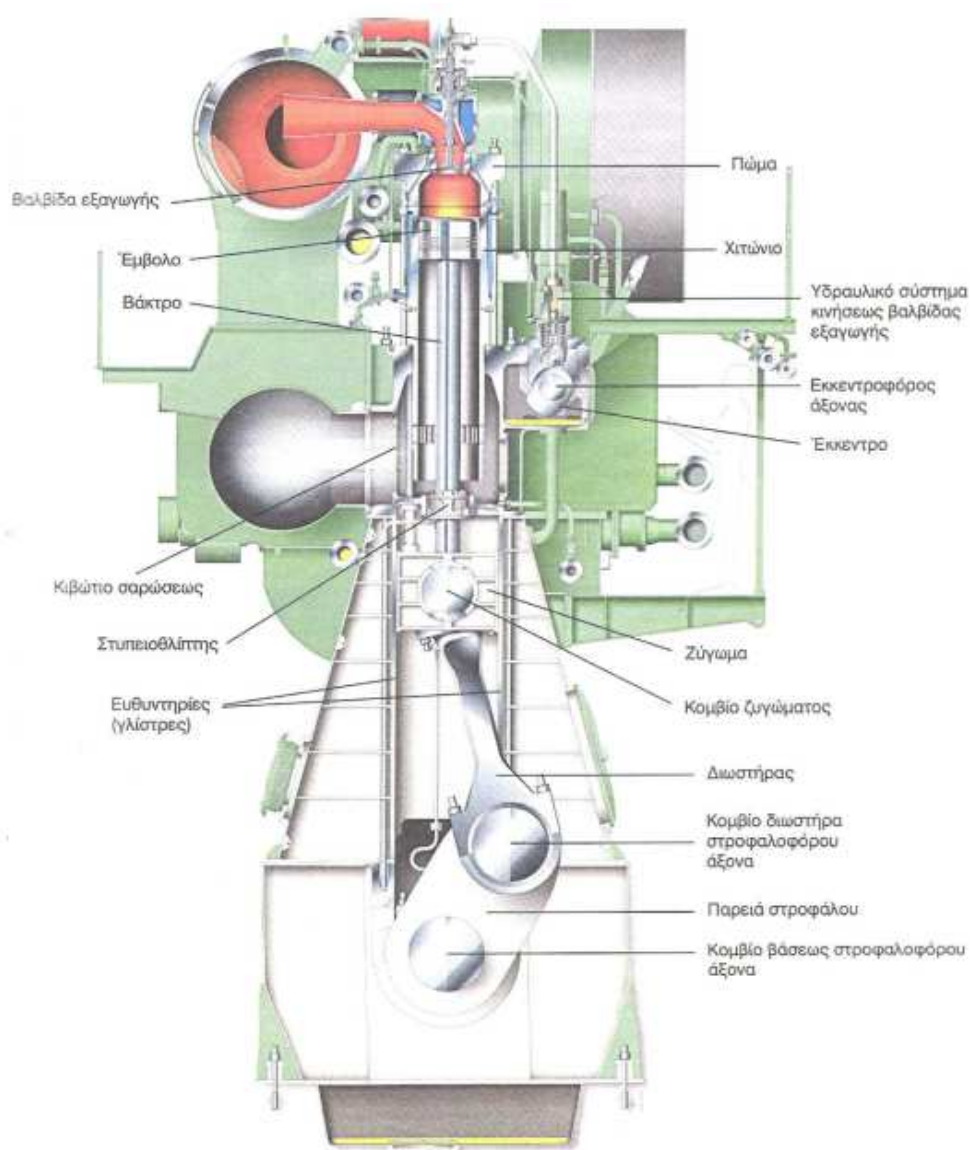


Σχήμα 5.4 : Στιγμαία επιτάχυνση εμβόλου

Για τους ίδιους λόγους με τη στιγμιαία ταχύτητα παρατηρούμε ότι το μέτρο της στιγμιαίας επιτάχυνσης του εμβόλου των δύο κινητήρων λαμβάνει πανομοιότυπη (μικρή απόκλιση) τιμή για τους δύο κινητήρες για όλες τις γωνίες στροφάλου. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι από 0°- 75° το έμβολο επιταχύνει, από 75°-180° επιβραδύνει, από 180°-285° επιταχύνει ξανά και στο υπόλοιπο διάστημα μέχρι να φθάσει στο ΑΝΣ εκτελεί επιβραδυνόμενη κίνηση.

5.2 Κατασκευαστικά εξαρτήματα δίχρονης αργόστροφης μηχανής

Σε αυτή την ενότητα γίνεται μία σύντομη περιγραφή ορισμένων σημαντικών εξαρτημάτων που απαρτίζουν την κύρια μηχανή του πλοίου. Τα στοιχεία που αναφέρονται στην ενότητα αυτή αντλήθηκαν από το σύγγραμμα ΜΕΚ Τόμος Α' των εκδόσεων του Ευγενίδου Ιδρύματος. Στο παρακάτω σχήμα φαίνονται ορισμένα εξαρτήματα που θα αναλυθούν σε αυτό το κεφάλαιο.



Σχήμα 5.5 : Τομή δίχρονης αργόστροφης πετρελαιομηχανής

5.2.1 Σκελετός (Engine frame)

Ο σκελετός της μηχανής αποτελεί το κύριο τμήμα του κινητήρα πάνω στο οποίο προσαρμόζονται τα λοιπά τμήματα και βασικά εξαρτήματα της μηχανής. Στις μεγάλες αργόστροφες μηχανές ο σκελετός κατασκευάζεται από ηλεκτροσυγκολλημένα χαλύβδινα ελάσματα. Κατά τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται μείωση του βάρους κατά 40%, μείωση του όγκου και αύξηση της αντοχής. Στα πλευρά του βρίσκονται ανοίγματα όπου προσαρμόζονται οι ανθρωποθυρίδες και οι βαλβίδες ασφαλείας. Στο επάνω μέρος του σκελετού τοποθετούνται οι κύλινδροι ενώ στο κάτω μέρος στηρίζεται η βάση της μηχανής.

Ο σκελετός της μηχανής φέρει το στροφαλοφόρο άξονα συνδεδεμένο με τα κουζινέτα και τις βάσεις. Στο κάτω μέρος του σκελετού βρίσκεται η ελαιολεκάνη, όπου λιπαίνεται ο στροφαλοφόρος.

Όσον αφορά τη συντήρηση του σκελετού λαμβάνονται μετρήσεις στα κουζινέτα και στα έδρανα, ελέγχεται η σωστή λίπανση του στροφαλοφόρου άξονα και η θερμοκρασία του στροφαλοθαλάμου. Τέλος ελέγχεται η σύσφιξη των συνδετών, βιδών και διάφορων ενώσεων.



Σχήμα 5.6 : Σκελετός μηχανής

5.2.2 Χιτώνια (Cylinder Liner)

Τα χιτώνια είναι κυλινδρικής κατασκευής όπου εντός των οποίων παλινδρομούν τα έμβολα και πραγματοποιείται η καύση. Τα χιτώνια τοποθετούνται εντός του σώματος των κυλίνδρων ή εντός του σκελετού της μηχανής. Η διαιρετή αυτή κατασκευή έχει πλεονέκτημα την εύκολη και γρήγορη εξάρμωση καθώς και της γρήγορης αντικαταστάσεως σε περίπτωση φθοράς ή διαρροής. Τα χιτώνια είναι κατασκευασμένα από ειδικά κράματα φαιού χυτοσιδήρου για να επιτυγχάνεται η μεγάλη αντοχή στις πιέσεις, στις θερμοκρασίες καθώς επίσης και από τη φθορά της παλινδρόμησης του εμβόλου. Η καταπόνηση των χιτωνίων είναι σύνθετη και μεταβαλλόμενη με ισχυρές εφελκυστικές τάσεις λόγω των εσωτερικών πιέσεων. Ο σκοπός των χιτωνίων είναι η ψύξη του σώματος των κυλίνδρων όπου επιτυγχάνεται με αγωγή θερμότητας προς το ψυχρότερο σώμα.

Οι φθορές των χιτωνίων μπορούν να προέλθουν από:

Α) Τριβή: Εάν σε κάποιο σημείο του χιτωνίου σπάσει η λιπαντική μεμβράνη, τότε έχει σαν αποτέλεσμα την επαφή των μετάλλων του χιτωνίου και των ελατηρίων και έτσι την αποκόλληση του υλικού.

Β) Κακή λίπανση ή ανεπαρκής λίπανση: Εάν δεν υπάρχει σωστή λίπανση του κυλίνδρου προκαλείται αύξηση των τριβών μεταξύ των ελατηρίων και του χιτωνίου με αποτέλεσμα την αύξηση θερμοκρασίας και των θερμικών τάσεων και πιθανότητα καταστροφής του λιπαντικού στρώματος.

Γ) Παραμόρφωση χιτωνίου: Η παραμόρφωση του χιτωνίου μπορεί να επέλθει από υπερφόρτιση του κυλίνδρου από μεγάλες τάσεις και θερμοκρασίες. Επίσης παραμορφώσεις μπορούν να προκληθούν από ανομοιογένεια της ψύξεως του χιτωνίου.

Δ) Λανθασμένη επιλογή λιπαντικού: Εάν επιλεγθεί λιπαντικό με χαμηλό δείκτη ιξώδους το λιπαντικό έχει εύκολη ροή οπότε δεν συγκρατείται στις τριβόμενες επιφάνειες με αποτέλεσμα να μειώνεται το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης και να αυξάνονται οι τριβές και οι θερμοκρασίες του χιτωνίου.

Ε) Φθορά λόγω βαρέων καυσίμων: Τα βαρέα καύσιμα έχουν μεγάλο ποσοστό σε θείο, βανάδιο, νάτριο, νικέλιο, μαγνήσιο. Με αποτέλεσμα κατά την καύση να δημιουργούνται εξανθρακώματα τα οποία επικάθονται στα έμβολα, στις θυρίδες σαρώσεως και στα χιτώνια και να δημιουργείται φθορά.

Σύμφωνα με τα παραπάνω για τη σωστή λειτουργία των χιτωνίων θα πρέπει να χρησιμοποιούνται λιπαντικά τα οποία προβλέπει ο κατασκευαστής, κυλινδρέλαιο με κατάλληλο δείκτη αλκαλικότητας, σύμφωνα με το πετρέλαιο παραλαβής.



Σχήμα 5.7 : Χιτώνιο

5.2.3 Κεφαλή κυλίνδρων (Cylinder head)

Η κεφαλή των κυλίνδρων προσαρμόζεται στο επάνω μέρος των χιτωνίων σχηματίζοντας μαζί με τα χιτώνια και το πάνω μέρος του εμβόλου το χώρο, τον οποίο εκτελείται η καύση. Στις αργόστροφες μηχανές η κεφαλή φέρει μια βαλβίδα εξαγωγής, είναι τοποθετημένοι οι εγχυτήρες καυσίμου και εντός αυτής διακινείται το νερό ψύξης. Επιπλέον είναι διαιρούμενη, δηλαδή ο κάθε κύλινδρος έχει τη δική του κεφαλή. Μεταξύ του σώματος των χιτωνίων και ης

κεφαλής των κυλίνδρων παρεμβάλλεται η φλάντζα η οποία εξασφαλίζει την πλήρη στεγανοποίηση. Στο εσωτερικό μέρος της κεφαλής σχηματίζονται κατάλληλες κοιλότητες όπου κυκλοφορεί το νερό ψύξης της κεφαλής. Στις σύγχρονες δίχρονες πετρελαιομηχανές στην κεφαλή των κυλίνδρων τοποθετείται η βαλβίδα εξαγωγής.

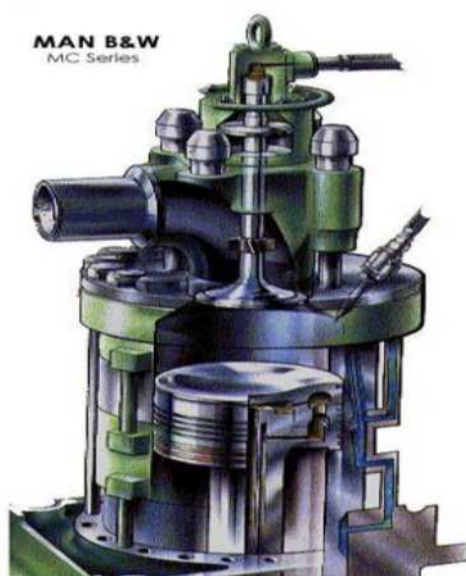
Οι φθορές που μπορούν να προκληθούν στις κεφαλές των κυλίνδρων είναι οι εξής:

A) Ρωγμές και θραύσεις: Οι θραύσεις συνήθως οφείλονται στις θερμικές τάσεις λόγω υψηλής θερμοκρασίας και την καταπόνηση του μετάλλου της κεφαλής.

B) Διαβρώσεις της κεφαλής: Οι διαβρώσεις οφείλονται στις επικαθίσεις αλάτων και στη δημιουργία σκουριάς στους αγωγούς ψύξεως, στην κατανάλωση καυσίμου με μεγάλη περιεκτικότητα σε θείο με αποτέλεσμα την κατακρήση του θεικού οξέος .

Γ) Στρεβλώσεις της κεφαλής: Στρεβλώσεις της κεφαλής, μπορούν να προκληθούν από την αφαίρεση της κεφαλής όταν αυτή είναι ακόμα ζεστή. Επίσης εάν υπάρχει κάποιο πρόβλημα στο σύστημα ψύξεως της κεφαλής και εάν έχει γίνει σύσφιξη των κοχλιών της κεφαλής με ροπή μεγαλύτερη ή μικρότερη από αυτή που προβλέπει ο κατασκευαστής.

Επομένως για τη σωστή λειτουργία της κεφαλής θα πρέπει να ελέγχεται η σωστή θερμοκρασία και η κατάλληλη ψύξη, έτσι ώστε να αποφευχθεί η στρέβλωση. Πρέπει να γίνεται σωστή επιλογή του καυσίμου και καλή φυγοκέντρίσή του, έτσι ώστε να αποφεύγεται η δημιουργία του θεικού καυσίμου. Τέλος η συντήρηση πρέπει να γίνεται σύμφωνα με αυτά που αναγράφονται στο εγχειρίδιο του κατασκευαστή.



Σχήμα 5.8 : Κεφαλή κυλίνδρου

5.2.4 Βαλβίδες (Valves)

Οι βαλβίδες με το άνοιγμα ή κλείσιμο τους στις κατάλληλες χρονικές στιγμές του κύκλου της μηχανής, εισάγουν αέρα ή καύσιμο μίγμα και εξάγουν τα καυσαέρια. Με το κλείσιμο των βαλβίδων στεγανοποιείται ο θάλαμος καύσης. Η κάθε βαλβίδα αποτελείται από την κεφαλή, το στέλεχος και την ουρά. Η κεφαλή φέρει σχήμα μανιταριού και όταν είναι κλειστή εφάπτεται με την αντίστοιχη έδρα της. Το στέλεχος είναι ένας επιμήκης άξονας που στηρίζει και μεταφέρει κίνηση στην κεφαλή. Η ουρά είναι το ανώτερο τμήμα της βαλβίδας που φέρει

μία ή περισσότερες εγκοπές όπου τοποθετούνται οι κωνικές ασφάλειες που συγκρατούν το δακτύλιο στηρίξεως του ελατηρίου επαναφοράς. Στις δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές συνήθως υπάρχει μια βαλβίδα εξαγωγής, όπου ενεργοποιείται από τον εκκεντροφόρο άξονα μέσω υδραυλικής πίεσης και επαναφέρεται μέσω πίεςεως αέρα.

Οι βαλβίδες δέχονται μεγάλες θερμοκρασίες στην κεφαλή τους από την πλευρά του θαλάμου καύσης. Επειδή η ψύξη των βαλβίδων γίνεται με αγωγή θερμότητας προς την έδρα τους πρέπει να διατηρείται πολύ καλή επαφή μεταξύ τους κατά το κλείσιμο. Η μη καλή επαφή τους μπορεί να οφείλεται σε ανομοιόμορφη ψύξη της έδρας, η οποία οδηγεί σε τοπική παραμόρφωση της βαλβίδας. Έτσι χάνεται η στεγανότητα μεταξύ βαλβίδας και έδρας, οπότε τα καυσαέρια διαφεύγουν τοπικά με πολύ υψηλούς ρυθμούς μεταδόσεως θερμότητας προς την έδρα και τη βαλβίδα, με αποτέλεσμα να επιμηκύνουν την παραμόρφωση και να οδηγούν σε κάψιμο του υλικού της έδρας και της βαλβίδας. Η δεύτερη αιτία κακής επαφής βαλβίδας και έδρας συνδυάζεται με τη χρήση βαρέων πετρελαίων. Τα βαρέα πετρέλαια περιέχουν βανάδιο και νάτριο τα οποία κατά την καύση τους σχηματίζουν μια ένωση, το βαναδικό νάτριο. Η ένωση αυτή έχει σημείο τήξεως στους 600 βαθμούς κελσίου. Πάνω από αυτή τη θερμοκρασία σχηματίζουν υαλώδη στρώματα στην επιφάνεια επαφής βαλβίδας και έδρας, με αποτέλεσμα να αρχίζει η διάβρωση. Κατά τη φάση της σαρώσεως μειώνεται η θερμοκρασία τους, οπότε στερεοποιούνται και σχηματίζουν ψαθυρά στρώματα. Με το άνοιγμα ή κλείσιμο της βαλβίδας αυτά τα στρώματα θρυμματίζονται ή λειώνουν τοπικά, οπότε εμποδίζεται το στεγανό κλείσιμο της βαλβίδας. Έτσι εμφανίζονται τοπικές διαρροές καυσίμων που οδηγούν αρχικά σε παραμόρφωση και δημιουργία ρωγμών, ενώ στη συνέχεια καταλήγουν σε κάψιμο και καταστροφή της βαλβίδας.

Για να αποφευχθεί το παραπάνω πρόβλημα θα πρέπει να υπάρχει πολύ καλή ομοιογένεια στη ψύξη της έδρας της βαλβίδας σε συνδυασμό με αυξημένες ποσότητες αέρα σαρώσεως. Αυτό έχει σαν συνέπεια τη βελτίωση της ψύξης της βαλβίδας και ότι η θερμοκρασία της δε ξεπερνά τη θερμοκρασία τήξης του βαναδικού νατρίου. Επιπλέον η μέτρηση του διακένου των βαλβίδων πραγματοποιείται ανά 1000 ώρες λειτουργίας. Οι χρόνοι επιθεωρήσεων των βαλβίδων ανάλογα με το καύσιμο που χρησιμοποιείται και το υλικό κατασκευής κυμαίνονται μεταξύ 6000 και 18000 ωρών λειτουργίας. Τα τυπικά όρια ζωής για τις βαλβίδες με τη χρήση βαρέων πετρελαίων είναι 36000 ώρες. Οι ώρες αυτές αυξάνονται σημαντικά με τη χρήση πετρελαίου Diesel.



Σχήμα 5.9 : Βαλβίδες

5.2.5 Έμβολο (Piston)

Τα έμβολα είναι από τα πιο σημαντικά μέρη της μηχανής. Παλινδρομεί εντός του κυλίνδρου, με σκοπό να παραλαμβάνει την πίεση των καυσαερίων, να την μετατρέπει σε ευθύγραμμη κίνηση και να την μεταδίδει στο διωστήρα μέσω του βάκτρου. Στεγανοποιεί το θάλαμο καύσεως από τον στροφαλοθάλαμο με την βοήθεια των ελατηρίων. Τα έμβολα κατασκευάζονται από ενιαία τμήματα από κράματα χάλυβα-χυτοσιδήρου ή αλουμινίου. Λόγω της ισχυρής καταπόνησής τους από υψηλές πιέσεις και θερμοκρασίες απαιτούνται ειδικά υλικά κατασκευής. Η κεφαλή των εμβόλων είναι το ανώτερο τμήμα του εμβόλου, το οποίο δέχεται τη μεγαλύτερη καταπόνηση. Εσωτερικά η κεφαλή, είναι ειδικά διαμορφωμένη, φέροντας ενισχύσεις που σχηματίζει διόδους για την καλύτερη κυκλοφορία του λαδιού ψύξεως. Η προέκταση του εμβόλου καλείται ποδιά και φέρει κατάλληλες εγκοπές για την τοποθέτηση των ελατηρίων. Η σύνδεση του εμβόλου με το διωστήρα γίνεται μέσω του πείρου, ο οποίος είναι ένας κυλινδρικός άξονας κατασκευασμένος από χάλυβα υψηλής αντοχής.

Το έμβολο καταπονείται από θλιπτικές τάσεις λόγω αυξημένης πίεσης και θερμοκρασίας αλλά και από θερμικές τάσεις λόγω της μεγάλης διαφοράς θερμοκρασίας. Το θερμαινόμενο άνω εξωτερικό τμήμα του εμβόλου τείνει να διασταλεί λόγω της υψηλής θερμοκρασίας, αλλά εμποδίζεται από το εσωτερικό ψυχώμενο τμήμα. Έτσι το πρώτο καταπονείται από θλιπτικές τάσεις, ενώ το δεύτερο από εφελκυστικές. Οι καταπονήσεις αυτές προκαλούν εσωτερικές ρωγμές που βαθμιαία επεκτείνονται προς τα έξω. Συνήθως εμφανίζονται στην περιοχή των αυλακών των ελατηρίων, όπου λόγω του μικρότερου πάχους του εμβόλου εμφανίζονται οι μεγαλύτερες μεταβολές θερμοκρασίας, άρα και οι μεγαλύτερες θερμικές τάσεις. Η υπερθέρμανση της κεφαλής και η ακόλουθη ψύξη, προκαλεί επίσης ακτινικές ρωγμές, που οδηγούν στην καταστροφή της κεφαλής του εμβόλου.

Στη συντήρηση και επιθεώρηση του εμβόλου γίνεται εξάρμωση του εμβόλου και των ελατηρίων για έλεγχο φθορών. Εάν οι φθορές είναι μεγάλες ή έχει εντοπιστεί ζημιά τότε πραγματοποιείται αντικατάσταση του εμβόλου ή των ελατηρίων.



Σχήμα 5.10 : Έμβολο

5.2.6 Διωστήρας (connecting rod)

Ο διωστήρας μετατρέπει την ευθύγραμμη κίνηση του εμβόλου σε περιστροφική στον στροφαλοφόρο άξονα. Φέρει στα άκρα του δύο οπές για να συνδέεται με τον πείρο του εμβόλου και το κομβίο του στροφάλου. Εσωτερικά ο διωστήρας φέρει αγωγούς που μεταφέρουν λιπαντικό στους τριβείς. Ο διωστήρας διακρίνεται σε τρία μέρη που είναι τα εξής:

- Η κεφαλή του διωστήρα είναι το ανώτερο τμήμα του, το οποίο συνδέεται με το έμβολο μέσω του πείρου. Ο πείρος αυτός περνά από την οπή της κεφαλής του διωστήρα.
- Το στέλεχος του διωστήρα είναι η δοκός που συνδέει την κεφαλή με το πόδι. Για να έχει μεγάλη αντοχή και μικρό βάρος έχει σχήμα ταυ στις μικρές μηχανές, ενώ στις μεγάλες πετρελαιομηχανές είναι ελλειπτική.
- Το πόδι του διωστήρα είναι αυτό που σχηματίζει το έδρανο ολισθήσεως του διωστήρα, το οποίο περιβάλλει το κομβίο του στροφάλου. Είναι πάντα διαιρούμενο και αποτελείται από δύο ημικελύφη. Το ένα κέλυφος είναι συνδεδεμένο με το κάτω άκρο του στελέχους, ενώ το δεύτερο αγκαλιάζει το κομβίο του στροφάλου. Μεταξύ του κομβίου του στροφάλου και των δύο ημικελύφων παρεμβάλλονται δύο ημιτριβείς, κατασκευασμένοι από μαλακά μέταλλα. Η λίπανση της έδρας επιτυγχάνεται με την παροχή λαδιού μέσω ειδικών διόδων στον στροφαλοφόρο άξονα.

Μεταξύ των τριβέων και του αντίστοιχου κομβίου πρέπει να υπάρχει ακτινικό διάκενο για τις διαστολές-συστολές και για τον σχηματισμό της λιπαντικής μεμβράνης. Οι φθορές που δημιουργούνται μειώνουν το πάχος των τριβέων και αυξάνουν το διάκενο. Η μεγάλη αύξηση του διακένου όμως προκαλεί προβλήματα στη λειτουργία της μηχανής. Η παρουσία σκληρών ρινισμάτων εντός του λιπαντικού προκαλεί απόξεση της επιφάνειας του τριβέα με αποτέλεσμα να δημιουργείται φθορά.

Για τη συντήρηση του διωστήρα επιθεωρείται η κεφαλή που συνδέεται με το έμβολο και το πόδι του διωστήρα που συνδέεται με το κομβίο διότι υπάρχουν φθορές τριβής και σύμφωνα με τις τιμές που προβλέπει ο κατασκευαστής για τα όρια φθοράς επισκευάζονται ή αντικαθίστανται τα μέρη αυτά.



Σχήμα 5.11 : Διωστήρας

5.2.7 Βάκτρο (piston rod)

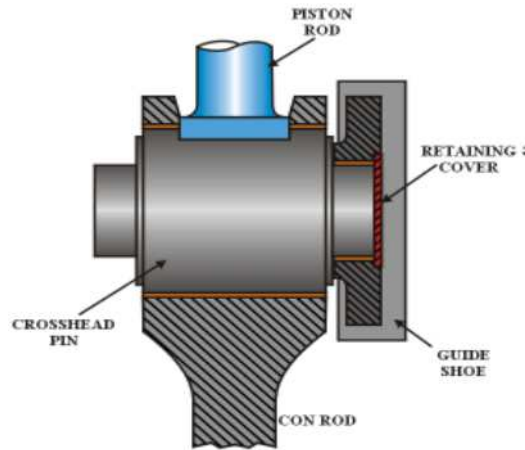
Το βάκτρο μαζί με το ζύγωμα υπάρχουν στις δίχρονες αργόστροφες πετρελαιομηχανές μεγάλης ισχύος. Το βάκτρο είναι ένας χαλύβδινος βραχίονας, του οποίου το ένα άκρο συνδέεται με το ζύγωμα και το άλλο του άκρο συνδέεται σταθερά στο κάτω μέρος του εμβόλου. Με τη χρήση του βάρκτρο η ευθύγραμμη κίνηση του εμβόλου μεταδίδεται ως ευθύγραμμη παλινδρομική ως το ζύγωμα, όπου συνδέεται ο διωστήρας μέσω του πείρου. Το βάκτρο σε ορισμένους τύπους μηχανών φέρει εσωτερικά, ειδικά διαμορφωμένους αγωγούς για την κυκλοφορία λιπαντικού υγρού της κεφαλής του εμβόλου. Η σύσφιξη των κοχλιών του βάρκτρο γίνεται πάντα με την εφαρμογή υδραυλικής προεκτάσεως. Έτσι με αυτό τον τρόπο μειώνεται η καταπόνηση που προκαλούν οι ισχυρές αδρανειακές ταλαντώσεις που αναπτύσσονται.



Σχήμα 5.12 : Βάκτρο

5.2.8 Ζύγωμα (crosshead)

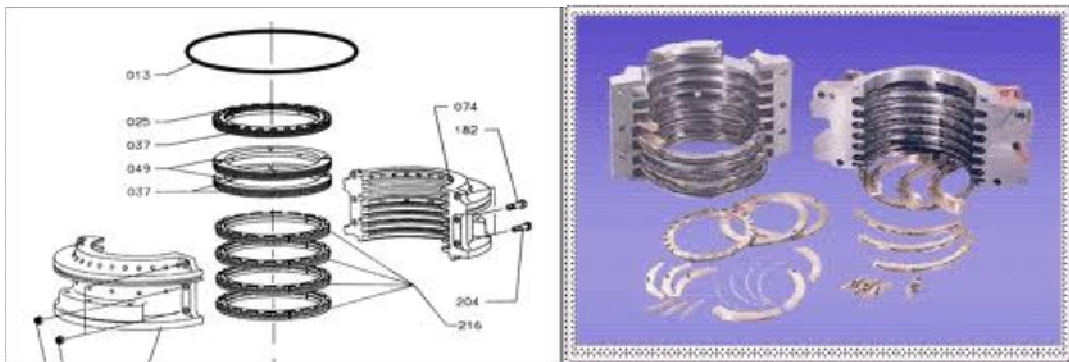
Το ζύγωμα είναι ένας ολισθητήρας, που διαθέτει αρθρωτή σύνδεση για τη μετάδοση της κινήσεως από το βάκτρο στο διωστήρα. Το ζύγωμα ολισθαίνει κατακόρυφα πάνω στις ευθυντηρίες του σώματος της μηχανής, παραλαμβάνοντας τις πλάγιες δυνάμεις που αναπτύσσονται λόγω μεταβαλλόμενης κλίσεως του διωστήρα. Κατασκευάζεται από χάλυβα και φέρει ειδικό κομβίο, πάνω στο οποίο προσαρμόζονται οι τριβείς της κεφαλής του διωστήρα. Στα σημεία επαφής του με τις ευθυντήριες τοποθετούνται αφαιρούμενα πέδιλα από λευκό μέταλλο για να μειώνεται η τριβή κατά την ολίσθησή του. Λόγω των μεγάλων πλαγίων δυνάμεων που αναπτύσσονται είναι άκρως απαραίτητη η πολύ καλή λίπανση των επιφανειών τριβής μεταξύ ζυγώματος και ευθυντηρίων.



Σχήμα 5.13 : Ζύγωμα

5.2.9 Στυπαιοθλίπτης (piston rod gland)

Ο στυπαιοθλίπτης τοποθετείται στο μεταλλικό διάφραγμα, στο πυθμένα του κιβωτίου σαρώσεως. Το βάκτρο παλινδρομεί μέσα στο στυπαιοθλίπτη, ο οποίος δεν επιτρέπει να διαφύγει ο αέρας σαρώσεως προς το στροφαλοθάλαμο ή να περνά λάδι από το στροφαλοθάλαμο προς το χώρο σαρώσεως. Για το λόγο αυτό, ο στυπαιοθλίπτης φέρει στεγανωτικούς δακτύλιους και δακτύλιους αποξέσεως λαδιού. Οι στεγανοποιητικοί δακτύλιοι συγκρατούνται γύρω από το βάκτρο με εξωτερικά ελατήρια. Οι υπερβολικές φθορές στους δακτυλίους του στυπαιοθλίπτη, εκτός από την αύξηση διαρροών, προκαλούν και ταλαντευτική κίνηση του βάκτρου και του εμβόλου. Η κίνηση αυτή επιτείνει το πρόβλημα, αυξάνοντας τη φθορά του βάκτρου.



Σχήμα 5.14 : Στυπαιοθλίπτης

5.2.10 Στροφαλοφόρος άξονας (crankshaft)

Ο στροφαλοφόρος άξονας μετατρέπει με τη βοήθεια των διωστήρων την παλινδρομική κίνηση των εμβόλων σε περιστροφική και στη συνέχεια μέσω του σφονδύλου και του συνδέτη η περιστροφική κίνηση μεταδίδεται στην προπέλα του πλοίου. Είναι από τα βαρύτερα και ακριβότερα τμήματα του κινητήρα. Κατασκευάζεται από σφυρήλατο χάλυβα υψηλής αντοχής. Αποτελείται από τα κομβία βάσεως και τα κομβία των διωστήρων, τα οποία συνδέονται μεταξύ τους με τους βραχίονες. Σημαντικό είναι να τονιστεί ότι δύο βραχίονες μαζί με το κομβίο του διωστήρα αποτελούν το λεγόμενο στρόφαλο. Ο στροφαλοφόρος άξονας μπορεί να είναι ολόσωμος για τις μικρές μηχανές ή διαιρούμενος για τις μεγάλες μηχανές. Οι βραχίονες του στροφαλοφόρου άξονα φέρουν αντίβαρα για τη ζυγοστάθμιση των έκκεντρων μαζών του στροφαλοφόρου και των παλινδρομούντων μαζών του εμβόλου και του

διωστήρα. Τα αντίβαρα μπορεί να κατασκευάζονται σε ενιαίο τμήμα με τους βραχίονες ή να είναι πρόσθετα και να τοποθετούνται πάνω στους βραχίονες με κοχλίες. Στο άκρο του στροφαλοφόρου άξονα συνδέεται ο σφόνδυλος . από το στροφαλοφόρο άξονα μέσω οδοντωτών τροχών ή αλυσίδων μεταδίδεται η κίνηση στον εκκεντροφόρο άξονα και στους διάφορους βοηθητικούς μηχανισμούς. Στο εσωτερικό του φέρει αγωγούς για τη διοχέτευση του ελαίου λιπάνσεως προς τους κύριους τριβείς βάσεως, τους τριβείς των κομβίων των διωστήρων και μέσω των διωστήρων στα έμβολα.

Όσον αφορά τώρα τις φθορές, η επιφάνεια των κομβίων διαβρώνεται από τα όξινα λάδια της μηχανής τα οποία αλλοιώνονται κατά τη διάρκεια της λειτουργίας της, με αποτέλεσμα να δημιουργούνται γραμμώσεις. Γραμμώσεις μπορεί να δημιουργηθούν και από στιγμιαία επαφή των κομβίων με τους τριβείς σε μεγάλα φορτία, όπου μειώνεται το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης, καθώς και από τα ρινίσματα που παρασύρονται από το λάδι. Στην περίπτωση που καεί ο στροφαλοφόρος τοπικά από την ανάφλεξη του λαδιού, εμφανίζονται ισχυρές θερμικές τάσεις με κίνδυνο προκλήσεων ρωγμών. Στην περίπτωση αυτή ο στροφαλοφόρος άξονας πρέπει να ελέγχεται στη συγκεκριμένη περιοχή με μη καταστρεπτικούς μεθόδους για ύπαρξη ρωγμών.

Στη συντήρηση ιδιαίτερη προσοχή πρέπει να δίνεται στη μέτρηση της σκληρότητας των κομβίων και του πάχους φθοράς του κομβίου από τις παρελκόμενες τριβές. Με τη μείωση της σκληρότητας επιταχύνεται η φθορά των κομβίων από τη διάβρωση.



Σχήμα 5.15 : Στροφαλοφόρος άξονας

5.2.11 Εκκεντροφόρος άξονας (camshaft)

Ο εκκεντροφόρος άξονας μεταδίδει την κίνηση για το άνοιγμα και το κλείσιμο των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Παράλληλα μεταδίδει την κίνηση και σε άλλους βοηθητικούς μηχανισμούς μέσω οδοντωτού ιμάντα (μικρές μηχανές) ή με τη βοήθεια οδοντωτών τροχών. Το υλικό κατασκευής του άξονα είναι σφυρήλατος χάλυβας ή χυτοσίδηρος, ειδικά κατεργασμένος ώστε να έχει υψηλή αντοχή και να παρουσιάζει τη μικρότερη δυνατή φθορά των επιφανειών των λοβών οι οποίοι σκληραίνονται με επαγωγική μέθοδο. Το κύριο στοιχείο του είναι τα έκκεντρα, όπου είναι τοποθετημένα σε κατάλληλες θέσεις και γωνίες κατά μήκος του. Τα έκκεντρα μετατρέπουν την περιστροφική κίνηση του εκκεντροφόρου άξονα σε παλινδρομική των ωστηρίων και των βαλβίδων. Ο εκκεντροφόρος κινεί εκτός από τις βαλβίδες, τη βαλβίδα αέρα εκκινήσεως και τις αντλίες καυσίμου. Οι φθορές εμφανίζονται συνήθως εάν δεν υπάρχει κατάλληλη λίπανση στα έκκεντρα και στο σώμα του εκκεντροφόρου άξονα. Επειδή κατά την κίνηση του άξονα υπάρχουν τριβόμενα μέρη θα πρέπει να γίνεται σωστή λίπανση έτσι ώστε να αποφευχθεί η φθορά τριβής.



Σχήμα 5.16 : Εκκεντροφόρος άξονας

5.2.12 Τριβείς (bearings)

Οι τριβείς είναι κυλινδρικοί μεταλλικοί δακτύλιοι, οι οποίοι τοποθετούνται στα σημεία εδράσεως περιστρεφόμενων τμημάτων, για τη μείωση της τριβής. Λιπαίνονται συνεχώς με λάδι που συγκρατείται στην περιοχή μεταξύ του τριβέα και του άξονα, λόγω της ειδικής γεωμετρίας του τριβέα. Η κατασκευή τους γίνεται από ειδικά κράματα με πολλές επιστρώσεις για την αύξηση της αντοχής τους και τη μείωση των τριβών. Υπάρχουν κύριοι τριβείς βάσεως και τριβείς διωστήρων. Οι κύριοι τριβείς είναι διαιρούμενοι και αποτελούνται από εξωτερικό χαλύβδινο περίβλημα με εσωτερικές διαδοχικές επιστρώσεις από μαλακά μέταλλα (κράμα χαλκού, μολύβδου, νικελίου). Τοποθετούνται στις κατάλληλες υποδοχές των εξωτερικών εδράνων. Η λίπανσή τους γίνεται με λάδι υπό πίεση, που ρέει σε κάθε τριβέα μέσω μιας οπής στο στροφαλοφόρο άξονα ή στο κέλυφος, ανάλογα με τον τύπο μηχανής. Οι τριβείς στο πόδι του διωστήρα όπως και οι τριβείς κεφαλής στις μηχανές με ζύγωμα είναι παρόμοιοι με τους τριβείς βάσεως. Έχουν την ίδια μορφή και τα ίδια υλικά κατασκευής.

Μεταξύ των τριβέων και του αντίστοιχου κομβίου πρέπει να υπάρχει ακτινικό διάκενο για την παραλαβή των διαστολών και κυρίως για το σχηματισμό της λιπαντικής μεμβράνης. Η φθορά μειώνει το πάχος των τριβέων και αυξάνει το διάκενο μεταξύ αυτών και της συνεργαζόμενης επιφάνειας. Η υπερβολική αύξηση του διάκενου προκαλεί σοβαρά προβλήματα στη λειτουργία της μηχανής, λόγω της κρουστικής λειτουργίας του μηχανισμού κινήσεως, της πτώσεως της πίεσεως του λιπαντικού και συνεπώς της αδυναμίας δημιουργίας της λιπαντικής μεμβράνης. Επίσης με την αύξηση του διάκενου υπάρχει μεγάλη πιθανότητα εμφανίσεως σπηλαιώσεως, η οποία καταστρέφει την επιφάνεια του τριβέα και του κομβίου. Ακόμη εάν υπάρχει παρουσία ρινισμάτων στο λιπαντικό οδηγεί στην απόξεση της επιφάνειας του τριβέα. Η κακή τραχύτητα της επιφάνειας του κομβίου μπορεί να προκαλέσει επαφή των δύο επιφανειών και απόξεση του τριβέα. Η μείωση του πάχους των τριβέων αυξάνει την πιθανότητα καταστροφής τους.

Σημαντικός παράγοντας για την αύξηση της διάρκειας ζωής των τριβέων είναι η ποιότητα λιπαντικού (σύνθεση, καθαρότητα και ιξώδες) , η σωστή πίεση (για τη διατήρηση της λιπαντικής μεμβράνης) και η σωστή θερμοκρασία του λαδιού. Αύξηση θερμοκρασίας του λαδιού προκαλεί μείωση του ιξώδους του και συνεπώς διευκολύνεται η ροή του, οπότε μειώνεται το πάχος της λιπαντικής μεμβράνης.



Σχήμα 5.17 : Τριβείς

5.2.13 Ωστικός τριβέας (thrust bearing)

Ο ωστικός τριβέας (ωστικό έδρανο) χρησιμεύει για να παραλαμβάνει την ώθηση της έλικας και να τη μεταφέρει στο σκάφος, το οποίο έτσι κινείται. Το ειδικής κατασκευής κουμπί του, περιστρέφεται μαζί με την εδιάμεση άτρακτο ή ιδιαίτερο τμήμα της ατράκτου που λέγεται ωστική άτρακτος, ενώ το πλαίσιο του προσαρμόζεται σταθερά στο σκάφος. Σε άμεση κίνηση της έλικας, το ωστικό έδρανο είναι συνήθως ενσωματωμένο στο κινητήρα (στο πρυμναίο άκρο του). Σε μερικές εγκαταστάσεις κινητήρων Diesel το ωστικό έδρανο τοποθετείται πρύμα του προστήριου ηλεκτροκινητήρα. Ο ωστικός τριβέας στις περιπτώσεις παρουσίας μειωτήρα στροφών, βρίσκεται εντός του κελύφους του μειωτήρα και λιπαίνεται από το λιπαντικό του μειωτήρα.

Η ελλειπής λίπανση του συγκεκριμένου εδράνου μπορεί να προκληθεί από διακοπή της παροχής λαδιού κατά τη διάρκεια κανονικής λειτουργίας ή λόγω καθυστέρησης κατά την εκκίνηση. Το χαρακτηριστικό της βλάβης εδράνων από έλλειψη λίπανσης είναι η φθορά της εσωτερικής του επιφάνειας. Έτσι η συντήρηση των τριβέων απαιτεί τη σωστή λίπανσή τους για να αποφεύγονται οι τριβές μεταξύ μεταλλικών επιφανειών .



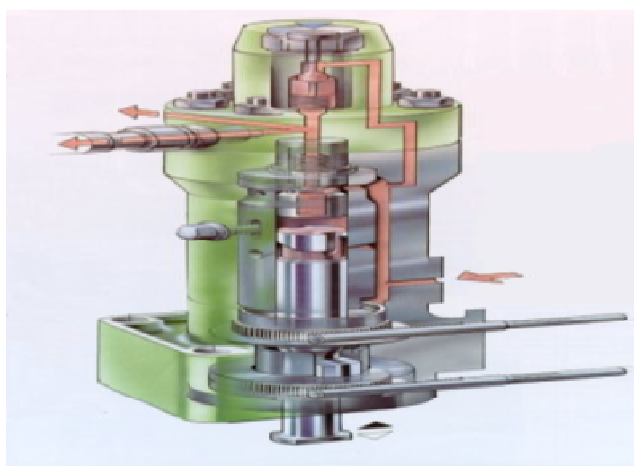
Σχήμα 5.18 : Ωστικός τριβέας

5.2.14 Αντλίες καυσίμου (fuel pumps)

Οι αντλίες καυσίμου είναι η καρδιά του συστήματος εγχύσεως, αφού αυτές παρέχουν το καύσιμο στους εγχυτήρες την κατάλληλη χρονική στιγμή με την αναγκαία πίεση και στην κατάλληλη ποσότητα. Οι αντλίες υψηλής πίεσεως που χρησιμοποιούνται στις μεγάλες μηχανές Diesel είναι εμβολοφόρες αντλίες θετικής εκτοπίσεως ειδικής κατασκευής. Χρησιμοποιούνται ανεξάρτητες αντλίες για κάθε κύλινδρο ξεχωριστά. Οι αντλίες παίρνουν κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα της μηχανής, ο οποίος με τα έκκεντρα που διαθέτει ρυθμίζει το χρόνο ενάρξεως της εγχύσεως στον εκάστοτε κύλινδρο. Στις αναστρεφόμενες μηχανές σε κάθε αντλία αντιστοιχούν δύο έκκεντρα, ένα για την πρόσω κίνηση και ένα για την κίνηση ανάποδα.

Οι φθορές στις αντλίες υψηλής πίεσεως συνδέονται κυρίως με τη χρήση χαμηλής ποιότητας βαρέων πετρελαίων, τα οποία περιέχουν αδιάλυτα σωματίδια. Έτσι εμφανίζονται φθορές τριβής στα τοιχώματα των αντλιών. Ένα από τα σημαντικότερα προβλήματα στις αντλίες είναι η σπηλαιώση. Δηλαδή στην αναρρόφηση της αντλίας, λόγω απότομης ανόδου του εμβόλου της, δημιουργούνται κύματα υποπίεσεως τα οποία προκαλούν τοπικά σπηλαιώση του καυσίμου. Η σπηλαιώση συνήθως επηρεάζει το θάλαμο της αντλίας πριν από την θυρίδα αναρροφήσεως.

Στις σύγχρονες πετρελαιομηχανές υπάρχει η πρόβλεψη λειτουργίας τόσο σε βαριά όσο και σε ελαφριά καύσιμα. Θα πρέπει να υπάρχει σωστή καθαρότητα του καυσίμου έτσι ώστε να απομακρύνονται όσο το δυνατό τα αδιάλυτα σωματίδια που μπορεί να περιέχει το καύσιμο. Επιπλέον η μετάβαση από το ένα καύσιμο στο άλλο πρέπει να γίνεται σταδιακά.



Σχήμα 5.19 : Αντλία καυσίμου

5.2.15 Εγχυτήρας καυσίμου (injector)

Οι εγχυτήρες αποτελούν το τελευταίο τμήμα του συστήματος εγχύσεως των πετρελαιομηχανών. Η αποστολή των εγχυτήρων είναι η έγχυση, η διάσπαση, ο διασκορπισμός και η νεφοποίηση ορισμένης ποσότητας πετρελαίου μέσο στο θερμό και πυκνό αέρα των θαλάμων καύσεων σε δεδομένο χρονικό διάστημα. Είναι τοποθετημένοι στην κεφαλή των κυλίνδρων και λόγω της θέσεως τους καταπονούνται ιδιαίτερα σε υψηλές θερμοκρασίες και τις μεταβολές τους. Οι φθορές των εγχυτήρων εντοπίζονται συνήθως στον οδηγό της βελόνας, στην έδρα της βελόνας, στο ελατήριο καθώς και στις οπές των ακροφυσίων. Η έδρα της βελόνας φθείρεται λόγω των περιεχομένων στερεών μικροσωματιδίων στο καύσιμο και λόγω χημικής προσβολής από διαβρωτικές ουσίες που

περιέχονται στο καύσιμο. Το τυχόν περιεχόμενο νερό στο καύσιμο προκαλεί επιπλέον διαβρώσεις στον εγχυτήρα. Επειδή το στάξιμο του εγχυτήρα συμβαίνει στο πέρας της καύσεως, δεν πραγματοποιείται πλήρης καύση, οπότε σχηματίζονται εναποθέσεις εξανθρακωμάτων γύρω από τις σπές των ακροφυσίων.

Ο έλεγχος λειτουργίας του εγχυτήρα πραγματοποιείται εντός του μηχανοστασίου με τη χρήση συσκευής εγχυτήρων. Δηλαδή ελέγχεται η μορφή του νέφους των σωματιδίων ψεκασμού και η στεγανότητα της έδρας. Για την αποφυγή προβλημάτων στη λειτουργία της μηχανής από τη κακή λειτουργία των εγχυτήρων υπάρχουν πάντα εφεδρικές σειρές εγχυτήρων, ώστε να είναι δυνατή η αντικατάστασή τους άμεσα.



Σχήμα 5.20 : Εγχυτήρας καυσίμου

5.3 Ανάλυση δυνάμεων του κινηματικού μηχανισμού

Σε αυτή την ενότητα υπολογίζονται οι δυνάμεις που ενεργούν πάνω στο έμβολο, το διωστήρα και το στρόφαλο. Οι κινηματικοί τύποι που βρίσκουν εφαρμογή στη μελέτη της δυναμικής καταπόνησης των εξαρτημάτων της μηχανής αναφέρονται στην ενότητα 5.1. Ιδιαίτερα βοηθητικές υπήρξαν οι σημειώσεις (Γεωργιάδης , και συν., 1976) του καθηγητή Εφηρμοσμένης Θερμοδυναμικής Κ. Πάττα σχετικά με το υπολογιστικό μέρος κινητήρα 24 κυλίνδρων, όπως επίσης και η διπλωματική εργασία του Ανδρέα Γ. Αρφαριώτη, πάνω στη μελέτη δίχρονου πεντακύλινδρου κινητήρα Diesel (Ανδρέας, 2013).

5.3.1 Δυνάμεις των αερίων

Οι δυνάμεις των αερίων προκαλούνται από την πίεση του αερίου στις επιφάνειες που το περιβάλλουν. Έτσι, το έμβολο δέχεται μία δύναμη προς τα επάνω λόγω της πίεσης του εργαζόμενου μέσου στον κύλινδρο, ενώ επίσης δέχεται από το κάτω μέρος του (στροφαλοθάλαμο), την ατμοσφαιρική πίεση. Η δύναμη των αερίων έχει πάντα κατεύθυνση από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ και προκύπτει από την εξής σχέση:

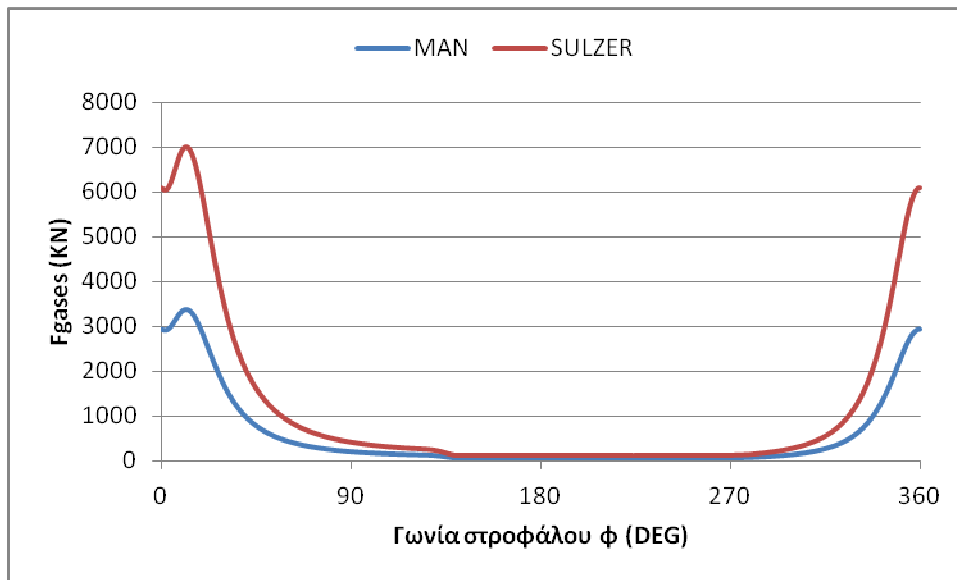
$$F_G = A p_G \quad (5.8)$$

όπου

$$P_{\bar{u}} = P_{gas} - P_{atm}$$

$$A = \frac{\pi Bore^2}{4}$$

Στα διαγράμματα που ακολουθούν απεικονίζονται οι δυνάμεις των αερίων για τις δύο εξεταζόμενες μηχανές :



Σχήμα 5.21 : Δυνάμεις αερίων

Το προφίλ της πίεσης μέσα στον κύλινδρο για τις δύο μηχανές είναι πανομοιότυπο. Όμως το εμβαδόν της επιφάνειας του εμβόλου είναι μεγαλύτερο για τον κινητήρα της SULZER, με αποτέλεσμα το μέτρο της δύναμης των αερίων να προκύπτει μεγαλύτερο (φάση εκτόνωσης και συμπίεσης). Παρατηρείται ότι η μέγιστη τιμή και στις δύο καμπύλες προκύπτει στο τέλος της καύσεως και όταν τα καυσαέρια σπρώχνουν το έμβολο προς τα κάτω.

5.3.2 Αδρανειακές δυνάμεις

Οι αδρανειακές δυνάμεις χωρίζονται στις **αδρανειακές δυνάμεις περιστρεφόμενων μαζών** και στις **αδρανειακές δυνάμεις παλινδρομωσών μαζών**.

Ο υπολογισμός των δυνάμεων αδρανείας των περιστρεφόμενων μαζών του εμβολοφόρου κινητήρα, παρουσιάζει περισσότερες δυσκολίες εξαιτίας των πολύπλοκων γεωμετρικών μορφών και του τρόπου κίνησης των διάφορων εξαρτημάτων όπως ο διωστήρας (το περιστρεφόμενο τμήμα του), το στρόφαλο και τα αντίβαρα του.

Στο παρακάτω σχήμα επεξηγείται η διαδικασία υποκατάστασης του διωστήρα, για τις ανάγκες απλοποίησης των υπολογισμών, από τα δύο διακριτά τμήματα, το ένα εκ των οποίων θεωρείται ότι εκτελεί μόνο παλινδρομική κίνηση (άνω μέρος του στο Σχήμα 5.23, με μάζα $m_{\delta l}$), ενώ το άλλο ότι εκτελεί αποκλειστικά περιστροφική κίνηση (κάτω μέρος, με μάζα $m_{\delta r}$). Δεδομένου ότι η κίνηση του κέντρου μάζας του διωστήρα προκύπτει ότι εκτελεί μια πολύπλοκη τροχιά, ενώ αντίθετα τα δύο άκρα του (κέντρα των αντίστοιχων εδράνων) διαγράφουν ευθύγραμμη και κυκλική τροχιά αντίστοιχα, μπορούμε να απλοποιήσουμε τους υπολογισμούς θεωρώντας ότι η μάζα $m_{\delta l}$ είναι όλη συγκεντρωμένη σε μια σφαίρα γύρω από

το κέντρο του εδράνου διωστήρα-εμβόλου, ενώ η μάζα $m_{\delta r}$ είναι συγκεντρωμένη σε μια σφαίρα γύρω από το κέντρο του εδράνου διωστήρα-στροφάλου. Προφανώς, για να ικανοποιείται η ισορροπία του εξαρτήματος, θα πρέπει οι ροπές των δύο μαζών γύρω από το κέντρο μάζας του διωστήρα να εξισορροπούνται, ενώ βέβαια το άθροισμα των μαζών θα πρέπει να ισούται με τη συνολική μάζα του διωστήρα m_{δ} . Οι εξισώσεις που περιγράφουν αυτές τις συνθήκες αναγράφονται παρακάτω:

$$m_{\delta r} a = m_{\delta l} b \quad (5.9)$$

και

$$m_{\delta} = m_{\delta r} + m_{\delta l} \quad (5.10)$$

Από το σύστημα των δύο παραπάνω εξισώσεων προκύπτει:

$$m_{\delta r} = m_{\delta} \left(\frac{b}{l} \right) \quad (5.11)$$

$$m_{\delta l} = m_{\delta} - m_{\delta r} \quad (5.12)$$

Όσον αφορά τώρα τις αδρανειακές δυνάμεις των υπόλοιπων περιστρεφόμενων μαζών, δηλαδή του στροφάλου και των αντιβάρων του, υπάρχει η δυσκολία ότι διαφέρουν μεταξύ τους οι ακτίνες περιστροφής των εξαρτημάτων αυτών. Για να απλοποιήσουμε και εδώ την κατάσταση, κάνουμε αναγωγή όλων των περιστρεφόμενων μαζών στην ακτίνα στροφάλου r . Έτσι οι μάζες που περιστρέφονται σε διαφορετική ακτίνα από αυτήν, υποκαθιστώνται από διαφορετικές μάζες, που περιστρέφόμενες σε ακτίνα r θα προκαλούσαν τις ίδιες φυγόκεντρες δυνάμεις. Η υποκατάσταση των μαζών γίνεται με βάση τη σχέση:

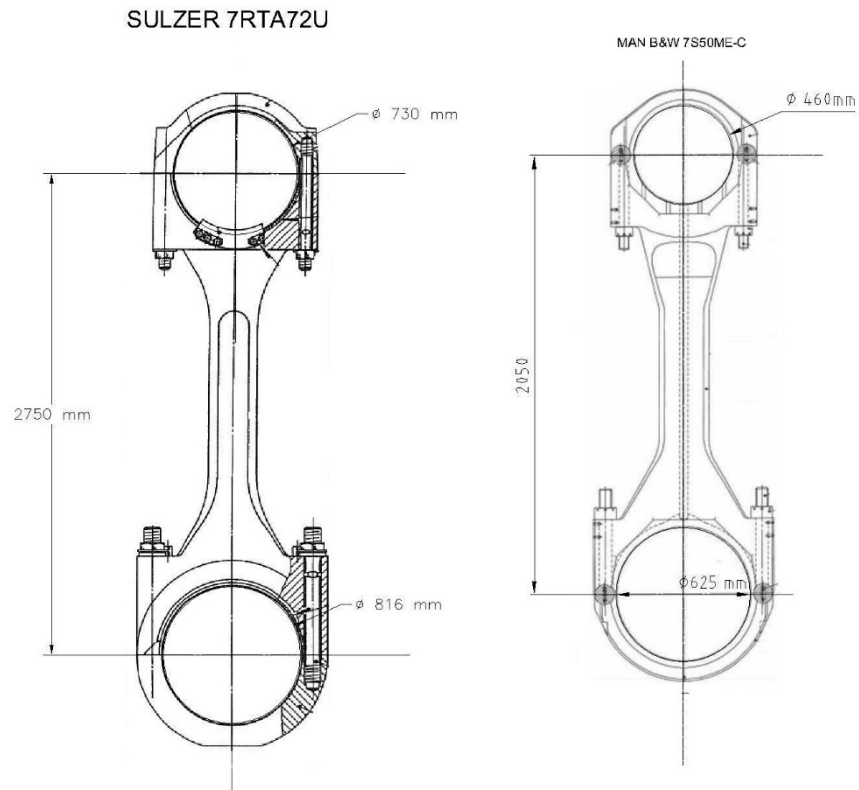
$$m_{WE} = m_W \times \left(\frac{x}{r} \right) \quad (5.13)$$

όπου

x = η απόσταση της πραγματικής μάζας από τον άξονα περιστροφής

r = απόσταση της υποκατάστατης μάζας από τον άξονα περιστροφής

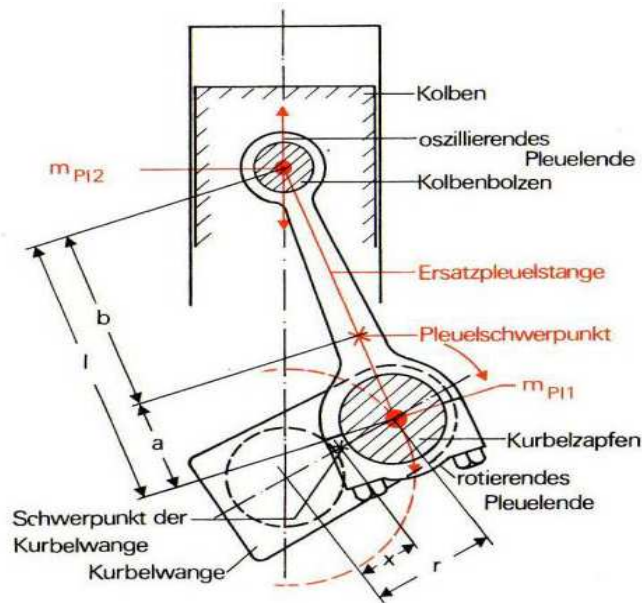
Η ανάλυση που προηγήθηκε απεικονίζεται στο σχήμα 5.23. Επιπλέον στους Πίνακες 5.1, 5.2, 5.3 παρατίθενται χαρακτηριστικές διαστάσεις, μάζες και μεγέθη των δύο κινητήρων. Ο υπολογισμός του κέντρου βάρους του διωστήρα έγινε με τη χρήση του σχεδιαστικού προγράμματος Inventor της Autodesk. Για το κέντρο βάρους του στροφαλοφόρου άξονα γίνετε η υπόθεση ότι ισούται με $r/2$.



Εικόνα 5.1 : Διωστήρες MAN B&W και SULZER

Η μάζα του στροφαλοφόρου άξονα είναι ίση με το 20% της μάζας της μηχανής (Λάζαρος Χ. Κλιάνης 2010). Για την μάζα των στροφάλων και των αντιβάρων της μηχανής 7S50ME-C δεν έχουμε δεδομένα, οπότε θα κάνουμε την παραδοχή ότι η μάζα των στροφάλων αντιστοιχεί στο 96% της μάζας του στροφαλοφόρου και η μάζα των αντιβάρων στο 4%. Η συνολική μάζα της μηχανής 7S50ME-C είναι 238 τόνοι²⁰.

²⁰ Diesel Engines Programme, H. CEGIELSKI-POZNAN S.A., page 13



Σχήμα 5.22 : Απλοποιημένη μορφή του διωστήρα για τη διευκόλυνση των υπολογισμών

Πίνακας 5.1 : Χαρακτηριστικά μεγέθη κινητήρων

	MAN B&W	SULZER
Μήκος διωστήρα l (m)	2.05	2.75
Ακτίνα στροφάλου r (m)	1	1.25
a (m)	0.973	1.242
b (m)	1.077	1.508
x (m)	0.5	0.625
$\lambda = r/l$	0.49	0.45

Πίνακας 5.2 : Διάμετροι και πλάτη στοιχείων κινητήρων

	MAN B&W	SULZER
Διάμετρος κεφαλής διωστήρα (m)	0.46	0.73
Πλάτος κεφαλής διωστήρα (m)	0.623	0.645
Διάμετρος ποδιού διωστήρα (m)	0.625	0.816
Πλάτος ποδιού διωστήρα (m)	0.182	0.305
Διάμετρος κομβίου βάσεως στροφάλου (m)	0.625	0.87
Πλάτος κομβίου βάσεως στροφάλου (m)	0.194	0.325

Πίνακας 5.3 : Μάζες στοιχείων κινητήρων

	MAN B&W	SULZER
Μάζα διωστήρα (kg)	1421	3450
Μάζα εμβόλου-βάκτρον (kg)	865	2653.5
Μάζα στροφάλου (kg)	6528	12738

Μάζα αντιβάρων (kg)	272	495
Μάζα ζυγώματος (kg)	350	840
$m_{\delta r}$ (kg)	746.6	1891.9
$m_{\delta l}$ (kg)	674.4	1558.1
$m_{\sigma \Sigma}$ (kg)	2111.5	5111.6

5.2.1.1 Αδρανειακές δυνάμεις περιστρεφόμενων μαζών

Ο υπολογισμός των αδρανειακών δυνάμεων των περιστρεφόμενων μαζών γίνεται με την υπόθεση ότι οι μάζες που περιστρέφονται είναι συγκεντρωμένες στο κέντρο του κάτω τμήματος του διωστήρα. Ο τύπος που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό είναι ο εξής:

$$F_r = (m_z + m_{\delta r} + 2m_w \frac{x}{r})r\omega^2 \quad (5.14)$$

Όπου οι περιστρεφόμενες μάζες είναι :

m_z = η μάζα του στροφάλου

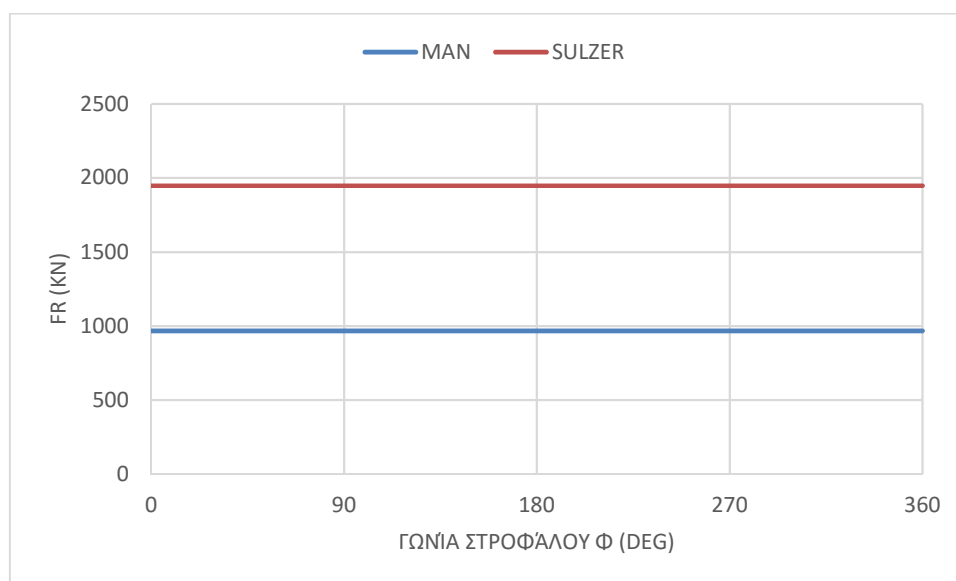
$m_{\delta r}$ = περιστρεφόμενο τμήμα της μάζας του διωστήρα

$2m_w$ = μάζα αντιβάρων (και τα δύο αντίβαρα)

r = ακτίνα στροφάλου

x = απόσταση κέντρου βάρους στροφάλου από τον άξονα περιστροφής

Παρακάτω φαίνονται τα διαγράμματα των αδρανειακών δυνάμεων των δύο κινητήρων για τα έξι σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

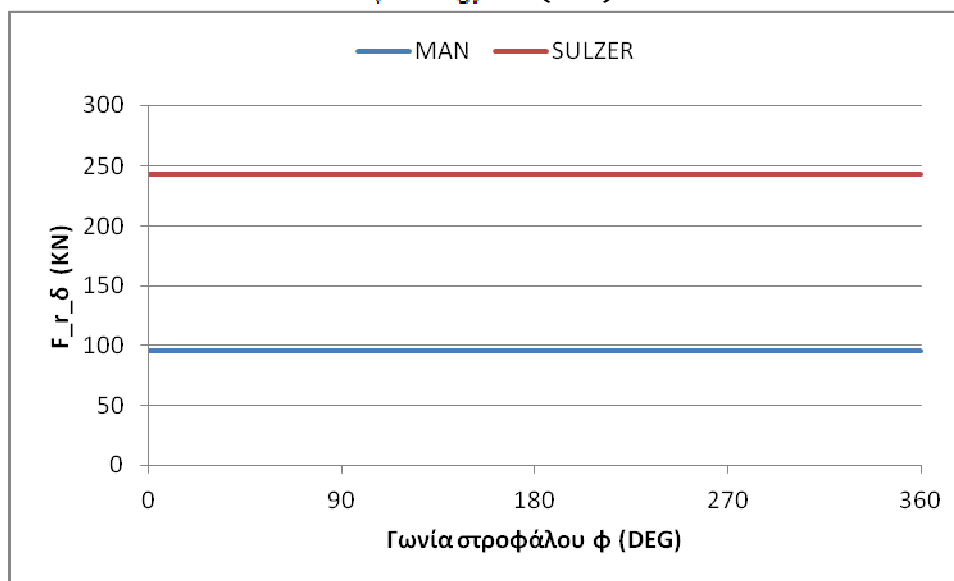


Σχήμα 5.23 : Αδρανειακές δυνάμεις περιστρεφόμενων μαζών

5.2.1.2 Φυγόκεντρη δύναμη κάτω τμήματος διωστήρα

Για τον υπολογισμό της φυγόκεντρης δύναμης του κάτω τμήματος του διωστήρα χρησιμοποιείται ο τύπος :

$$F_r = m_{\delta r} \cdot r \omega^2 \quad (5.15)$$



Σχήμα 5.24 : Φυγόκεντρος κάτω τμήματος διωστήρα

Από το παραπάνω διάγραμμα βγαίνει το συμπέρασμα ότι η φυγόκεντρος δύναμη που δέχεται ο διωστήρας του κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερη σε σχέση με την αντίστοιχη δύναμη στο διωστήρα της άλλης μηχανής. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η περιστρεφόμενη μάζα του διωστήρα της SULZER είναι 2.5 φορές μεγαλύτερη από τη μάζα της MAN.

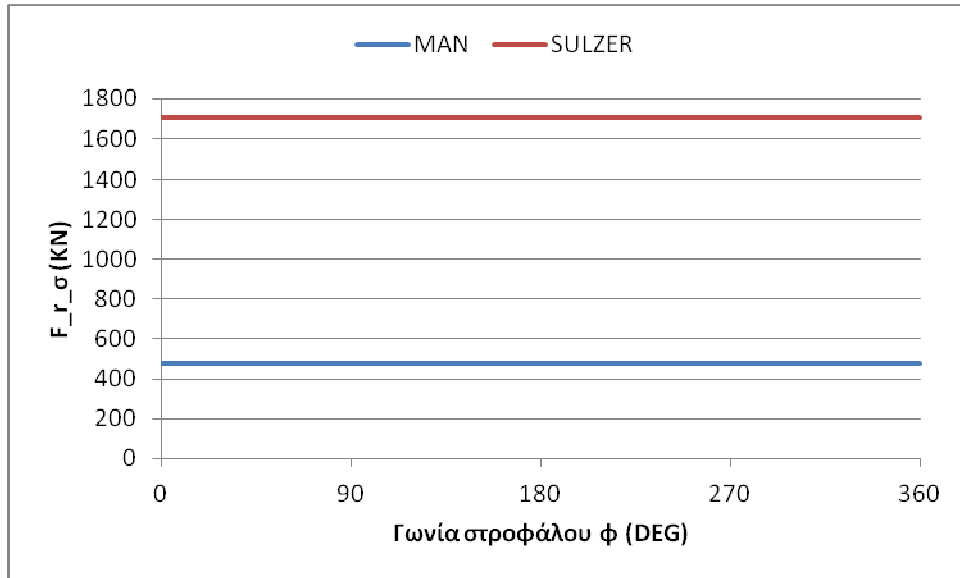
5.3.2.1 5.2.2.3 Φυγόκεντρη στροφάλου

Κάθε στροφάλο δέχεται μία δύναμη που είναι αποτέλεσμα της περιστροφικής κίνησης που εκτελεί. Ο τύπος για τον υπολογισμό της είναι ο εξής :

$$F_{r\sigma} = (m_z + 2m_w \frac{x}{r}) r \omega^2 \quad (5.16)$$

όπου

x : απόσταση κέντρου βάρους στροφάλου από τον άξονα περιστροφής του στροφάλου



Σχήμα 5.25 : Φυγόκεντρη στροφάλου

Τα αποτελέσματα του παραπάνω διαγράμματος είναι αναμενόμενα, διότι στο κινητήρα της SULZER η μάζα του στροφάλου και των αντιβάρων είναι μεγαλύτερα σε σχέση με τα αντίστοιχα μεγέθη στη MAN. Οι ακτίνες στροφάλου και οι γωνιακές ταχύτητες δεν παρουσιάζουν μεγάλη διαφορά μεταξύ τους.

5.3.2.2 5.2.2.4 Αδρανειακές δυνάμεις παλινδρομουσών μαζών

Ο τύπος για τον υπολογισμό των δυνάμεων των μαζών που εκτελούν παλινδρομική κίνηση είναι :

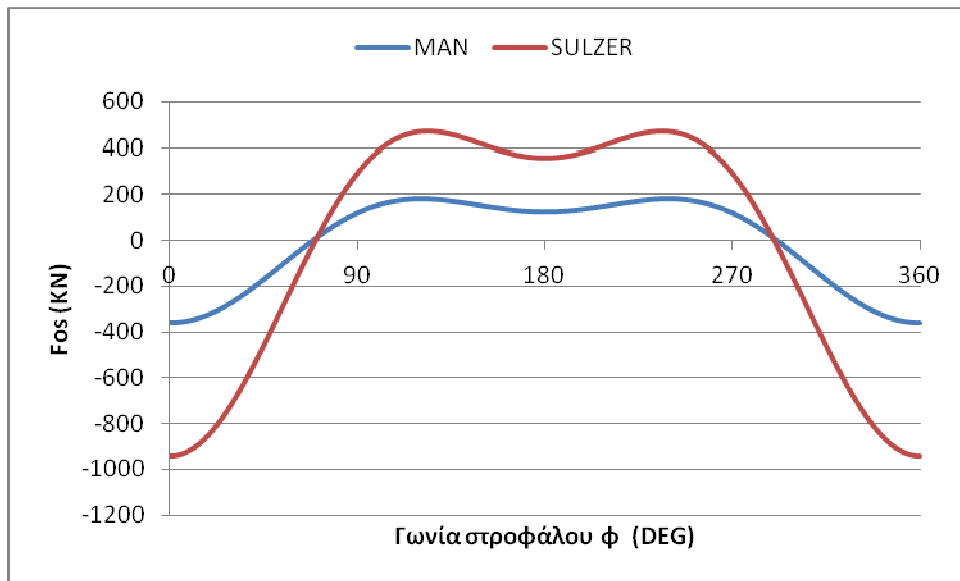
$$F_{os} = m_{os} r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi) \quad (5.17)$$

όπου :

$$\lambda = \frac{r}{l} = \frac{\text{ακτίνα στροφάλου}}{\text{μήκος δικαστήρα}}$$

$$m_{os} = m_{\varepsilon} + m_{\delta l}$$

Στο διάγραμμα που ακολουθεί απεικονίζονται οι δυνάμεις των παλινδρομουσών μαζών:



Σχήμα 5.26 : Παλινδρομούσες δυνάμεις

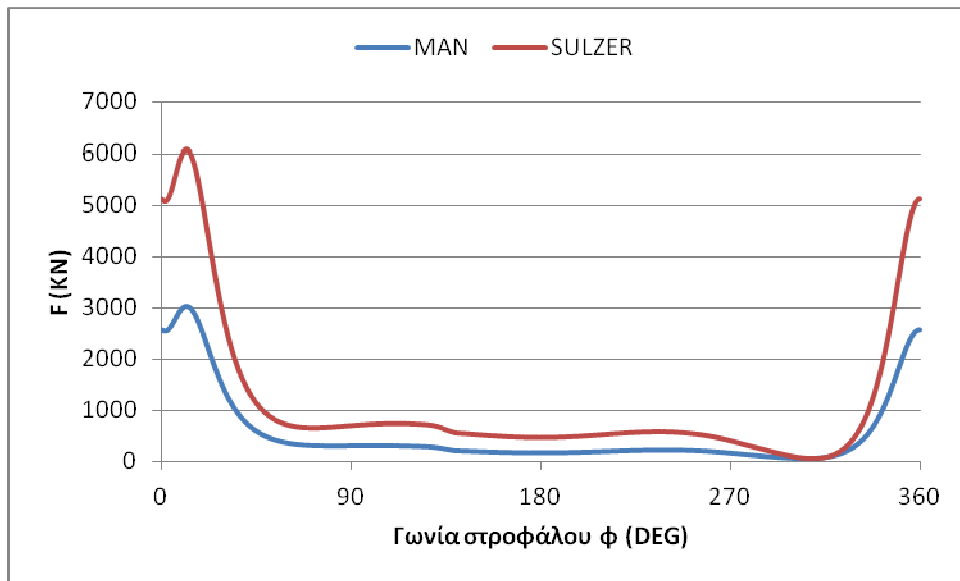
Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα το μέτρο των παλινδρομουσών αδρανειακών δυνάμεων στον κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερο σε σχέση με το δεύτερο κινητήρα, διότι η μάζα m_{os} είναι αρκετά μεγαλύτερη και όπως διαπιστώθηκε και παραπάνω η στιγμιαία επιτάχυνση είναι περίπου ίδια για τις δύο μηχανές. Κοιτάζοντας κανείς το διάγραμμα για την στιγμιαία επιτάχυνση που απεικονίζεται στην αρχή του κεφαλαίου και τα σχόλια που διατυπώθηκαν εκεί μπορεί εύκολα να διαπιστώσει και στο παραπάνω διάγραμμα τις περιοχές της επιταχυνόμενης και επιβραδυνόμενης κίνησης του εμβόλου των δύο κινητήρων.

5.3.3 Συνισταμένη δύναμη αερίων και αδρανειακής δύναμης

Στο έμβολο επενεργεί κατά την κατεύθυνση του άξονα του η δύναμη F , η οποία προκύπτει ως συνισταμένη της δύναμης των αερίων και της αδρανειακής δύναμης από την επιταχυνόμενη ή επιβραδυνόμενη παλινδρομική κίνηση εμβόλου – τμήματος διωστήρα. Αυτή η δύναμη βρίσκεται πάντοτε σε ισορροπία με την εγκάρσια αντίδραση N του χιτωνίου (που κρατά το έμβολο στην παλινδρομική του τροχιά) και με τη δύναμη S που ασκείται στο έμβολο από το διωστήρα με διεύθυνση κατά τον άξονα του διωστήρα. Η συνισταμένη δίνεται από τον εξής τύπο:

$$F = F_{gas} + F_{os} \quad (5.18)$$

Το παρακάτω διάγραμμα απεικονίζει τη συγκεκριμένη δύναμη στις δύο μηχανές:



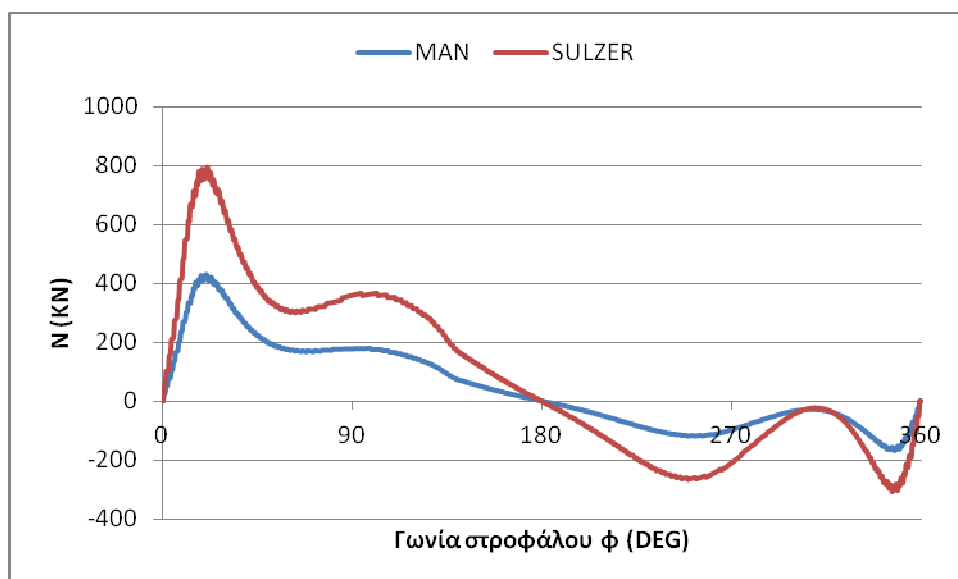
Σχήμα 5.27 : Συνισταμένη δύναμη αερίων – αδρανειακής

Διαπιστώνεται και σε αυτή την περίπτωση ότι η συγκεκριμένη δύναμη F είναι μεγαλύτερη στον εμβολοφόρο κινητήρα της SULZER. Κάτι σημαντικό που πρέπει να αναφερθεί είναι ότι η συνισταμένη δύναμη δεν είναι συμμετρική για τις δύο διαδρομές του εμβόλου. Ακόμα μπορεί να παρατηρηθεί ότι η συνισταμένη δύναμη και για τους δύο κινητήρες λίγο μετά το ΑΝΣ εμφανίζει ένα μέγιστο (τέλος της καύσεως) και γύρω στις 305° - 310° εμφανίζει ένα ελάχιστο, διότι στο συγκεκριμένο σημείο η συνισταμένη της δύναμης των αερίων και της αδρανειακής δύναμης παίρνει τη μικρότερη τιμή.

5.3.4 Εγκάρσια αντίδραση ζυγώματος

Σε κινητήρες με ζύγωμα και βάκτρο (μελέτη της συγκεκριμένης διπλωματικής) το ζύγωμα εξασκεί την δύναμη N στο σώμα του κυλίνδρου δια μέσω της ευθυντηρίας του. Η συγκεκριμένη δύναμη, που είναι μία από τις δύο συνιστώσες της συνολικής δύναμης F , δίνεται συναρτήσει της γωνίας του διωστήρα από τον παρακάτω τύπο:

$$N = F \tan \beta \quad (5.19)$$



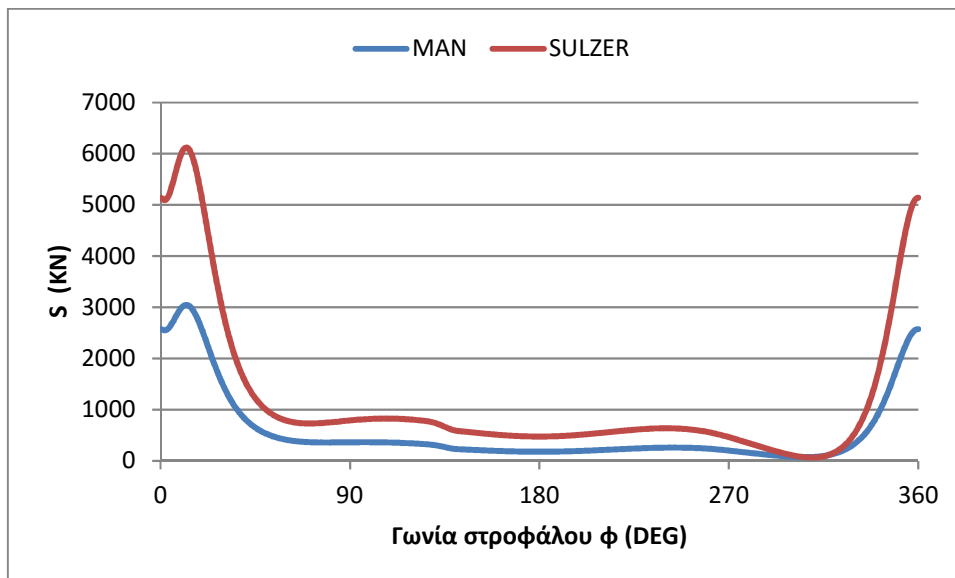
Σχήμα 5.28 : Εγκάρσια αντίδραση ζυγώματος

Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα η δύναμη που ασκεί το ζύγωμα του κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη δύναμη που ασκεί το ζύγωμα της MAN. Αυτό μπορεί να εξηγηθεί από το διάγραμμα που απεικονίζει την συνισταμένη δύναμη που δέχεται το έμβολο των δύο μηχανών. Ακόμα παρατηρείται ότι η δύναμη N αλλάζει φορά όταν το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ και αξίζει να αναφερθεί ότι δεν είναι συμμετρική για τις δύο διαδρομές του εμβόλου. Από μαθηματική σκοπιά επειδή ο τύπος της συγκεκριμένης δύναμης περιέχει τον όρο της εφαπτομένης της γωνίας του διωστήρα θα περίμενε κανείς για αρνητικές γωνίες να προκύπτει και αρνητική δύναμη. Βλέποντας το παραπάνω διάγραμμα αυτό ισχύει όταν το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ, εκεί δηλαδή που η γωνία β λαμβάνεται αρνητική. Τέλος το παραπάνω διάγραμμα δεν είναι συμμετρικό για τις δύο διαδρομές του εμβόλου.

5.3.5 Δύναμη Διωστήρα

Ο τύπος για τον υπολογισμό της δύναμης του διωστήρα είναι ο εξής :

$$S = \frac{F}{\cos\beta} \quad (5.20)$$



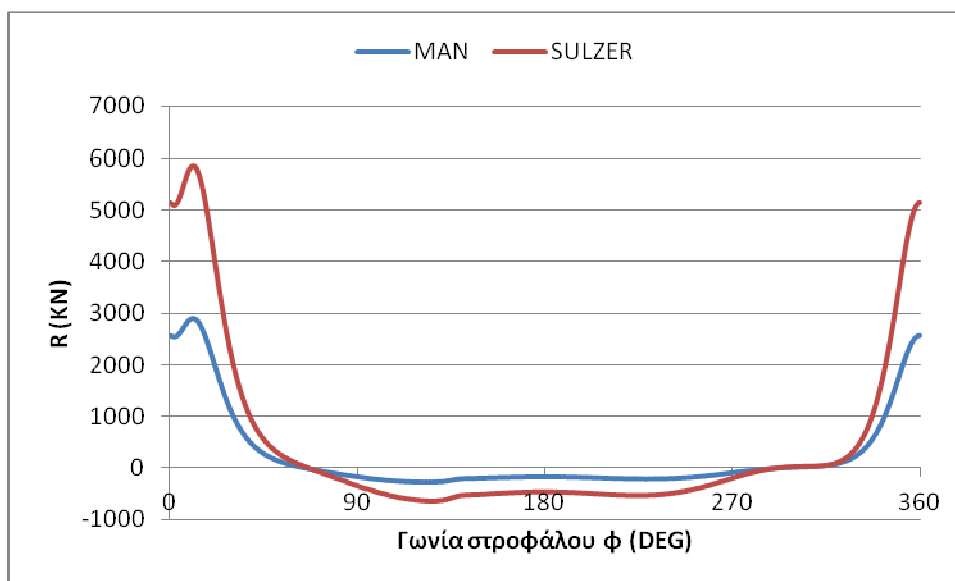
Σχήμα 5.29 : Δύναμη διωστήρα

Κοιτάζοντας μαθηματικά τον παραπάνω τύπο θα περίμενε κανείς η δύναμη του διωστήρα να έχει παντού θετική τιμή, διότι η γωνία του διωστήρα δεν λαμβάνει τιμή παραπάνω από 26° . Το παραπάνω διάγραμμα επιβεβαιώνει αυτή την παρατήρηση. Αυτό επιβεβαιώνεται και από το γεγονός ότι και στις δύο διαδρομές του εμβόλου ο διωστήρας υπόκειται σε θλίψη. Όσο αφορά τώρα τους δύο κινητήρες σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα η δύναμη του διωστήρα λαμβάνει μεγαλύτερη τιμή για το κινητήρα της SULZER, διότι το έμβολο δέχεται μεγαλύτερη συνισταμένη δύναμη F . Πρέπει να επισημανθεί ότι το παραπάνω διάγραμμα δεν είναι συμμετρικό για τις δύο διαδρομές του εμβόλου.

5.3.6 Ακτινική συνιστώσα της δύναμης S του Διωστήρα

Η ακτινική συνιστώσα του διωστήρα δίνεται από τον παρακάτω τύπο :

$$R = S \cos(\varphi + \beta) \quad (5.21)$$



Σχήμα 5.30 : Ακτινική διωστήρα

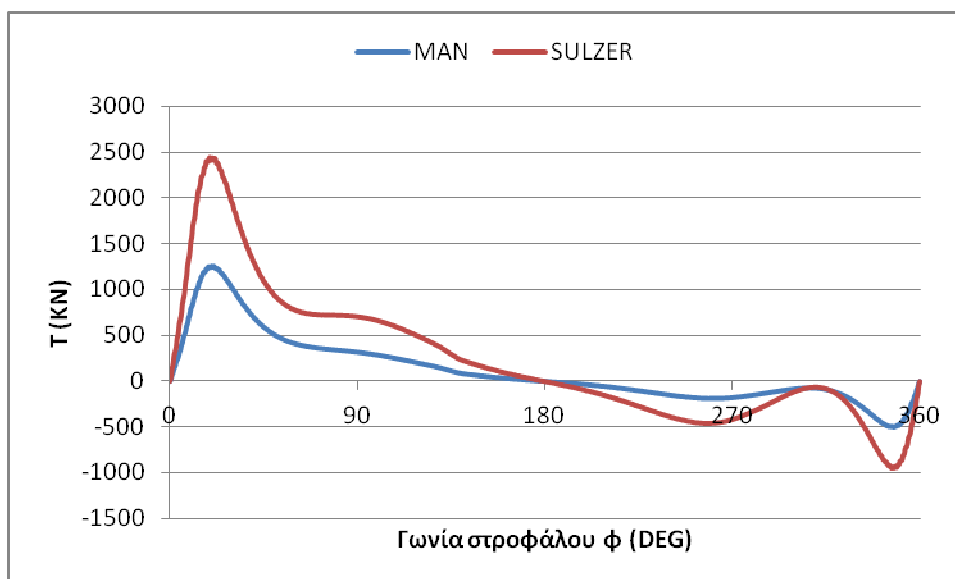
Όπως ίσχυε και για τις προηγούμενες δυνάμεις που παρουσιάστηκαν παραπάνω για τους δύο κινητήρες, έτσι και σε αυτή την περίπτωση παρατηρείται από το παραπάνω διάγραμμα ότι στη μηχανή της SULZER το μέτρο της ακτινικής συνιστώσας R είναι μεγαλύτερο. Επιπλέον το παραπάνω διάγραμμα επιβεβαιώνει τον παραπάνω μαθηματικό τύπο της ακτινικής συνιστώσας.

5.3.7 Εφαπτομενική συνιστώσα της δύναμης S του Διωστήρα

Η εφαπτομενική συνιστώσα του διωστήρα δίνεται από τον εξής τύπο :

$$T = S \sin(\varphi + \beta) \quad (5.22)$$

Η εφαπτομενική δύναμη του διωστήρα είναι αυτή που τελικά δημιουργεί τη ροπή του κινητήρα.



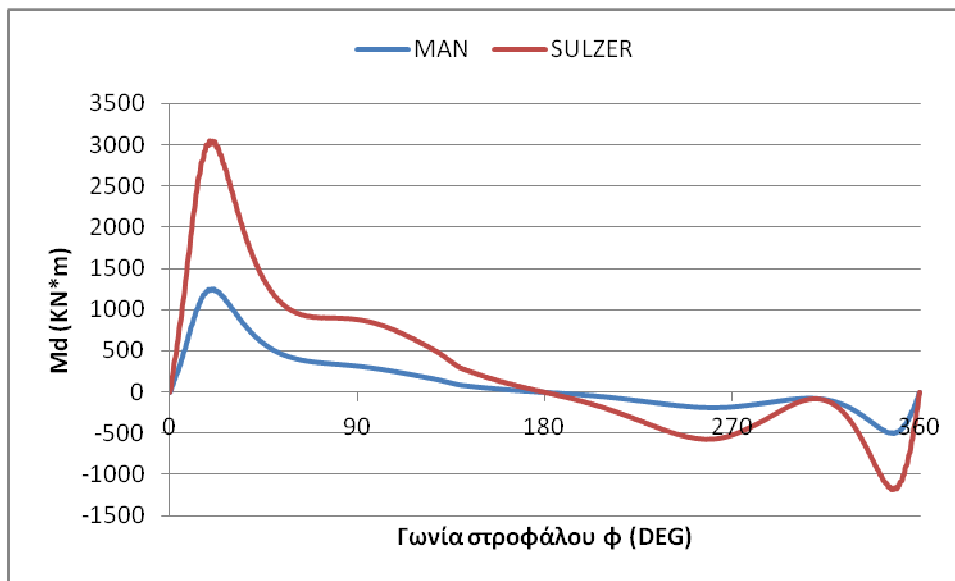
Σχήμα 5.31 : Εφαπτομενική διωστήρα

Και σε αυτή την περίπτωση παρατηρείται ότι η δύναμη που δημιουργεί τη στιγμιαία ροπή είναι μεγαλύτερη στη μηχανή της SULZER. Επιπλέον παρατηρείται ότι η δύναμη αυτή δεν είναι συμμετρική για τις δύο διαδρομές του εμβόλου. Το συμπέρασμα αυτό είναι πολύ λογικό.

5.3.8 Στιγμιαία Ροπή Κινητήρα

Η στιγμιαία ροπή του κινητήρα σχετίζεται με την εφαπτομενική συνιστώσα της δύναμης του διωστήρα S και υπολογίζεται από τον τύπο :

$$M_d = Tr \quad (5.23)$$



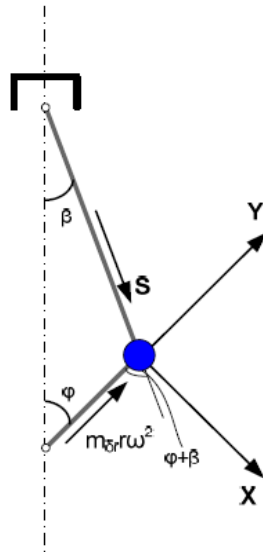
Σχήμα 5.32 : Στιγμιαία ροπή κινητήρα

Σημαντικό είναι να παρατηρηθεί από το παραπάνω διάγραμμα ότι η στιγμιαία ροπή της SULZER είναι μεγαλύτερη από τη μηχανή της MAN. Για τον κινητήρα της MAN η μέση στιγμιαία ροπή είναι 112,74 (KNm) για ένα κύλινδρο σύμφωνα με το διάγραμμα, ενώ για την άλλη μηχανή η τιμή της είναι 286,3 (KNm). Για τις δύο εταιρίες από τα στοιχεία που δόθηκαν η στρεπτική ροπή στο 100% του φορτίου για την MAN είναι 829,3 (KNm) και 2092 (KNm) για τη SULZER. Έτσι παρατηρείται μια ταύτιση των τιμών που προέκυψαν από τους υπολογισμούς και των τιμών που δόθηκαν από τις δύο εταιρίες. Αξίζει ακόμα να παρατηρηθεί στο παραπάνω διάγραμμα ότι το εμβαδόν της στιγμιαίας ροπής (και για τους δύο κινητήρες) μέχρι τις 180 ° είναι μεγαλύτερο από το αντίστοιχο εμβαδόν για γωνία στροφάλου μεγαλύτερη από 180°.

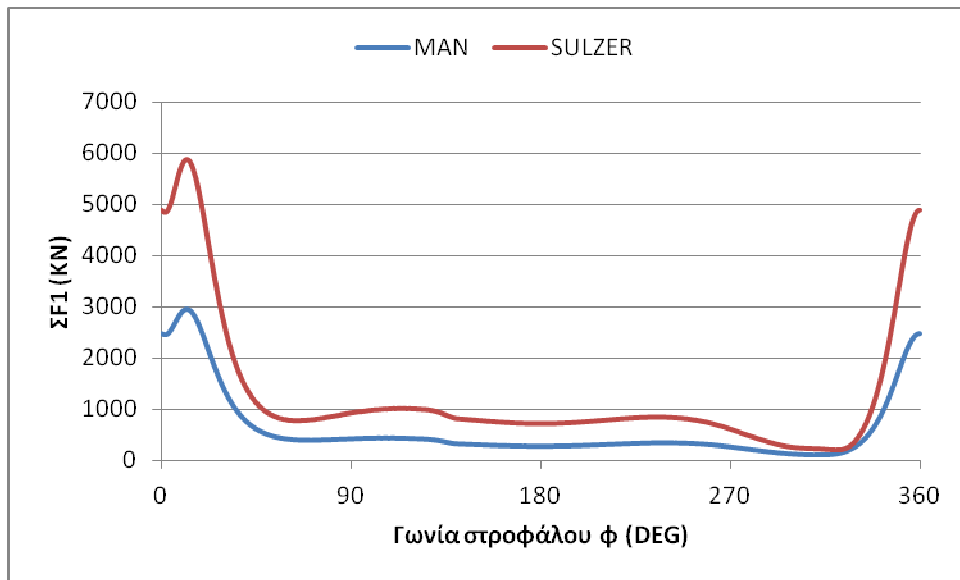
5.3.9 Δύναμη στο κομβίο διωστήρα-στροφάλου

Η δύναμη στο κομβίο διωστήρα – στροφάλου υπολογίζεται από τον παρακάτω αναλυτικό τύπο. Ο άξονας Y διέρχεται από τα κέντρα των κομβίων διωστήρα – στροφάλου και βάσεως στροφάλου. Το ορθογώνιο σύστημα αξόνων (X,Y) κινείται με το στρόφαλο όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.34.

$$\Sigma F_1 = \sqrt{(S \sin(\varphi + \beta))^2 + (F_{r\delta} - S \cos(\varphi + \beta))^2} \quad (5.24)$$



Σχήμα 5.33 : Σχηματική απεικόνιση δύναμης διωστήρα - στροφάλου



Σχήμα 5.34 : Δύναμη στο κομβίο διωστήρα - στροφάλου

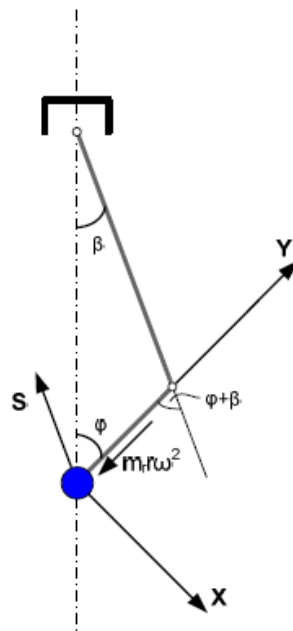
Σύμφωνα με το παραπάνω διάγραμμα η συνισταμένη δύναμη που δέχεται το κομβίο διωστήρα-στροφάλου για τον κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερη. Αυτό είναι λογικό, διότι όπως παρατηρήθηκε και στα παραπάνω διαγράμματα τόσο οι δυνάμεις όσο και οι μάζες των στοιχείων του κινηματικού μηχανισμού στο κινητήρα της SULZER λαμβάνουν μεγαλύτερες τιμές σε σχέση με τη MAN.

5.3.10 Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου

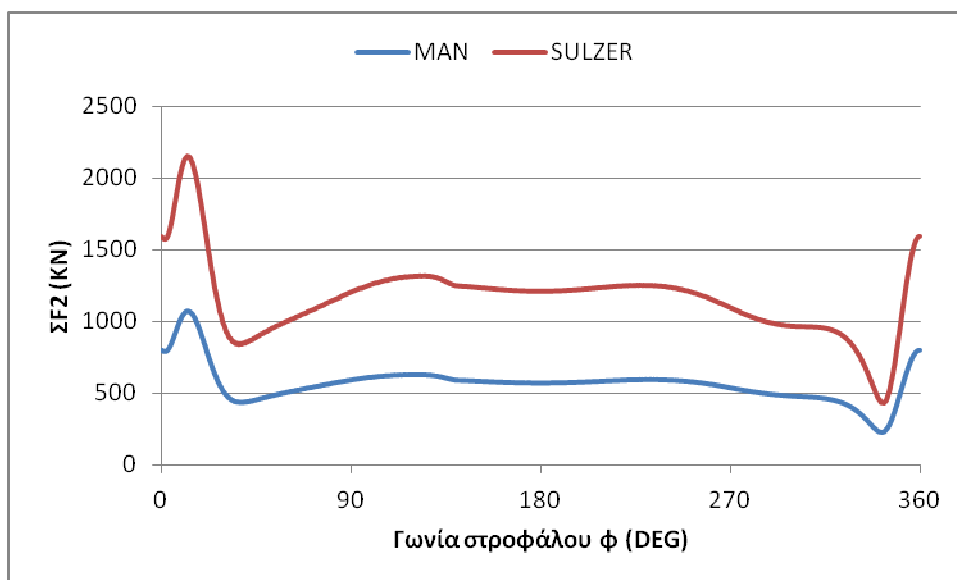
Η δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφάλου υπολογίζεται από τον παρακάτω αναλυτικό τύπο. Το ορθογώνιο σύστημα αξόνων (X,Y) κινείται με το στρόφαλο όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.36. Υποθέτουμε ότι η φόρτιση από τον κύλινδρο μοιράζεται εξίσου στα εκατέρωθεν

κομβία βάσης. Για αυτό και στο παρακάτω τύπο υπάρχει ο όρος $\frac{1}{2}$. Επιπλέον στην αδρανειακή δύναμη F_r μπαίνει η μάζα $m_r = m_z + m_{\delta r} + 2m_w \frac{x}{r}$. Τελικά προκύπτει ο παρακάτω τύπος:

$$\Sigma F_2 = \frac{1}{2} \sqrt{(S \sin(\varphi + \beta))^2 + (S \cos(\varphi + \beta) - F_r)^2} \quad (5.25)$$



Σχήμα 5.35 : Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου



Σχήμα 5.36 : Δύναμη στο κομβίο βάσης του στροφαλοφόρου

Και σε αυτή την περίπτωση η συνισταμένη δύναμη που δέχεται το κομβίο βάσης της SULZER είναι μεγαλύτερη από την αντίστοιχη δύναμη στο κινητήρα της MAN.

5.3.11 Δύναμη και επιφανειακή πίεση στο έδρανο διωστήρα-στροφάλου

Η δύναμη στο έδρανο διωστήρα-στροφάλου υπολογίζεται από τον παρακάτω αναλυτικό τύπο. Το σύστημα αξόνων (X,Y) κινείται με το διωστήρα όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.38.

$$\Sigma F_3 = \sqrt{(-F_{r\delta} \sin(\varphi + \beta))^2 + (S - F_{r\delta} \cos(\varphi + \beta))^2} \quad (5.26)$$

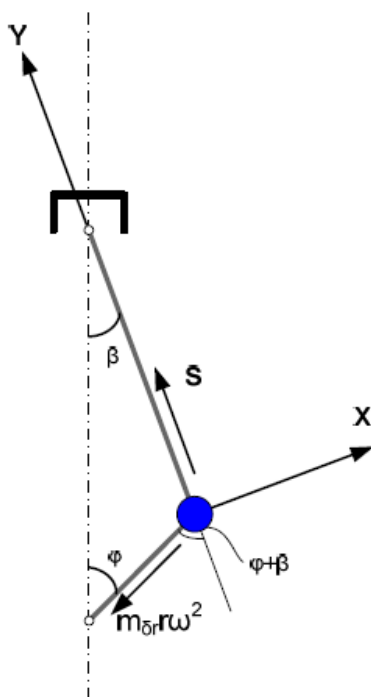
Η επιφανειακή πίεση που προκαλεί η παραπάνω συνισταμένη δύναμη στο κουζινέτο διωστήρα - στροφάλου είναι :

$$P_{\text{εδρανοδ-}\sigma} = \frac{\Sigma F_{\text{εδρανοδ-}\sigma}}{DL} \quad (5.27)$$

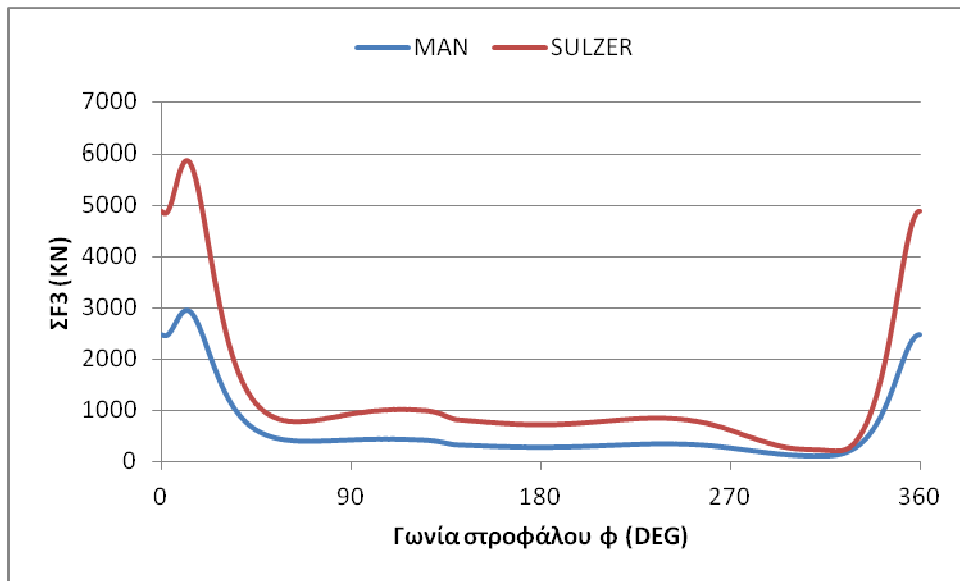
όπου

D, διάμετρος του εδράνου διωστήρα - στροφάλου

L, πλάτος του εδράνου διωστήρα - στροφάλου

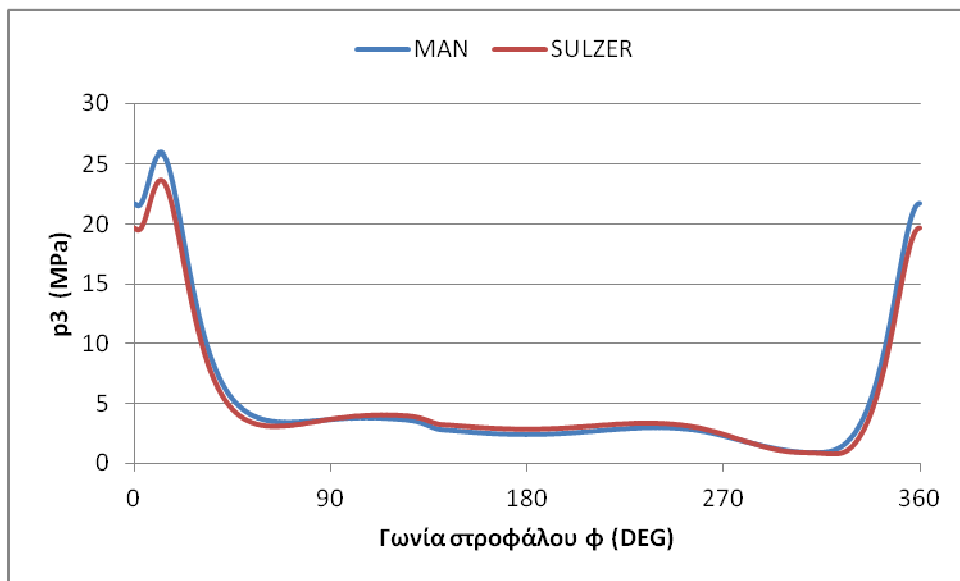


Σχήμα 5.37 : Σχηματική απεικόνιση δύναμης στο έδρανο διωστήρα - στροφάλου



Σχήμα 5.38 : Δύναμη στο έδρανο διωστήρα - στροφάλου

Η συνισταμένη δύναμη που δέχεται το έδρανο διωστήρα-στροφάλου, σύμφωνα με τον τρίτο νόμο του Νεύτωνα, θα έχει την ίδια τιμή με την συνισταμένη δύναμη που δέχεται το αντίστοιχο κομβίο. Έτσι όπως απεικονίζει και το παραπάνω διάγραμμα αυτή η συνισταμένη δύναμη θα είναι μεγαλύτερη το έδρανο διωστήρα-στροφάλου της μηχανής της SULZER.



Σχήμα 5.39 : Επιφανειακή πίεση στο έδρανο διωστήρα-στροφάλου

Αξίζει να αναφερθεί ότι οι κατασκευαστές προτείνουν αλλαγή των κουζινέτων διωστήρα-στροφάλου κάθε 90000 ώρες λειτουργίας (ένα πλοίο επιχειρεί κατά μέσο όρο 6000 ώρες το χρόνο). Επιπλέον, στην επιθεώρηση που γίνεται κάθε 5 χρόνια από τον νηογνώμονα στον οποίο υπάγεται το πλοίο, γίνεται έλεγχος της κατάστασης των εδράνων. Η επιφανειακή πίεση που δέχονται τα κουζινέτα διωστήρα-στροφάλου στους δύο κινητήρες που μελετώνται είναι σχεδόν ίδια. Σε ορισμένες περιοχές όμως είναι μεγαλύτερη για τον κινητήρα της MAN. Αυτό εξηγείται από το γεγονός ότι το εμβαδόν του κουζινέτου της SULZER είναι διπλάσιο από το αντίστοιχο εμβαδόν της MAN, ενώ δεν ισχύει η ίδια αναλογία για τις συνισταμένες δυνάμεις

σε αυτές περιοχές. Η μέγιστη πίεση που δέχονται τα έδρανα στους δύο κινητήρες φθάνει τα 25 MPa, ενώ η μέση τιμή της τα 5 MPa.

5.3.12 Δύναμη και επιφανειακή πίεση στο έδρανο βάσης του στροφάλου

Η δύναμη στο έδρανο βάσης του στροφαλοφόρου υπολογίζεται από τον παρακάτω αναλυτικό τύπο. Το σύστημα αξόνων (X,Y) κινείται με το στρόφαλο όπως φαίνεται στο Σχήμα 5.40. Όπως και παραπάνω στον τύπο για τη συγκεκριμένη δύναμη θα υπάρχει ο όρος $\frac{1}{2}$.

$$\Sigma F_4 = \frac{1}{2} \sqrt{(F \tan(\beta) + F_r \sin(\varphi))^2 + (-F + F_r \cos(\varphi))^2} \quad (5.28)$$

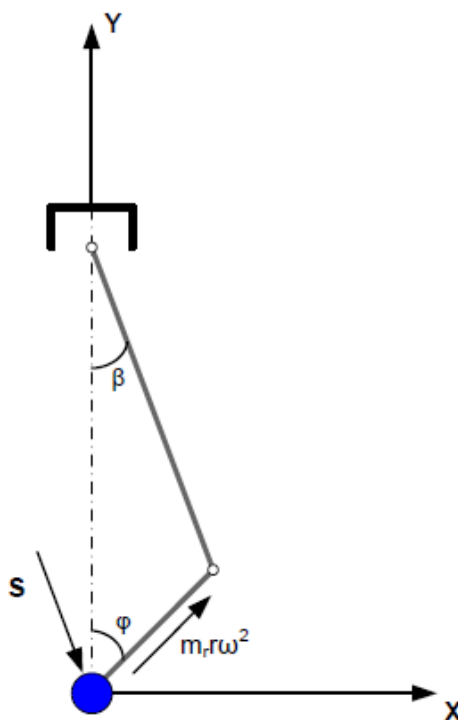
Η επιφανειακή πίεση που δημιουργεί η παραπάνω δύναμη στο έδρανο είναι :

$$p_{\text{έδρανο}} = \frac{\Sigma F_4}{DL} \quad (5.29)$$

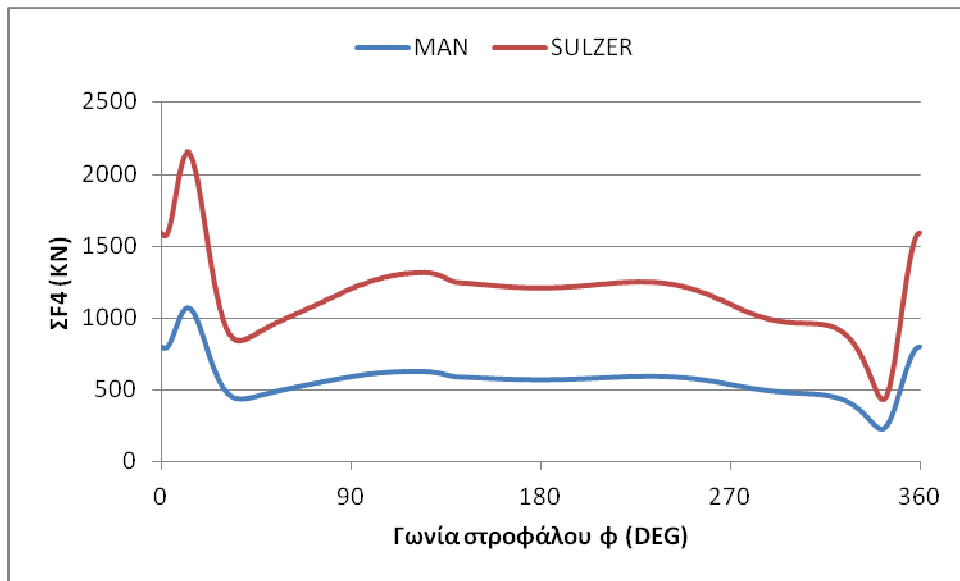
όπου

D: διάμετρος εδράνου βάσης του στροφάλου

L: πλάτος του εδράνου βάσης του στροφάλου

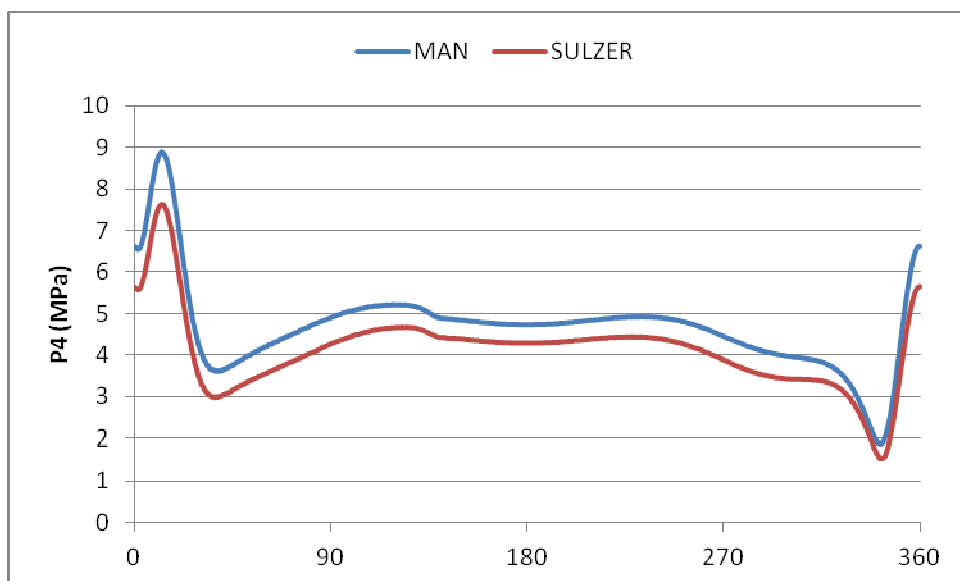


Σχήμα 5.40 : Δύναμη στο έδρανο βάσης του στροφάλου



Σχήμα 5.41 : Δύναμη στο έδρανο βάσης του στροφάλου

Και σε αυτή την περίπτωση, σύμφωνα με το τρίτο νόμο του Νεύτωνα, η συνισταμένη δύναμη στο έδρανο βάσης θα έχει την ίδια τιμή με την συνισταμένη δύναμη στο κομβίο βάσης, επομένως σε αναλογία με το κομβίο η δύναμη αυτή θα είναι μεγαλύτερη για τον κινητήρα της SULZER.



Σχήμα 5.42 : Επιφανειακή πίεση στο έδρανο βάσης του στροφαλοφόρου

Όπως παρατηρείται από το παραπάνω διάγραμμα η μέγιστη πίεση που δέχεται ένα από τα δύο κουζινέτα βάσης για τον κινητήρα της MAN είναι 9 MPa και για τη μηχανή της SULZER είναι περίπου 8 MPa, ενώ οι μέσες τιμές είναι 4.7 MPa και 4.1 MPa αντίστοιχα. Πρέπει να αναφερθεί ότι το εμβαδόν του εδράνου βάσης που δέχεται την συνισταμένη δύναμη για το κινητήρα της SULZER είναι μεγαλύτερο κατά 2.3 φορές από το αντίστοιχο εμβαδόν της μηχανής MAN. Επιπλέον η συνισταμένη δύναμη είναι κατά 2 φορές μεγαλύτερη στο

κινητήρα της SULZER. Για τους δύο παραπάνω λόγους η πίεση του εδράνου βάσης στη MAN είναι μεγαλύτερη.

6 Σύνοψη διπλωματικής εργασίας

6.1 Ανακεφαλαίωση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία παρουσιάστηκαν και αξιολογήθηκαν μετρήσεις που λήφθηκαν από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης για δύο αργόστροφες δίχρονες μηχανές Diesel, διαφορετικού τύπου και ισχύος. Σκοπός της διπλωματικής ήταν η αξιολόγηση των λειτουργικών ποσοτήτων και η εξαγωγή χρήσιμων συμπερασμάτων σχετικά με τη λειτουργία αυτών των μηχανών. Οι μετρήσεις που χρησιμοποιήθηκαν αφορούσαν ένα μεγάλο εύρος φορτίων, από 25% μέχρι 110%.

Αρχικά έγινε βιβλιογραφική ανασκόπηση στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης και συγκεκριμένα στις δίχρονες αργόστροφες ναυτικές μηχανές όπως αυτές που εξετάζονται. Παρουσιάστηκαν οι κυρίαρχοι τύποι πλοίων που επιχειρούν ανά τον κόσμο και δόθηκε το διάγραμμα φόρτισης της μηχανής. Υπολογίστηκαν και αξιολογήθηκαν οι λειτουργικές ποσότητες από τις εργοστασιακές δοκιμές για τις δύο μηχανές και έπειτα συγκρίθηκαν με τις διαθέσιμες δοκιμές θαλάσσης. Γενικά, η λειτουργία των δύο μηχανών είναι φυσιολογική και καμιά από τις δύο μηχανές δεν παρουσίασε ιδιαίτερες αποκλίσεις από τις προδιαγραφές του κατασκευαστή.

6.2 Παρατηρήσεις – Συμπεράσματα

Στο πλαίσιο της εργασίας μας προέκυψαν ορισμένα συμπεράσματα σχετικά με τη λειτουργία των δύο κινητήρων και των υπερπληρωτών τους τα οποία είναι :

- Η σειρά ME της MAN εισήλθε στην αγορά το 2001. Η συγκεκριμένη σειρά της MAN εμφανίζει αυξημένη απόδοση συγκριτικά με τις προγενέστερες γενιές, εξαιτίας του ηλεκτρονικού συστήματος που διαθέτει για τη ρύθμιση της έγχυσης του καυσίμου, το χρονισμό των βαλβίδων εξαγωγής καυσαερίων και για τη λειτουργία των εφεδρικών φυσητήρων. Η RTA-U εισήλθε στην αγορά το 1992. Η συγκεκριμένη σειρά της Sulzer (Wärtsilä) έχει μικρότερη απόδοση σε σχέση με τις νεότερες σειρές, που εισήγαγαν ηλεκτρονικό σύστημα ελέγχου των βασικών λειτουργιών της μηχανής.
- Η ειδική κατανάλωση εμφανίζει ελάχιστο στο 85% για την MAN και στο 90% για την Sulzer, δηλαδή στα σημεία βέλτιστης συνεχούς λειτουργίας των μηχανών. Παρατηρούμε ότι όπως είναι αναμενόμενο ο θερμικός βαθμός απόδοσης σε αυτά τα σημεία παίρνει τη μέγιστη τιμή του.
- Όπως παρατηρήθηκε η πίεση του αέρα σάρωσης είναι κατά 0.2 bar μεγαλύτερη στην MAN από την Sulzer, ενώ η θερμοκρασία σάρωσης συμπίπτει με ικανοποιητική ακρίβεια για φορτία μεγαλύτερα του 75%. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα η πυκνότητα σάρωσης της MAN να είναι μεγαλύτερη για όλα τα φορτία λειτουργίας. Αξίζει να σημειωθεί ότι η Sulzer και η MAN έχουν ίδιο τύπο στροβιλοϋπερπληρωτή (NA57/TO9), όμως η Sulzer διαθέτει ζεύγος αυτών.
- Ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσίασε η μελέτη του λόγου αέρα λ, ο οποίος για τους ναυτικούς αργόστροφους κινητήρες Diesel είναι υψηλός με τιμές που κυμαίνονται από 2.5 – 4. Αυτό επιβεβαιώθηκε και από τους δικούς μας υπολογισμούς για αμφοτέρους τις μηχανές. Παρατηρούμε ότι ο λόγος αέρα για την Sulzer αυξάνεται για όλα τα φορτία με εξαίρεση το 110%, στο οποίο μειώνεται. Αντιθέτως, ο λόγος

αέρα της MAN παρουσιάζει μέγιστο στο 75% του φορτίου ενώ στη συνέχεια έχει πτωτική τάση. Η βέλτιστη τιμή του λόγου αέρα εμφανίζεται στο 85% ($\lambda=3$) και 90% ($\lambda=2.83$) για την MAN και την Sulzer αντίστοιχα. Ένας λόγος που οι ναυτικοί κινητήρες λειτουργούν με φτωχά μίγματα είναι για να αποσοβούν τις μεγάλες θερμικές τάσεις που καταπονούν εσωτερικά τα χιτώνια, εξαιτίας της μεγάλης ποσότητας κρύου αέρα που εισέρχεται στον κύλινδρο.

- Τα ενεργειακά ισοζύγια αμφοτέρων των μηχανών κατά τις εργοστασιακές δοκιμές έδειξαν ότι οι 4 συνιστώσες της ισχύος του καυσίμου (ωφέλιμη ισχύς, καυσαέρια, απώλειες ψύξης και τριβές) κινούνται σε αναμενόμενα επίπεδα.
- Συγκρίνοντας την καμπύλη της έλικας για τα δύο είδη δοκιμών παρατηρήσαμε ότι για την ίδια τιμή ισχύος οι στροφές του κινητήρα στις δοκιμές θαλάσσης ήταν κατά 4 στροφές μεγαλύτερες σε όλα τα φορτία λειτουργίας.
- Ο θερμικός βαθμός απόδοσης εμφανίζεται ελάχιστα μεγαλύτερος στις εργοστασιακές δοκιμές, όπως είναι αναμενόμενο.
- Ο στροβιλοϋπερπληρωτής στο κινητήρα της MAN εμφανίζει καλύτερους ισεντροπικούς και πολυτροπικούς βαθμούς απόδοσης στις δοκιμές θαλάσσης απ' ό,τι στις εργοστασιακές δοκιμές.
- Παρατηρούμε ότι ο ισεντροπικός και ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης για αμφοτέρους τους κινητήρες παρουσιάζουν τη μέγιστη τιμή τους στο 85% του φορτίου λειτουργίας. Το σημείο εμφανίσεως αυτής της τιμής ήταν αναμενόμενο, αν θυμηθούμε ότι εκεί ο μέγιστος βαθμός απόδοσης του κινητήρα εμφανίζεται. Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης του στροβιλοϋπερπληρωτή των δύο μηχανών εμφανίζεται μεγαλύτερος για όλα τα σημεία λειτουργίας. Συνήθως ο πολυτροπικός βαθμός μας δίνει καλύτερη εκτίμηση της απόδοσης του στροβιλοϋπερπληρωτή όμως επειδή έχουμε μία βαθμίδα στο συμπιεστή και στον στρόβιλο, οι τιμές τους εμφανίζουν μικρές αποκλίσεις.
- Όσον αφορά την κινηματική των εμβόλων παρατηρήσαμε ότι η στιγμιαία ταχύτητα του εμβόλου της SULZER λαμβάνει ελάχιστα μεγαλύτερες τιμές για κάθε γωνία στροφάλου σε σχέση με το έμβολο της MAN. Αποτέλεσμα αυτού είναι ότι και η μέση ταχύτητα του εμβόλου της SULZER είναι μεγαλύτερη για κάθε σημείο λειτουργίας. Επιπλέον συγκρίνοντας και την στιγμιαία επιτάχυνση παρατηρήσαμε ότι τα έμβολα των δύο μηχανών έχουν για κάθε γωνία στροφάλου σχεδόν την ίδια επιτάχυνση.
- Σύμφωνα με το διάγραμμα στιγμιαίας ροπής παρατηρούμε ότι η μέση τιμή για κάθε μηχανή έχει μικρή απόκλιση από την τιμή που προέκυψε κατά τις εργοστασιακές δοκιμές. Συγκεκριμένα για τη μηχανή της MAN η μέση τιμή της ροπής υπολογίστηκε 113 kNm (791 kNm για όλους τους κυλίνδρους) ενώ η τιμή που δίνετε είναι 829 kNm και για την SULZER υπολογίστηκε 286.3 kNm (2004 kNm) ενώ η τιμή που δίνετε είναι 2092 kNm.
- Η πίεση στο έδρανο του στροφάλου εμφανίζει ιδιαίτερα υψηλή τιμή προς το τέλος της καύσης, η οποία φτάνει μέχρι τα 26 MPa. Πρέπει να σημειωθεί ότι η σχέση υπολογισμού της πιέσεως είναι προσεγγιστική και πολύ πιθανόν να εμπεριέχει σφάλμα.

Βιβλιογραφία

- Dixon, S. L., & Hall, C. A. (2010). *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- e-nautilus*. (2016, Απρίλιος 17). Ανάκτηση από <http://www.e-nautilus.gr>
- F. Woodyard, D. (2004). *Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines*.
- Grohe, H. (1990). ΥΠΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΣΤΙΓΜΙΑΙΩΝ ΔΥΝΑΜΕΩΝ ΚΑΙ ΡΟΠΩΝ ΣΕ ΕΜΒΟΛΟΦΟΡΟ ΚΙΝΗΤΗΡΑ. Στο *Otto und Dieselmotoren* (Δ. Μ. Ολυμπία Ζώγου, Μεταφρ., σ. 21).
- H. CEGIELSKI, P. S. (n.d.). Diesel Engines Programme.
- KIRKPATRICK, C. R.-A. (2008). *ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ ΕΝΕΡΓΕΙΑΚΗ ΣΥΜΠΕΡΙΦΟΡΑ*. (Γ. Χ. Κολτσάκης, Μεταφρ.) ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗ: GRAPHOLINE.
- MAN (Σκηνοθέτης). (1980). *THE 2-STROKE MARINE DIESEL ENGINE* [Ταινία].
- MAN. (2010). NA Project Guide Turbocharger.
- MAN. (2013). Basic Principles of Ship Propulsion.
- Valcic, M. (n.d.). *The learning resource for marine engineers*. Rijeka: www.marinediesels.co.uk.
- Ανδρέας, Α. Γ. (2013, ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ). ΜΕΛΕΤΗ ΔΥΝΑΜΙΚΗΣ 2-Χ, ΠΕΝΤΑΚΥΛΙΝΔΡΟΥ ΚΙΝΗΤΗΡΑ DIESEL (ΡΟΗ ΔΥΝΑΜΕΩΝ, ΚΑΤΑΠΙΟΝΗΣΗ ΕΔΡΑΝΩΝ, ΖΥΓΟΣΤΑΘΜΙΣΗ, ΤΑΛΑΝΤΩΣΕΙΣ). ΑΘΗΝΑ.
- Γεωργιάδης, Π., Δημητριάδης, Α., Κικίδης, Π., Κυριάκης, Ν., Κωτούζας, Μ., & Παπαδούδης, Κ. (1976, ΜΑΪΟΣ). ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ 24 ΚΥΛΙΝΔΡΩΝ - ΥΠΟΛΟΓΙΣΤΙΚΟ ΜΕΡΟΣ. ΘΕΣΣΑΛΟΝΙΚΗ.
- Κλιάνης, Α. Χ., Νικολός, Ι. Κ., & Σιδέρης, Ι. Α. (2003). *ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΕΩΣ* (Τόμ. ΙΙ). ΑΘΗΝΑ: Ίδρυμα Ευγενίδου.
- Κλιάνης, Α. Χ., Νικολός, Ι. Κ., & Σιδέρης, Ι. Α. (2010). *ΜΗΧΑΝΕΣ ΕΣΩΤΕΡΙΚΗΣ ΚΑΥΣΗΣ* (Τόμ. ΠΡΩΤΟΣ). ΑΘΗΝΑ: ΙΔΡΥΜΑ ΕΥΓΕΝΙΔΟΥ.
- Λουράντος, Δ. Α. (2014). *Ανάλυση και συγκριτική αξιολόγηση δεδομένων από εργοστασιακές δοκιμές και δοκιμές θαλάσσης μεγάλων δίχρονων ναυτικών κινητήρων Diesel*. ΑΘΗΝΑ: Λουράντος Α. Δημήτριος.
- MAN. (2010). Turbocharger Programme.
- MAN. (2014). NA Project Guide Turbocharger.
- Παπανίκας, Δ. Γ. (2012). *ΡΕΥΣΤΟΔΥΝΑΜΙΚΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ*. ΑΘΗΝΑ: Φ. ΠΑΠΑΝΙΚΑ & ΣΙΑ Ο.Ε.
- Σταματέλλος, Α. (1994). *Οδηγός Μαθήματος ΜΕΚ*. Βόλος: Πανεπιστημιακές Εκδόσεις Θεσσαλίας.

Τζιφάκης, Α. Χ. (1999). *Μηχανές Ντήζελ*. ΑΘΗΝΑ: Ίδρυμα Ευγενίδου.