

ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΟΜΕΑΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

Εργαστήριο Μηχανών Εσωτερικής Καύσης

Διπλωματική Εργασία

**Συγκριτική Αξιολόγηση Μέσω Προσομοίωσης της
Επίδρασης του Βαθμού Απόδοσης Συμπιεστή και
Στροβίλου στη Λειτουργική Συμπεριφορά Δίχρονου
Ναυτικού Κινητήρα Diesel**

ΠΕΙΡΟΥΝΑΚΗΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Επιβλέπων Καθηγητής
Χουντάλας Θ. Δημήτριος

ΑΘΗΝΑ 2012

Περιεχόμενα

Πρόλογος 1
1ο Κεφάλαιο	
Εισαγωγή 3
2ο Κεφάλαιο	
Βασικά Στοιχεία Θερμοδυναμικής και Καύσεως.....	5
2.1	Εισαγωγή.....5
2.2	Καταστατική εξίσωση των αερίων.....5
2.3	Εσωτερική ενέργεια.....6
2.4	Ενθαλπία.....7
2.5	Θερμότητα, έργο ογκομεταβολής και τεχνικό έργο.....7
2.6	Ο 1 ^{ος} θερμοδυναμικός νόμος.....9
2.7	Ειδική θερμοχωρητικότητα.....11
2.8	Σχέσεις μειγμάτων τέλειων αερίων.....14
2.9	Υπολογιστικές σχέσεις ενθαλπίας και εσωτερικής ενέργειας.....15
2.10	Καύση χημικών ενώσεων με αέρα.....17
3ο Κεφάλαιο	
Σύντομη Περιγραφή των Ναυτικών Κινητήρων.....	19
3.1	Εισαγωγή.....19

3.2	Γενικές αρχές εμβολοφόρων κινητήρων	21
3.3	Διάκριση κινητήρων ως προς την εξωτερική λειτουργία..	24
3.4	Διάκριση κινητήρων ως προς την εσωτερική λειτουργία .	27
3.5	Μηχανισμός καύσης στον Κινητήρα Diesel.....	28
3.6	Ρύθμιση ισχύος και σύστημα εγχύσεως σε Diesel.....	31
3.7	Τύποι ναυτικών κινητήρων Diesel	33
3.8	Χαρακτηριστικές λειτουργίες κινητήρα Diesel	36
3.9	Μέγιστη ισχύς ενός κινητήρα Diesel.....	40
3.10	Νόμος της έλικας	41

4ο Κεφάλαιο

Υπερπλήρωση σε Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ

43

4.1	Εισαγωγή.....	43
4.2	Ιστορική αναδρομή.....	45
4.3	Αρχές στρόβιλο – υπερπλήρωσης	48

5ο Κεφάλαιο

Εκτίμηση του Βαθμού Απόδοσης του Υπερπληρωτή Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel

53

5.1	Εισαγωγή.....	53
5.2	Μελέτη Συστήματος Υπερπλήρωσης του Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα "Α"	55
5.2.1	Εισαγωγή	55
5.2.2	Υπολογισμός συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής "γ" αέρα και καυσαερίων για κάθε φορτίο του κινητήρα "Α"	56
5.2.3	Υπολογισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον κινητήρα "Α"	64

5.2.4	Ενεργειακό ισοζύγιο ατράκτου στρόβιλο – υπερπληρωτή του κινητήρα "A"	71
5.2.5	Διόρθωση Θερμοκρασιών στρόβιλου του κινητήρα "A"	77
5.3	Μελέτη Συστήματος Υπερπλήρωσης του Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα "B"	81
5.3.1	Εισαγωγή	81
5.3.2	Υπολογισμός χαρακτηριστικών μεγεθών και λόγου ισοδυναμίας του κινητήρα "B".	82
5.3.3	Υπολογισμός συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής γ του αέρα και του καυσαερίου του κινητήρα "B"	84
5.3.4	Υπολογισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον κινητήρα "B"	89
5.3.5	Ενεργειακό ισοζύγιο ατράκτου στρόβιλο – υπερπληρωτή του κινητήρα "B"	95
5.3.6	Διόρθωση Θερμοκρασιών στρόβιλου στον κινητήρα "B".	100

6ο Κεφάλαιο

Εκτίμηση της Επίδρασης της Μεταβολής του Βαθμού Απόδοσης του Υπερπληρωτή

107

6.1	Εισαγωγή	107
6.2	Περιγραφή του διαγνωστικού λογισμικού E.D.S	111
6.3	Συγκριτική Αξιολόγηση των Επιπτώσεων της Μείωσης της Απόδοσης του Υπερπληρωτή στον Κινητήρα "C".	116
6.3.1	Εισαγωγικά στοιχεία	116
6.3.2	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην καμπύλη φορτίου του κινητήρα "C"	118
6.3.3	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου του κινητήρα "C".	131
6.3.4	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην παροχή αέρα κινητήρα "C"	137
6.3.5	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ταχύτητα περιστροφής του, στον κινητήρα "C".	140
6.3.6	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το στρόβιλο στον κινητήρα "C"	142
6.3.7	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή στον κινητήρα "C"	144

6.4	Συγκριτική Αξιολόγηση των Επιπτώσεων της Μείωσης της Απόδοσης του Υπερπληρωτή στον Κινητήρα "B".	146
6.4.1	Εισαγωγικά στοιχεία	146
6.4.2	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην καμπύλη φορτίου του κινητήρα "B".	148
6.4.3	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα "B".	161
6.4.4	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην παροχή αέρα του κινητήρα "B".	166
6.4.5	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ταχύτητα περιστροφής του στον κινητήρα "B".	169
6.4.6	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το στρόβιλο στον κινητήρα "B".	171
6.4.7	Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή στον κινητήρα "B".	173

7ο Κεφάλαιο

Παρατηρήσεις & Συμπεράσματα **175**

Βιβλιογραφία **177**

Υπόμνημα Πινάκων

Πίνακας 2.1	Συντελεστές για τον υπολογισμό της ειδικής θερμοχωρητικότητας.....	13
Πίνακας 5.1	Χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης στοιχειακών καυσίμων και στοιχείων ή ενώσεων που παρατηρούνται στην καύση (ανηγμένα σε 1kg μάζας).....	57
Πίνακας 5.2	Περιεκτικότητα του καύσιμου μείγματος στις διάφορες χημικές ενώσεις εκφρασμένες με αναλογία μάζας γ_K (kg/kg).....	57
Πίνακας 5.3	Περιεκτικότητα του αέρα σε υγρασία [kg/kg] και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα.....	60
Πίνακας 5.4	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο [kg/kg].....	60
Πίνακας 5.5	Περιεκτικότητες των συστατικών του καυσαερίου [kg/kg].....	60
Πίνακας 5.6	Θερμοκρασίες συμπιεστή και στροβίλου για τον 1 ^ο υπερπληρωτή.....	61
Πίνακας 5.7	Θερμοκρασίες συμπιεστή και στροβίλου για τον 2 ^ο υπερπληρωτή.....	61
Πίνακας 5.8	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.....	62
Πίνακας 5.9	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.....	63
Πίνακας 5.10	Θερμοδυναμικά μεγέθη 1 ^{ου} Υπερπληρωτή.....	65
Πίνακας 5.11	Θερμοδυναμικά μεγέθη 2 ^{ου} Υπερπληρωτή.....	66
Πίνακας 5.12	Τιμές ισεντροπικού β.α συμπιεστή 1 και 2 και μέσος όρος αυτών.....	67
Πίνακας 5.13	Τιμές ισεντροπικού β.α στροβίλου 1 και 2 και μέσος όρος αυτών.....	67
Πίνακας 5.14	Παροχές αέρα και καυσαερίου [kg/ s] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.....	72
Πίνακας 5.15	Παροχές αέρα και καυσαερίου [tn/ h] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.....	72
Πίνακας 5.16	Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.....	73
Πίνακας 5.17	Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.....	74
Πίνακας 5.18	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4' και ισεντροπικού β.α n'_{isT} για του 1 ^ο υπερπληρωτή.....	78
Πίνακας 5.19	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4' και ισεντροπικού β.α n'_{isT} για του 2 ^ο υπερπληρωτή.....	78
Πίνακας 5.20	Φορτίο και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κατά το οποίο έγιναν οι μετρήσεις.....	82

Πίνακας 5.21	Παροχές αέρα και καυσαερίου [kg/ s] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.....	82
Πίνακας 5.22	Παροχές αέρα και καυσαερίου [tn/ h] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.....	82
Πίνακας 5.23	Λόγος ισοδυναμίας αέρα για κάθε φορτίο του κινητήρα.....	83
Πίνακας 5.24	Περιεκτικότητα του καύσιμου μείγματος στις διάφορες χημικές ενώσεις εκφρασμένες με αναλογία μάζας γ_K (kg/kg).....	84
Πίνακας 5.25	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο.....	85
Πίνακας 5.26	Περιεκτικότητες των συστατικών του καυσαερίου [kg/kg].....	85
Πίνακας 5.27	Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στροβίλου και συμπιεστή 1 ^{ου} υπερπληρωτή.....	85
Πίνακας 5.28	Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στροβίλου και συμπιεστή 2 ^{ου} υπερπληρωτή.....	86
Πίνακας 5.29	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.....	87
Πίνακας 5.30	Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.....	88
Πίνακας 5.31	Θερμοδυναμικά μεγέθη 1 ^{ου} Υπερπληρωτή.....	90
Πίνακας 5.32	Θερμοδυναμικά μεγέθη 2 ^{ου} Υπερπληρωτή.....	91
Πίνακας 5.33	Τιμές ισεντροπικού β.α συμπιεστή 1 και 2 και ο μέσος όρος αυτών.....	92
Πίνακας 5.34	Τιμές ισεντροπικού β.α στροβίλου 1 και 2 και ο μέσος όρος αυτών.....	92
Πίνακας 5.35	Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.....	96
Πίνακας 5.36	Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.....	97
Πίνακας 5.37	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4 και ισεντροπικού β.α n'_{isTI} για του 1 ^ο υπερπληρωτή.....	101
Πίνακας 5.38	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4 και ισεντροπικού β.α n'_{isTI} για του 2 ^ο υπερπληρωτή.....	102
Πίνακας 5.39	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_3 και ισεντροπικού β.α n'_{isTII} για του 1 ^ο υπερπληρωτή.....	103
Πίνακας 5.40	Νέες τιμές θερμοκρασιών T_3 και ισεντροπικού β.α n'_{isTII} για του 2 ^ο υπερπληρωτή.....	104
Πίνακας 6.1	Φορτία στα οποία πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση.....	108
Πίνακας 6.2	Τιμές μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή στις οποίες θα πραγματοποιηθεί η προσομοίωση.....	108
Πίνακας 6.3	Τιμές του κοινού βαθμού απόδοσης " $\eta_{\text{Κοινός}}$ " που θα εφαρμοστεί στον συμπιεστή και στον στρόβιλο στην περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσής τους.....	109
Πίνακας 6.4	Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα "C".....	116

Πίνακας 6.5	Ταχύτητες περιστροφής (RPM) για τις οποίες έγινε η προσομοίωση στον κινητήρα "C".....	116
Πίνακας 6.6	Οι αρχικές τιμές προσομοίωσης για τον κινητήρα "C".....	117
Πίνακας 6.7	Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα "B"	146
Πίνακας 6.8	Ταχύτητες περιστροφής (RPM) για τις οποίες έγινε η προσομοίωση στον κινητήρα "B".....	146
Πίνακας 6.9	Οι αρχικές τιμές προσομοίωσης για τον κινητήρα "B".....	147

Υπόμνημα Σχημάτων

Σχήμα 2.1	Κλειστό σύστημα αερίου το οποίο κατά την εκτόνωσή του από τη θέση 1 στη θέση 2 παράγει έργο ογκομεταβολής.....	8
Σχήμα 2.2	Ανοικτό σύστημα το οποίο διαρρέεται από ρεύμα μάζας \dot{m} και ανταλλάσσει με το περιβάλλον τεχνικό έργο W_t . Η μηχανή η οποία αναπαριστά το σχήμα θα μπορούσε να είναι μια εμβολοφόρος Μ.Ε.Κ.....	9
Σχήμα 3.1	Κύριος κινηματικός Μηχανισμός (ΠΗΓΗ: Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)	22
Σχήμα 3.2	Οι τέσσερεις χρόνοι της τετράχρονης μηχανής (ΠΗΓΗ: Διαδίκτυο – Ustudy Initiative).....	25
Σχήμα 3.3	Κινηματικός μηχανισμός δίχρονου κινητήρα Otto όπως αποδεικνύει η ύπαρξη θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και σπινθηριστή (ΠΗΓΗ: RC Airplane Advisor).....	26
Σχήμα 3.4	Στάδια καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)	29
Σχήμα 3.5	Τυπικό σύστημα προσαγωγής καυσίμου σε κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)	32
Σχήμα 3.6	Χαρακτηριστικές ροπής στρέψεως και ισχύος πραγματικού κινητήρα Diesel συναρτήσει της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)	37
Σχήμα 3.7	Χαρακτηριστικές ισχύος – στροφών κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)	38
Σχήμα 3.8	Ροπή στρέψεως και ισχύς σε πραγματικό κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)	38
Σχήμα 3.9	Πεδίο λειτουργίας ναυτικού κινητήρα Diesel και ο νόμος της έλικας. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)	39
Σχήμα 4.1	Ποσοστιαία κατανομή της ενέργειας του καυσίμου σε άλλες μορφές ενέργειας σε διάγραμμα Sankey. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)	44
Σχήμα 4.2	Μεταβολή Θερμοκρασίας – Εντροπίας σε ζεύγος στρόβιλο – υπερπληρωτή. (ΠΗΓΗ: Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ)	48
Σχήμα 4.3	Πολυτροπική μεταβολή σε πολυβάθμιο συμπιεστή (ΠΗΓΗ: Εισαγωγή στις Θερμικές στροβιλομηχανές)	51
Σχήμα 5.1	Γενική διάταξη στρόβιλο – υπερπλήρωσης κινητήρα εσωτερικής καύσης.	55
Σχήμα 5.2	Εφεδρικοί ηλεκροκίνητοι συμπιεστές για το σύστημα παροχής αέρα του κινητήρα. (ΠΗΓΗ: MAN B&W)	68
Σχήμα 5.3	Μεταβολή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.....	69
Σχήμα 5.4	Μεταβολή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στρόβιλου του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.....	70

Σχήμα 5.5	Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το συμπιεστή και το στρόβιλο αντίστοιχα όπως προκύπτει απο το ισοζύγιο ενέργειας του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.	75
Σχήμα 5.6	Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το συμπιεστή και το στρόβιλο αντίστοιχα όπως προκύπτει απο το ισοζύγιο ενέργειας του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.	76
Σχήμα 5.7	Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n'_{isT} ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα.....	79
Σχήμα 5.8	Μεταβολή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.....	93
Σχήμα 5.9	Μεταβολή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.....	94
Σχήμα 5.10	Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το στρόβιλο και το συμπιεστή αντίστοιχα όπως προκύπτει απο το ισοζύγιο ενέργειας του 1 ^{ου} υπερπληρωτή.	98
Σχήμα 5.11	Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το στρόβιλο και το συμπιεστή αντίστοιχα όπως προκύπτει απο το ισοζύγιο ενέργειας του 2 ^{ου} υπερπληρωτή.	99
Σχήμα 5.12	Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n'_{isT} ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στη περίπτωση υπολογισμού νέας T_4'	105
Σχήμα 5.13	Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n'_{isT} ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στη περίπτωση υπολογισμού νέας T_3'	106
Σχήμα 6.1	Βασικό μενού επιλογών του λογισμικού E.D.S.....	112
Σχήμα 6.2	Επιλογές των παραμέτρων της προσομοίωσης.....	114
Σχήμα 6.3	Πίνακας ρύθμισης των αρχικών συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα κατά την προσομοίωση.	115
Σχήμα 6.4	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".....	119
Σχήμα 6.5	Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".....	120
Σχήμα 6.6	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".....	121
Σχήμα 6.7	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "C" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.....	122
Σχήμα 6.8	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος για κάθε φορτίο ξεχωριστά συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή στον κινητήρα "C".....	124
Σχήμα 6.9	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 25% του φορτίου στον κινητήρα "C".....	125
Σχήμα 6.10	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 50% του φορτίου στον κινητήρα "C".....	126

Σχήμα 6.11	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 75% του φορτίου στον κινητήρα "C".....	127
Σχήμα 6.12	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 90% του φορτίου στον κινητήρα "C".....	128
Σχήμα 6.13	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 100% του φορτίου στον κινητήρα "C"	129
Σχήμα 6.14	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 110% του φορτίου στον κινητήρα "C".....	130
Σχήμα 6.15	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής σύμφωνα στον κινητήρα "C".....	132
Σχήμα 6.16	Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής "C".....	133
Σχήμα 6.17	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής "C".....	134
Σχήμα 6.18	Ποσοστιαία αύξηση της E.K.K του κινητήρα "C" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.....	135
Σχήμα 6.19	Ποσοστιαία μείωση της παροχής αέρα στον κινητήρα "C" συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.....	138
Σχήμα 6.20	Ποσοστιαία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για κάθε απόδοση συναρτήσει της ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα "C".....	140
Σχήμα 6.21	Ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "C" για διάφορους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή.....	142
Σχήμα 6.22	Ποσοστιαία μείωση της θερμοκρασίας του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "C" και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.....	144
Σχήμα 6.23	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	148
Σχήμα 6.24	Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	149
Σχήμα 6.25	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	150
Σχήμα 6.26	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "B" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.....	151
Σχήμα 6.27	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "B" συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για κάθε φορτίο.....	153

Σχήμα 6.28	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 25% φορτίο του κινητήρα "B".....	155
Σχήμα 6.29	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 50% φορτίο του κινητήρα "B".....	156
Σχήμα 6.30	Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 75% φορτίο του κινητήρα "B".....	157
Σχήμα 6.31	Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 90% φορτίο του κινητήρα "B".....	158
Σχήμα 6.32	Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 100% φορτίο του κινητήρα "B".....	159
Σχήμα 6.33	Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 110% φορτίο του κινητήρα "B".....	160
Σχήμα 6.34	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	161
Σχήμα 6.35	Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	163
Σχήμα 6.36	Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και στροβίλου στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".....	164
Σχήμα 6.37	Ποσοστιαία αύξηση της E.K.K συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή.....	165
Σχήμα 6.38	Ποσοστιαία μείωση της παροχής αέρα του κινητήρα "B" συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.....	167
Σχήμα 6.39	Ποσοστιαία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για κάθε απόδοση συναρτήσει της ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα "B".....	169
Σχήμα 6.40	Ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν από το στρόβιλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.....	171
Σχήμα 6.41	Ποσοστιαία μείωση της θερμοκρασίας αέρα μετά το συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" για διάφορους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή.....	173

Πρόλογος

Σήμερα οι μηχανές εσωτερικής καύσης κατέχουν κυρίαρχο ρόλο στη ζωή μας. Από το μικρότερο χλωροκοπτικό μηχάνημα έως το μεγαλύτερο ναυτικό κινητήρα, διακρίνονται για τη μεγάλη συγκέντρωση ισχύος και το καλό ολικό βαθμό απόδοσης. Η χρήση του κινητήρα Diesel στη ναυτιλία, ως μηχανή προώσεως έχει επικρατήσει καθώς διαθέτει σαφή πλεονεκτήματα απέναντι σε άλλους τύπους πρόωσης. Συγκεκριμένα ο αργόστροφος δίχρονος ναυτικός κινητήρας Diesel υπερέρχει όταν οι απαιτήσεις ισχύος είναι πολύ μεγάλες. Βασικά πλεονεκτήματα που διαθέτει είναι η ικανότητα άμεσης σύνδεσης με την έλικα, η χαμηλή κατανάλωση καυσίμου χαμηλής ποιότητας καθώς και η απλότητα της σχεδίασης και της κατασκευής. Αποτέλεσμα είναι να χαρακτηρίζεται από υψηλή αξιοπιστία.

Ένα βασικό λειτουργικό κομμάτι του δίχρονου κινητήρα Diesel, είναι ο υπερπληρωτής. Δηλαδή ένα ζεύγος συμπιεστή και στροβίλου σε κοινή άτρακτο που συνεργάζονται για να αυξήσουν την ισχύ του κινητήρα. Η απόδοση του υπερπληρωτή καθορίζει σε μεγάλο βαθμό και την απόδοση του κινητήρα. Σκοπός της συγκεκριμένης εργασίας είναι η μελέτη της επίδρασης που έχει η απόδοση του στρόβιλο – υπερπληρωτή, στη λειτουργία του βραδύστροφου δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel. Η μελέτη θα πραγματοποιηθεί με τη βοήθεια ειδικού λογισμικού που προσομοιώνει τη λειτουργία του κινητήρα ανάλογα με τις ρυθμίσεις που θέτονται. Για λόγους πληρότητας θα προηγηθούν στοιχεία θεωρίας αλλά και επεξεργασία πειραματικών δεδομένων από στρόβιλο – υπερπληρωτές με σκοπό να επεξηγηθεί ο τρόπος λειτουργίας αυτών αλλά και η εγκυρότητα των πειραματικών μετρήσεων.

Αρχικά στο **1ο Κεφάλαιο** περιγράφεται ο σκοπός της εργασίας και ο ρόλος των πρώτων κεφαλαίων στα οποία τίγονται βασικά θέματα απαραίτητα για την κατανόηση των υπολογισμών που θα ακολουθήσουν.

Συγκεκριμένα στο **2ο Κεφάλαιο** παρατίθενται βασικά στοιχεία θεωρίας θερμοδυναμικής που θα χρησιμοποιηθούν στα επόμενα κεφάλαια σε διάφορους υπολογισμούς. Αν και περιγράφονται εν συντομία είναι βασικά στοιχεία και αποτελούν τον ακρογωνιαίο λίθο για κάθε υπολογισμό που αφορά μια Μ.Ε.Κ.

Το **3ο Κεφάλαιο** εμβαθύνει στη λειτουργία των εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ και ακόμα περισσότερο στους ναυτικούς κινητήρες. Παρουσιάζονται τα βασικά στοιχεία θεωρίας που χαρακτηρίζουν κάθε εμβολοφόρο μηχανή εσωτερικής καύσης,

περιγράφονται διάφοροι τύποι κινητήρων και το βασικότερο οι χαρακτηριστικές καμπύλες λειτουργίας ενός Diesel κινητήρα και ο νόμος της έλικας.

Ο υπερπληρωτής είναι βασικό στοιχείο του κινητήρα και στο **4ο Κεφάλαιο** γίνεται αποκλειστική αναφορά σε αυτόν. Αφού προηγηθεί μια ιστορική αναδρομή και επεξήγηση της σημασίας της υπερπλήρωσης θα ακολουθήσουν βασικά στοιχεία θεωρίας που περιγράφουν τη λειτουργία και τα χαρακτηριστικά μεγέθη ενός υπερπληρωτή. Σκοπός στο συγκεκριμένο κεφάλαιο είναι να επεξηγηθούν έννοιες οι οποίες είναι απαραίτητες για την κατανόηση των υπολογισμών που έπονται.

Στο **5ο Κεφάλαιο** άρχεται το υπολογιστικό μέρος της εργασίας. Εδώ με τη βοήθεια διαθέσιμων πειραματικών δεδομένων θα υπολογιστεί ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου που απαρτίζουν τον υπερπληρωτή. Μέσα από θεωρητικούς υπολογισμούς θα εξεταστεί αν είναι εφικτό να εκτιμηθεί ο βαθμός απόδοσης των στροβιλομηχανών χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα καθώς οι χάρτες λειτουργίας αυτών, δεν είναι πάντα διαθέσιμοι. Το κεφάλαιο αυτό αποσκοπεί στην αξιολόγηση του λογισμικού που θα χρησιμοποιηθεί στη συνέχεια για τη μελέτη της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Σκοπός της συγκεκριμένης εργασίας είναι η συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης του βαθμού απόδοσης συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί στη λειτουργία του κινητήρα. Η μελέτη αυτή θα πραγματοποιηθεί στο **6ο Κεφάλαιο** με τη βοήθεια λογισμικού. Το λογισμικό αυτό διαθέτει την ικανότητα προσομοίωσης της λειτουργίας του κινητήρα χρησιμοποιώντας καθορισμένα από τον χρήστη δεδομένα όπως η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, το φορτίο αυτού, η προπορεία έγχυσης κ.λπ. Τα αποτελέσματα που προκύπτουν παρατίθενται στο κεφάλαιο αυτό με τη μορφή διαγραμμάτων ώστε να είναι ευκολότερη η επεξήγηση αυτών αλλά και η εξαγωγή συμπερασμάτων.

Στο **7ο Κεφάλαιο** και τελευταίο κεφάλαιο γίνεται ανασκόπηση των αποτελεσμάτων και διατυπώνονται τα συμπεράσματα και οι παρατηρήσεις που διαπιστώθηκαν.

Στο σημείο αυτό θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα, της διπλωματικής μου εργασίας, καθηγητή κ.Χουντάλα Δημήτριο για την πολύτιμη καθοδήγηση και υπομονή που επέδειξε στο χρονικό διάστημα εκπόνησης της διπλωματικής μου εργασίας.

1ο Κεφάλαιο

Εισαγωγή

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι η συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης της απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Με τη βοήθεια κατάλληλου λογισμικού προσομοίωσης θα εξεταστούν διαφορές ανάμεσα σε τρεις διαφορετικούς τρόπους μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Αρχικά θα μελετηθεί η περίπτωση όπου η μείωση της απόδοσης επιτυγχάνεται μέσω της μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή. Στη συνέχεια θα εξεταστεί η περίπτωση όπου η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή προκύπτει λόγω μείωσης της απόδοσης του στροβίλου, ενώ τέλος θα εξεταστεί η περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου. Τα αποτελέσματα που θα προκύψουν από την προσομοίωση θα αξιολογηθούν συγκριτικά μεταξύ τους με σκοπό να εξαχθεί κάποιο συμπέρασμα σχετικά με το ποιός από τους τρεις τρόπους έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Η προσομοίωση θα πραγματοποιηθεί σε δύο διαφορετικούς κινητήρες.

Παράλληλα επειδή οι κατασκευαστές δεν παρέχουν τους χάρτες λειτουργίας των υπερπληρωτών θα εξεταστεί η δυνατότητα εκτίμησης των ισεντροπικών βαθμών απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου από την επεξεργασία πειραματικών δεδομένων. Επιπρόσθετα θα διερευνηθούν και τα προβλήματα που προκύπτουν κατά την διαδικασία αυτή αλλά και τα σφάλματα που υπεισέρχονται κατά τους υπολογισμούς. Τέλος θα εξεταστεί η χρήση τρόπων βελτίωσης των αποτελεσμάτων μέσω διόρθωσης των θερμοκρασιών που μετρήθηκαν πειραματικά.

Για τους υπολογισμούς που θα ακολουθήσουν είναι απαραίτητες βασικές γνώσεις θερμοδυναμικής και για το λόγο αυτό στα πρώτα κεφάλαια θα γίνει σύντομη περιγραφή εννοιών απαραίτητων για την κατανόηση. Συγκεκριμένα παρατίθενται στοιχεία της θερμοδυναμικής αλλά και καύσεως τυπικών καυσίμων που χρησιμοποιούνται σήμερα από εμβολοφόρους Μ.Ε.Κ. Όμοια, επειδή η εργασία επικεντρώνεται σε ναυτικούς κινητήρες, κρίθηκε σκόπιμο να γίνει μια σύντομη περιγραφή αυτών έτσι ώστε να επεξηγηθούν βασικοί όροι που θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια. Αντίστοιχα θα γίνει μια εισαγωγή στις στροβιλομηχανές καθώς η

απόδοση του συμπιεστή και του στροβίλου σχετίζεται άμεσα με αντικείμενο της εργασίας.

Στην εργασία θα μελετηθούν συνολικά τρεις κινητήρες. Για λόγους απλότητας έχουν ονομαστεί "Α", "Β" και "C". Τα βασικά μεγέθη που τους περιγράφουν θα αποτυπωθούν στις αντίστοιχες παραγράφους. Συγκεκριμένα η εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης μέσω τιμών πειραματικών μετρήσεων, θα πραγματοποιηθεί για τους κινητήρες "Α" και "Β". Οι δύο αυτοί κινητήρες έχουν τα ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά διαφέρουν ωστόσο μόνο στην έκδοσή τους. Αντίθετα η προσομοίωση για συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης της μεταβολής του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στη λειτουργική συμπεριφορά του κινητήρα θα πραγματοποιηθεί στον κινητήρα "Β" αλλά και σε έναν τρίτο κινητήρα "C" με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά.

2ο Κεφάλαιο

Βασικά Στοιχεία Θερμοδυναμικής και Καύσεως

2.1 Εισαγωγή

Για την πλήρη κατανόηση των υπολογισμών που θα πραγματοποιηθούν στα επόμενα κεφάλαια, στο συγκεκριμένο κεφάλαιο θα γίνει μια σύντομη περιγραφή των μεγεθών και των εννοιών της θερμοδυναμικής που θα χρησιμοποιηθούν. Η περιγραφή θα περιλαμβάνει βασικές ιδιότητες και εξισώσεις των αερίων, βασικές σχέσεις μειγμάτων, υπολογιστικές σχέσεις ειδικών θερμοχωρητικοτήτων, περιγραφή του Α' θερμοδυναμικού νόμου για ανοικτό και κλειστό σύστημα, υπολογιστικές σχέσεις ενθαλπίας και εσωτερικής ενέργειας και τέλος βασικές έννοιες της καύσεως.

2.2 Καταστατική εξίσωση των αερίων

Στις εμβολοφόρες μηχανές εσωτερικής καύσης (ΜΕΚ) θεωρείται, ότι τα αέρια που χρησιμοποιούνται είναι τέλεια αέρια. Τα βασικά καταστατικά μεγέθη πίεση p , όγκος V και η απόλυτη θερμοκρασία T συνδέονται με την καταστατική εξίσωση τέλειων αερίων

$$pV = nR_m T \quad (2.1)$$

όπου n είναι τα moles αερίου και R_m είναι η παγκόσμια σταθερά των αερίων και είναι ίση με $R_m = 8314,3 \text{ J/ kmol K}$. Εφαρμόζοντας τη σχέση $n = \frac{m}{M_B}$ όπου συνδέει τα

moles με τη μάζα του αερίου m και το μοριακό βάρος M_B , η καταστατική εξίσωση μπορεί να πάρει τη μορφή

$$pV = mRT \quad (2.2)$$

$$\text{όπου } R = \frac{R_m}{M_B}$$

Σε περίπτωση που αναχθούν οι σχέσεις (2.1) και (2.2) σε ένα kmole και ένα kg αντίστοιχα τότε προκύπτουν οι ακόλουθες σχέσεις

$$pV = R_m T \quad (2.3)$$

$$pv_m = R_m T \quad (2.4)$$

$$\text{με } v_m = \frac{V}{M_B}$$

2.3 Εσωτερική ενέργεια

Σε ένα κλειστό αδιαβατικό θερμοδυναμικό σύστημα η μεταβολή από μια κατάσταση 1 σε μια κατάσταση 2 απαιτεί ορισμένο μηχανικό έργο. Το έργο αυτό είναι ανεξάρτητο από την εκάστοτε ακολουθούμενη αδιαβατική μεταβολή, και εξαρτάται μόνο από την τελική και αρχική κατάσταση 1 και 2.

Θεωρώντας ένα αδιαβατικό κλειστό θερμοδυναμικό σύστημα τέλει αερίου, τότε μπορεί να ορισθεί ένα καταστατικό μέγεθος U , το οποίο ονομάζεται εσωτερική ενέργεια. Η τιμή αυτή εξαρτάται αποκλειστικά και μόνο από την κατάσταση στην οποία βρίσκεται το σύστημα. Κατά την πραγματοποίηση αδιαβατικής μεταβολής σε αυτό το σύστημα, η διαφορά της αρχικής και τελικής τιμής της εσωτερικής ενέργειας δίνει το απαιτούμενο για την μεταβολή αυτή έργο. Δηλαδή ισχύει

$$U_2 - U_1 = -(W_{12})_{ad} \quad (2.5)$$

Η απόλυτη τιμή της εσωτερικής ενέργειας ενός αερίου, δεν ορίζεται. Αντιθέτως ορίζεται μόνο η σχετική τιμή ως προς μια αυθαίρετη τιμή. Ωστόσο μπορεί να δοθεί η φυσική σημασία του μεγέθους για ένα σύστημα. Η εσωτερική ενέργεια είναι το άθροισμα όλων των επιμέρους ενεργειών του συστήματος. Δηλαδή της κινητικής ενέργειας των μορίων, της δυναμικής ενέργειας του πεδίου στο οποίο βρίσκεται το σύστημα, των ενδομοριακών, ενδοατομικών δυνάμεων αλλά και γενικώς κάθε πιθανού δυναμικού πεδίου στο οποίο μπορεί να βρίσκεται το εκάστοτε σύστημα, όπως για παράδειγμα μαγνητικών.

2.4 Ενθαλπία

Το σημαντικότερο καταστατικό μέγεθος είναι η ενθαλπία. Ισούται με το άθροισμα της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας και του ειδικού έργου εξωθήσεως. Η ειδική ενθαλπία είναι

$$h = u + pv \quad (2.6)$$

Η ενθαλπία συγκεκριμένης μάζας m είναι προφανώς

$$H = U + pV \quad (2.7)$$

2.5 Θερμότητα, έργο ογκομεταβολής και τεχνικό έργο

Σε ένα αδιαβατικό κλειστό σύστημα για την εσωτερική ενέργεια ισχύει η εξίσωση (2.5). Σε ένα όμως μη αδιαβατικό σύστημα η μεταβολή της ενθαλπίας δεν μπορεί να ισούται με το συναλλασσόμενο έργο. Σύμφωνα με την αρχή διατήρησης ενέργειας η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας πρέπει να καλύπτεται από κάποιο ποσό πέρα του έργου, από το περιβάλλον. Το ποσό αυτό ονομάζεται θερμότητα και ορίζεται ως

$$Q_{12} = U_2 - U_1 + W_{12} \quad (2.8)$$

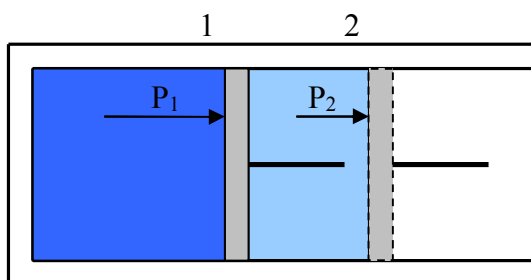
Η θερμότητα είναι η ενέργεια η οποία είτε προσδίδεται είτε αποβάλλεται από ένα σύστημα. Στα κλειστά συστήματα ισούται με το άθροισμα της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας και του απαιτούμενου για την μεταβολή αυτή έργου.

Το συναλλασσόμενο έργο, μεταξύ περιβάλλοντος και κλειστού συστήματος λόγω μεταβολής του όγκου, ονομάζεται έργο ογκομεταβολής. Ενώ το συναλλασσόμενο μεταξύ περιβάλλοντος και ανοικτού συστήματος ονομάζεται τεχνικό έργο.

Σε ένα κλειστό σύστημα κυλίνδρους – εμβόλου το έγκλειστο σε αυτό το σύστημα αέριο, ασκεί πίεση p στο έμβολο. Για μια στοιχειώδη μετακίνηση dx του εμβόλου είναι προφανές ότι το παραγόμενο έργο θα είναι

$$dW_p = A p dx = p dV \quad (2.9)$$

Όπου A είναι η επιφάνεια του εμβόλου και επίσης θεωρείται ότι κατά την στοιχειώδη μετακίνηση του εμβόλου, η πίεση που ασκεί το αέριο p διατηρείται σταθερή.

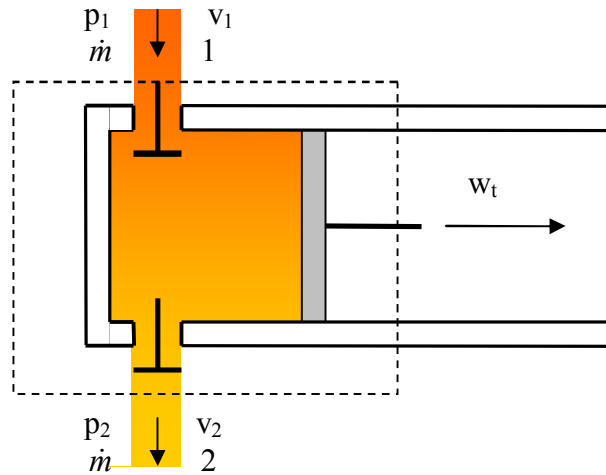


Σχήμα 2.1 Κλειστό σύστημα αερίου το οποίο κατά την εκτόνωσή του από τη θέση 1 στη θέση 2 παράγει έργο ογκομεταβολής.

Για να υπολογιστεί το συνολικό έργο ογκομεταβολής, από μία θέση 1 του εμβόλου, σε μια θέση 2 αυτού, τότε αρκεί να ολοκληρωθεί η εξίσωση (2.9) από τη θέση 1 στη θέση 2.

$$W_{12} = \int_1^2 p dV \quad (2.10)$$

Στην περίπτωση ένα ανοικτού συστήματος το οποίο διαρρέεται από παροχή μάζας \dot{m} τότε το έργο το οποίο παράγεται η καταναλίσκεται ονομάζεται τεχνικό έργο W_t . Στο παρακάτω Σχήμα 2.2 το ανοικτό σύστημα περικλείεται από μια νοητή επιφάνεια στην οποία εισέρχεται ρεύμα μάζας \dot{m} κατάστασης 1, δηλαδή πίεσης p_1 και ειδικού όγκου v_1 , και εξέρχεται με κατάσταση 2 δηλαδή p_2 και v_2 . Το ανοικτό σύστημα συνδέεται με το περιβάλλον με δοσοληψία έργου w_{t12} ανά μονάδα μάζας ρευστού.



Σχήμα 2.2 **Ανοικτό σύστημα το οποίο διαρρέεται από ρεύμα μάζας \dot{m} και ανταλλάσσει με το περιβάλλον τεχνικό έργο W_t . Η μηχανή η οποία αναπαριστά το σχήμα θα μπορούσε να είναι μια εμβολοφόρος Μ.Ε.Κ**

Για την εισροή μάζας \dot{m} δια μέσου της οριακής επιφάνειας του συστήματος από τη θέση όπου επικρατεί πίεση p_1 απαιτείται η κατανάλωση μηχανικού έργου $\dot{m} p_1 v_1$. Αντίθετα για την εκροή της μάζας αυτής \dot{m} από το σημείο 2 ανακτάται έργο $\dot{m} p_2 v_2$. Συνεπώς κατά την είσοδο – έξοδο μάζας \dot{m} πραγματοποιείται συναλλαγή μεταξύ συστήματος και περιβάλλοντος μηχανικού έργου που ονομάζεται έργο εξωθήσεως W_{fl} (flow work).

$$W_{fl} = \dot{m}(p_2 v_2 - p_1 v_1) \quad (2.11)$$

ή ανά μονάδα μάζας $w_{fl} = p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad (2.12)$

2.6 Ο 1^{ος} θερμοδυναμικός νόμος

Για ένα κλειστό θερμοδυναμικό σύστημα, όπως για παράδειγμα το περιεχόμενο ενός κυλίνδρου μιας Μ.Ε.Κ κατά την διάρκεια του κλειστού κύκλου, ο 1^{ος} θερμοδυναμικός νόμος γράφεται ως ακολούθως :

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dU}{dt} + \frac{dW}{dt} \quad (2.13)$$

Η σχέση (2.13) δηλώνει ότι η καθαρή μεταφορά θερμότητας προς το σύστημα dQ είναι ίση με το άθροισμα της μεταβολής της εσωτερικής ενέργειας dU του συστήματος και της παραγωγής έργου dW από αυτό, σε μια αντίστοιχη χρονική μεταβολή dt . Απαλείφοντας τον χρόνο η σχέση γίνεται:

$$dQ = dU + dW \quad (2.14)$$

Για ένα μείγμα τέλειων αερίων, η εσωτερική ενέργεια υπολογίζεται από τη σχέση (2.49) και είναι $U = U(m, T, \xi_i) = m \cdot u(T, \xi_i)$. Επομένως η μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας θα είναι

$$dU = dm u = m du + u dm \stackrel{dm=0}{=} m du \quad \text{για κλειστό σύστημα} \quad (2.15)$$

Από τη σχέση (2.9) που δίνει το έργο ογκομεταβολής για κλειστό σύστημα και την (2.15) που μόλις υπολογίστηκε, η σχέση (2.14) γίνεται, ανά μονάδα μάζας

$$dq = du + dw \stackrel{(1.11)}{=} dh - pdv - vdp + dw \stackrel{(1.9)}{=} dh - pdv - vdp + pdv \Rightarrow dq = dh - vdp \quad (2.16)$$

$$\text{Η ποσότητα } W_t = vdp \text{ καλείται τεχνικό έργο} \quad (2.17)$$

Για ένα ανοικτό θερμοδυναμικό σύστημα γενικά ισχύει

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW_t}{dt} - \frac{dW_p}{dt} = \frac{\partial U_{cv}}{\partial t} + \frac{dm_2}{dt} \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) - \frac{dm_1}{dt} \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) \quad (2.18)$$

Στην παραπάνω εξίσωση έχει γίνει διαχωρισμός του συνολικού έργου σε έργο ογκομεταβολής W_p , σχέση (2.9), και σε τεχνικό έργο, σχέση (2.17). Όσον αφορά την εσωτερική ενέργεια ο ρυθμός μεταβολής αυτής $\frac{\partial U_{cv}}{\partial t}$ παραλείποντας τους όρους δυναμικής και κινητικής ενέργειας θα είναι

$$\frac{\partial U_{cv}}{\partial t} = \frac{\partial (mu)_{cv}}{\partial t} = m_{cv} \frac{\partial u_{cv}}{\partial t} + u_{cv} \frac{\partial m_{cv}}{\partial t} \quad (2.19)$$

ο τελευταίος όρος ωστόσο περιλαμβάνει το ρυθμό μεταβολής μάζας εντός του θερμοδυναμικού συστήματος. Επειδή όμως αναφερόμαστε σε Μ.Ε.Κ θα ισχύει $\frac{\partial m_{cv}}{\partial t} = 0$ και άρα η εξίσωση (2.18) γίνεται

$$\frac{dQ}{dt} - \frac{dW_t}{dt} = \frac{dm}{dt} \left[\left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) \right] \quad (2.20)$$

2.7 Ειδική θερμοχωρητικότητα

Η μεταβολή ενός συστήματος από την κατάσταση 1 στην κατάσταση 2, κατά την οποία λαμβάνει χώρα συναλλαγή θερμότητας και η θερμοκρασία μεταβάλλεται από την αρχική τιμή T_1 στην τελική τιμή T_2 , μπορεί να πραγματοποιηθεί είτε υπό σταθερή πίεση είτε υπό σταθερό όγκο. Στην περίπτωση αυτή ορίζεται η μέση θερμοχωρητικότητα ως εξής

$$\text{μέση θερμοχωρητικότητα} = \left(\frac{Q_{12}}{T_2 - T_1} \right)_x \quad (2.21)$$

όπου x είναι "v" ή "p" ανάλογα με το αν είναι ισόογκη ή ισόθλιπτη μεταβολή αντίστοιχα. Κατά τη στοιχειώδη μεταβολή της θερμοκρασίας dT η θερμοχωρητικότητα "c" ορίζεται ως

$$c_x = \left(\frac{\partial Q}{\partial T} \right)_x \quad (2.22)$$

Στην περίπτωση όπου το σύστημα είναι τέλειο αέριο η ισόθλιπτη συναλλαγή θερμότητος υπό σταθερή πίεση θα είναι σύμφωνα με τον 1^ο Θερμοδυναμικό νόμο και στο ανοικτό και στο κλειστό σύστημα θα είναι η εξής

$$Q_{12} = (U_2 - U_1) + p(V_2 - V_1) = (U_2 + pV_2) - (U_1 + pV_1) = H_2 - H_1 = H_{12} \quad (2.23)$$

άρα $(dq)_p = dh$

Αντίστοιχα η συναλλαγή της θερμότητας υπό σταθερό όγκο στο κλειστό σύστημα θα ισοδυναμεί με την μεταβολή της εσωτερικής ενέργειας καθώς κατά την ισόογκη μεταβολή δε λαμβάνει χώρα συναλλαγή μηχανικού έργου. Συνεπώς

$$Q_{12} = (U_2 - U_1) = \Delta U_{12} \quad (2.24)$$

Κατά την ισόογκη συναλλαγή θερμότητας σε ανοικτό σύστημα ισχύει η σχέση (2.16) και επομένως :

$$\begin{aligned} (dq) &= dh - vdp \\ \text{και επειδή } dv &= 0, \quad pdv = 0 \text{ θα είναι και} \\ (dq)_v &= dh - vdp + 0 \\ &= dh - vdp - pdv \\ &= dh - d(vp) = du \end{aligned} \quad (2.25)$$

Με βάση την ειδική εσωτερική ενέργεια η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο c_v είναι:

$$c_v = \left(\frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (2.26)$$

Σε περίπτωση που το αέριο σύστημα είναι σύστημα τέλειου αερίου, τότε το καταστατικό μέγεθος της εσωτερικής ενέργειας είναι συνάρτηση μόνο της θερμοκρασίας. Δηλαδή $u = u(T)$. που σημαίνει ότι η σχέση (2.26) μας δίνει

$$du = c_v dT \text{ και } c_v = c_v(T) \quad (2.27)$$

Με παρόμοιο συλλογισμό το καταστατικό μέγεθος της ειδικής ενθαλπίας $h = u + p\nu$ γίνεται για τα τέλεια αέρια

$$h = u + p\nu = u(T) + RT = h(T) \quad (2.28)$$

Με βάση την ειδική ενθαλπία η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση c_p είναι:

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (2.29)$$

Συνεπώς

$$dh = c_p dT \text{ και } c_p = c_p(T) \quad (2.30)$$

Από τις σχέσεις (2.27) και (2.30) με αφαίρεση κατά μέλη μπορεί να προκύψει το εξής

$$dh - du = c_p dT - c_v dT \stackrel{(1.15)}{\Leftrightarrow} du + RdT - du = (c_p - c_v) dT \Rightarrow \quad (2.31)$$

$$c_p - c_v = R$$

Είναι σημαντικό να τονισθεί ότι τα αέρια στις Μ.Ε.Κ θεωρούνται τέλεια και κατά τις αλλαγές φάσης του εργαζόμενου μέσου σε αυτές, τα c_p και c_v λαμβάνονται ως συνάρτηση της θερμοκρασίας. Σε περίπτωση που για απλουστευτικούς λόγους ληφθούν σταθερά αυτό θα πρέπει να επισημαίνεται.

Ο εκθέτης ισεντροπικής μεταβολής γ ορίζεται ως

$$\gamma = \frac{c_p}{c_v} = \frac{c_{pm}}{c_{vm}} = \frac{c_p(T)}{c_v(T)} = \gamma(T) \quad (2.32)$$

Ο δείκτης m υποδεικνύει ότι η ειδική θερμοχωρητικότητα στην προκειμένη περίπτωση είναι ανηγμένη ανά kmoles . Σε περίπτωση που παραλείπεται, τότε το εκάστοτε μέγεθος θα θεωρείται ότι είναι ανηγμένο ανά μονάδα μάζας.

Σε επόμενο κεφάλαιο απαιτείται ο υπολογισμός της μέσης ειδικής θερμοχωρητικότητας για αέριο. Για τον υπολογισμό θα χρησιμοποιηθεί προσεγγιστική σχέση. Αρχικά θα γίνει ο υπολογισμός της μέσης ειδικής θερμοχωρητικότητας αερίου μεταξύ 0°C έως $\theta^\circ\text{C}$.

$$\bar{c}_p = \frac{1}{\theta - \theta_0} \int_{\theta_0}^{\theta} c_p \cdot d\theta = b_0 + \frac{b_1}{2} \cdot \theta + \frac{b_2}{3} \cdot \theta^2 + \frac{b_3}{4} \cdot \theta^3 + \frac{b_4}{5} \cdot \theta^4 \quad (2.33)$$

όπου οι συντελεστές $b_0 \dots b_4$ δίνονται στους παρακάτω πίνακες. Ο πρώτος αφορά στον αέρα ενώ ο δεύτερος θα αξιοποιηθεί για τα προϊόντα της καύσεως.

Πίνακας 2.1 Συντελεστές για τον υπολογισμό της ειδικής θερμοχωρητικότητας

Σταθερές	Αέρας	N_2	O_2
b_0	$0,100186 \cdot 10^1$	$0,103693 \cdot 10^1$	$0,902430$
b_1	$0,722153 \cdot 10^{-4}$	$0,278472 \cdot 10^{-4}$	$0,361332 \cdot 10^{-3}$
b_2	$0,348066 \cdot 10^{-6}$	$0,392958 \cdot 10^{-6}$	$-0,164362 \cdot 10^{-6}$
b_3	$-0,321086 \cdot 10^{-9}$	$-0,313739 \cdot 10^{-9}$	$0,216244 \cdot 10^{-10}$
b_4	$0,930682 \cdot 10^{-13}$	$0,720044 \cdot 10^{-13}$	$0,354211 \cdot 10^{-14}$

Σταθερές	H_2O	CO_2	SO_2
b_0	$0,185042 \cdot 10$	$0,828204$	$0,592914$
b_1	$0,288421 \cdot 10^{-3}$	$0,981404 \cdot 10^{-3}$	$0,638217 \cdot 10^{-3}$
b_2	$0,714063 \cdot 10^{-6}$	$-0,790052 \cdot 10^{-6}$	$-0,618659 \cdot 10^{-6}$
b_3	$-0,478786 \cdot 10^{-9}$	$0,328413 \cdot 10^{-9}$	$0,283124 \cdot 10^{-9}$
b_4	$0,943951 \cdot 10^{-13}$	$-0,546602 \cdot 10^{-13}$	$-0,491597 \cdot 10^{-13}$

Στη συνέχεια για να υπολογιστεί η μέση ειδική θερμοχωρητικότητα για κάποιο αέριο το οποίο βρίσκεται ανάμεσα σε δύο θερμοκρασίες θ_1 και θ_2 θα χρησιμοποιηθεί η σχέση

$$\bar{c}_p \Big|_{\theta_1}^{\theta_2} = \frac{\bar{c}_p \Big|_0^{\theta_2} \cdot \theta_2 - \bar{c}_p \Big|_0^{\theta_1} \cdot \theta_1}{\theta_2 - \theta_1} \quad (2.34)$$

όπου θ_1 είναι η κατώτερη θερμοκρασία και θ_2 είναι η ανώτερη.

2.8 Σχέσεις μειγμάτων τέλειων αερίων

Θεωρώντας ένα πολυσυστατικό μείγμα καυσίμου – οξειδωτικού – καυσαερίων με "n" συνολικά διαφορετικά συστατικά τότε ορίζεται το γραμμομοριακό κλάσμα

$$x_i = \frac{n_i}{n_s} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.35)$$

όπου n_i είναι ο αριθμός γραμμομορίων του εκάστοτε συστατικού και n_s ο συνολικός αριθμός γραμμομορίων. Προφανώς ισχύει

$$\sum_{i=1}^n x_i = 1 \quad (2.36)$$

Αντίστοιχα με το γραμμομοριακό κλάσμα ορίζεται και το κλάσμα μάζας ενός συστατικού i μέσα σε ένα μείγμα. Δηλαδή η ποσότητα μάζας ενός συστατικού m_i ως προς το σύνολο της μάζας του μείγματος

$$m = \sum_{i=1}^n m_i = 1 \quad (2.37)$$

$$\xi_i = \frac{m_i}{m} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.38)$$

Επίσης ορίζεται και το κλάσμα όγκου ως

$$\sigma_i = \frac{V_i}{V} \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.39)$$

Σύμφωνα με το νόμο του Dalton η ολική πίεση ενός μείγματος ιδανικών αερίων ισούται με το άθροισμα των μερικών πιέσεων των συστατικών του. Δηλαδή ισχύει ότι

$$p = \sum_{i=1}^n p_i \quad (2.40)$$

και με βάση την καταστατική εξίσωση (2.1) προκύπτει ότι

$$\sigma_i = \frac{V_i}{V} = \frac{n_i}{n_s} = \frac{p_i}{p} = x_i \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.41)$$

Το κλάσμα μάζας και το γραμμομοριακό κλάσμα συνδέονται μεταξύ τους μέσω του μοριακού βάρους M_B . Η σχέση που συνδέει το ξ_i με το x_i είναι

$$\xi_i = \frac{m_i}{m} = \frac{n_i MB_i}{n_s MB_s} = x_i \left(\frac{MB_i}{MB_s} \right), \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2.42)$$

με MB_s συμβολίζεται το μοριακό βάρος όλου του μείγματος.

Η σταθερά R του μείγματος, ορισμένη ανά μονάδα μάζας αυτού, προσδιορίζεται από τη σχέση

$$R = \sum_{i=1}^n \xi_i R_i \quad (2.43)$$

όπου R_i είναι η σταθερά κάθε επιμέρους συστατικού,

$$R_i = \frac{R_m}{MB_i} \quad (2.44)$$

και προφανώς ισχύει σε περίπτωση που η σταθερά είναι ανηγμένη σε μονάδα ύλης

$$R_m = \sum_{i=1}^n x_i R_{mi} = \sum_{i=1}^n x_i R_m = R_m \sum_{i=1}^n x_i = R_m \quad (2.45)$$

με $R_m = 8,314 \text{ kJ/kg K}$, η παγκόσμια σταθερά των τέλειων αερίων.

Αντίστοιχα με τη σταθερά R , οι ειδικές θερμοχωρητικότητες c_p και c_v η εσωτερική ενέργεια, η ενθαλπία και άλλες θερμοδυναμικές ιδιότητες μπορούν να εκφραστούν, ανάλογα με το τρόπο που είναι ανηγμένες, σύμφωνα με τις σχέσεις (2.43) και (2.45).

Για τον υπολογισμό της ειδικής θερμοχωρητικότητας μείγματος αερίων δίδεται η σχέση

$$c_{p_g} = \sum_{(k)} \xi_k \cdot c_{p_k} \quad (2.46)$$

Όπου c_{p_g} η ειδική θερμοχωρητικότητα τού μείγματος (KJ/kg K), c_{p_k} η ειδική θερμοχωρητικότητα τού συστατικού k του μείγματος (KJ/kg K), X_k η περιεκτικότητα του μείγματος στο k συστατικό (kg/kg).

2.9 Υπολογιστικές σχέσεις ενθαλπίας και εσωτερικής ενέργειας

Για κάθε αμιγές τέλειο αέριο i η μοριακή ενθαλπία μπορεί να προσεγγιστεί με μια πολυωνμική συνάρτηση 5^{ov} βαθμού ως προς την απόλυτη θερμοκρασία T . Η συνάρτηση αυτή έχει προκύψει από καμπύλη η οποία έχει προσαρμοστεί σε πειραματικές τιμές και θεωρητικούς υπολογισμούς. Οι συντελεστές τις πολυωνμικής συνάρτησης είναι διαφορετική για κάθε διαφορετικό αέριο. Στον παρακάτω πίνακα παρατίθενται για μερικά βασικά αέρια. Η σχέση είναι

$$h_{mi} = h_{mTi} + h_{moi} = R_m \left(a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5 \right)_i + h_{moi} = R_m \sum_{j=1}^5 a_j T^j + h_{moi} \quad (2.47)$$

όπου h_{mTi} είναι η αισθητή μοριακή ενθαλπία και h_{moi} είναι η ενθαλπία σχηματισμού. Η τελευταία είναι η μοριακή ενθαλπία στο απόλυτο μηδέν (δηλαδή για $T = 0$ K) που για τα ελεύθερα στοιχεία είναι ίση με μηδέν. Για παράδειγμα η ενθαλπία σχηματισμού του οξυγόνου είναι $h_{mO_2} = 0$ J/ kmol. Η αισθητή ενθαλπία σχετίζεται με την μεταβολή της θερμοκρασίας και για αυτό το λόγο εξαρτάται μόνο από αυτή. Το άθροισμα της ενθαλπίας σχηματισμού και της αισθητής, ονομάζεται ολική ενθαλπία.

Έχοντας πλέον γνωστές της ενθαλπίες των συστατικών ενός μείγματος τέλειου αερίου, μπορεί να υπολογιστεί, με τη βοήθεια της σχέσης (2.29), η ειδική θερμοχωρητικότητα για το εκάστοτε συστατικό, και άρα για το τελικό μείγμα.

$$c_{pmi} = \left(\frac{\partial h_{mi}}{\partial T} \right)_p = \frac{dh_{mTi}}{dT} = R_m \sum_{j=1}^5 j a_j T^{j-1} = R_m \left(a_1 + 2a_2 T + 3a_3 T^2 + 4a_4 T^3 + 5a_5 T^4 \right)_i \quad (2.48)$$

Από τον ορισμό της ενθαλπίας μπορεί να υπολογιστεί η σχέση για την εσωτερική ενέργεια. Η σχέση (2.28) μας δίνει $u_{mi} = h_{mi} - R_m T$. Άρα

$$u_{mi} = (h_{mTi} - R_m T) + h_{moi} = R_m \left(\sum_{j=1}^5 a_j T^j - T \right) + h_{moi} \quad (2.49)$$

το οποίο είναι ίσο με

$$u_{mi} = u_{mTi} + u_{moi} \quad (2.50)$$

όπου

$$u_{mTi} = (h_{mTi} - R_m T) = R_m \left(a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 + a_4 T^4 + a_5 T^5 - T \right)_i \quad (2.51)$$

και

$$u_{moi} = (h_{moi} - R_m T_o) = h_{moi} \text{ και } T_o = 0 \text{ K} \quad (2.52)$$

Αντίστοιχα και για την ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο c_{vmi} η σχέση έχεις ως ακολούθως:

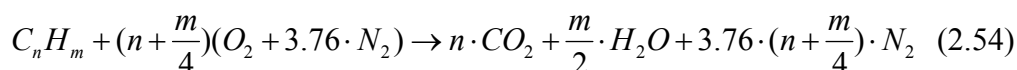
$$c_{vmi} = \left(\frac{\partial u_{mi}}{\partial T} \right)_v = \frac{du_{mTi}}{dT} = c_{pmi} - R_m = R_m \left(\sum_{j=1}^5 j a_j T^{j-1} - 1 \right) = R_m \left(a_1 + 2a_2 T + 3a_3 T^2 + 4a_4 T^3 + 5a_5 T^4 - 1 \right)_i \quad (2.53)$$

2.10 Καύση χημικών ενώσεων με αέρα

Γενικά καύση είναι μια διεργασία μετατροπής μάζας και ενέργειας κατά την οποία η ενέργεια των χημικών δεσμών του καυσίμου μετατρέπεται σε θερμική. Είναι μια εξώθερμη χημική αντίδραση μεταξύ του καυσίμου και του οξυγόνου. Το καύσιμο αντιδρά με το οξυγόνο του αέρα και παράγει προϊόντα όπως το διοξείδιο του άνθρακα και ο υδρατμός που έχουν χαμηλότερη ενέργεια χημικών δεσμών σε σχέση με τα αντιδρώντα.

Η παρούσα έκθεση, δεν θα ασχοληθεί με θέματα καύσης παρά μόνο κατά τον υπολογισμό του λόγου ισοδυναμίας λ_a του αέρα του κινητήρα. Για να υπολογιστεί η τιμή λ_a θα πρέπει αρχικά να υπολογιστεί η στοιχειομετρική ποσότητα οξειδωτικού¹ που απαιτείται για την πλήρη καύση μιας συγκεκριμένης ποσότητας καυσίμου.

Ένα τυπικό καύσιμο υδρογονανθράκων είναι της μορφής C_nH_m , και η στοιχειομετρική σχέση εκφράζεται ως:



οι συντελεστές έχουν προκύψει λαμβάνοντας και υπόψη τη σύσταση του αέρα. Στην εξίσωση αυτή χρησιμοποιήθηκε το ελάχιστο απαιτούμενο ποσό αέρα για μετατροπή του καυσίμου σε πλήρως οξειδωμένα προϊόντα. Στην πράξη όμως δεν μπορεί να συμβεί ιδιαίτερα σε θέμα Μ.Ε.Κ. Γι' αυτό το λόγο, προκειμένου να επιτευχθεί πλήρης καύση του καυσίμου, είναι αναγκαία μια περίσσεια αέρα. Τα ποσά του αέρα και του καυσίμου συνδέονται με τις εξής σχέσεις

$$\begin{aligned} \text{Λόγος αέρα - καυσίμου} &\equiv AF = \frac{\text{μάζα αέρα}}{\text{μάζα καυσίμου}} = \frac{m_a}{m_b} \\ \text{Λόγος καυσίμου - αέρα} &\equiv FA = \frac{\text{μάζα καυσίμου}}{\text{μάζα αέρα}} = \frac{m_b}{m_a} \end{aligned} \quad (2.55)$$

Ορίζεται και ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα – καυσίμου και καυσίμου – αέρα. Ο υπολογισμός του γίνεται μέσα από τη σχέση (2.54) της στοιχειομετρικής καύσης.

$$AF_{st} = \frac{4.76 \cdot (n + \frac{m}{4}) \cdot MB_{\alpha\epsilon\rho\alpha}}{n \cdot MB_C + m \cdot MB_H} = \frac{4.76 \cdot (n + \frac{m}{4}) \cdot 28.96}{n \cdot 12 + m \cdot 1} \quad (2.56)$$

Είναι προφανές ότι ο στοιχειομετρικό λόγος αέρα – καυσίμου, εξαρτάται από τη σύσταση του καυσίμου σε άνθρακες και υδρογόνα. Για τυπικά καύσιμα που χρησιμοποιούνται σε Μ.Ε.Κ η τιμή αυτού είναι $AF_{st} = 14,77 \left[\frac{\text{kg αέρα}}{\text{kg καυσίμου}} \right]$.

Γνωρίζοντας τον στοιχειομετρικό λόγο αέρα – καυσίμου AF_{st} καθώς και τον λόγο αέρα – καυσίμου AF υπολογίζεται ο λόγος ισοδυναμίας αέρα λ_a .

¹ Στην περίπτωση μιας Μ.Ε.Κ είναι ο αέρας με κατ' όγκων σύσταση 21% O_2 και 79% N_2 .

$$\lambda_\alpha = \frac{AF}{AF_{st}} \quad (2.57)$$

3ο Κεφάλαιο

Σύντομη Περιγραφή των Ναυτικών Κινητήρων

3.1 Εισαγωγή

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

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

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

Οι εμβολοφόρες ΜΕΚ είναι οι πιο διαδεδομένη μορφή κινητήριας μηχανής καθώς χαρακτηρίζεται από υψηλή συγκέντρωση ισχύος, καλό ολικό βαθμό απόδοσης και χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά για τις μεταφορές σε πλοία, τρένα και αυτοκίνητα. Χρησιμοποιείται και σε αεροπλάνα χαμηλής ταχύτητας με εξαίρεση αυτά

της μέσης και υψηλής όπου χρησιμοποιούνται στροβιλοαντιδραστήρες αναγκαστικά για να επιτευχθεί η απαιτούμενη υψηλή συγκέντρωση ισχύος.

Ο κινητήρας Diesel χρησιμοποιείται σήμερα περισσότερο από κάθε άλλη μηχανή για την πρόωση πλοίων. Ο κυριότερος λόγος για τον οποίο έχει επικρατήσει είναι ο σχετικά με τον ανταγωνισμό του μεγάλος βαθμός απόδοσης που αγγίζει το 50% για τους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες Diesel. Γενικά ως θερμική μηχανή έχει το μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης και παρουσιάζει μεγάλη συγκέντρωση ισχύος. Γι' αυτό χρησιμοποιείται στις περισσότερες περιπτώσεις ενώ είναι τόσες λίγες αυτές στις οποίες υπερέχουν άλλες μηχανές όπου είναι ευκολότερο να περιγραφούν οι περιπτώσεις στις οποίες δεν χρησιμοποιείται ο κινητήρας Diesel παρά εκεί που χρησιμοποιείται αποκλειστικά.

Η παλινδρομική ατμομηχανή είναι η πρώτη ναυτική μηχανή που εγκαταστάθηκε σε πλοίο και πλέον έχει εκτοπισθεί πλήρως από τον κινητήρα Diesel και δεν κατασκευάζεται για καμία απολύτως εφαρμογή. Υπάρχουν ωστόσο παλιά πλοία τα οποία λειτουργούν ακόμα με παλινδρομικές ατμομηχανές.

Ο κινητήρας Otto δηλαδή ο βενζινοκινητήρας, χρησιμοποιείται κατά κύριο λόγο σε μικρά σκάφη αναψυχής με πολύ μικρό συντελεστή λειτουργίας όπου παράλληλα υπάρχουν ανάγκες για μικρό όγκο και βάρος. Η ρύθμιση ισχύος στο κινητήρα Otto είναι ποσοτική σε αντίθεση με του κινητήρα diesel όπου είναι ποιοτική. Αυτό σημαίνει ότι στο βενζινοκινητήρα η ισχύς καθορίζεται από την ποσότητα του μείγματος αέρα καυσίμου που θα εισέλθει στον κύλινδρο και όχι από το λόγο αέρα – καυσίμου ο οποίος πάντα είναι σταθερός. Αντίθετα, στον κινητήρα Diesel η ρύθμιση είναι ποιοτική, που σημαίνει ότι κατά τη ρύθμιση, σε κάθε κύκλο λειτουργίας η ποσότητα του αέρα είναι σταθερή, και αυτό που ρυθμίζεται, είναι η ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται και άρα ο λόγος αέρα – καυσίμου. Αυτός είναι ο βασικός λόγος για τον οποίο ο βενζινοκινητήρας έχει χαμηλότερο βαθμό απόδοσης από τον κινητήρα Diesel. Η ύπαρξη ρυθμιστικής βαλβίδας στην εισαγωγή για καθορισμό της ποσότητας του μείγματος αέρα – καυσίμου, προκαλεί πτώση της πίεσης και απώλειες, οι οποίες μειώνουν το βαθμό απόδοσης.

Στις περιπτώσεις όπου υπάρχουν μεγάλες απαιτήσεις ισχύος, πάνω από 30000 PS στο άξονα, χρησιμοποιείται και ο ατμοστρόβιλος ο οποίος δίνει αρκετά καλό βαθμό απόδοσης όπου παρά την πολυπλοκότητα το αρχικό κόστος, το βάρος, η κατανάλωση λαδιού και τα έξοδα συντηρήσεως είναι μικρότερα. Η παραγωγή του ατμού μπορεί να προέρχεται είτε από κάποιο λέβητα, είτε ακόμα και από πυρηνικό αντιδραστήρα. Ο ατμοστρόβιλος μπορεί να κινεί ή απευθείας την έλικα του πλοίου ή να κινεί κάποια γεννήτρια η οποία με τη σειρά της παράγει ρεύμα και τροφοδοτεί κάποιο ηλεκτροκινητήρα που περιστρέφει την έλικα του πλοίου.

Ο αεριοστρόβιλος χρησιμοποιείται ως κινητήρας πρόωσης σε πλοία, σε περιπτώσεις όπου υπάρχει απαίτηση για υψηλές ταχύτητες και ο όγκος του μηχανοστασίου είναι ελάχιστος. Επίσης εμφανίζεται και στις περιπτώσεις πολεμικών πλοίων, σε συνεργασία με ένα κινητήρα Diesel.

Στους ναυτικούς κινητήρες χρησιμοποιείται μεγάλη ποικιλία Diesel μερικοί από τους οποίους είναι καταλληλότεροι από άλλους ανάλογα με την εφαρμογή κάθε φορά. Για παράδειγμα οι βραδύστροφοι κινητήρες μεγάλης ισχύος (πάνω από 4000 PS) έχουν μελετηθεί, σχεδιαστεί και κατασκευαστεί ειδικά ως ναυτικές μηχανές πρόωσης. Αντίθετα πολλοί άλλοι κινητήρες, ιδιαίτερα οι πολύστροφοι υπέστησαν πολλές μετατροπές για να μπορέσουν να χρησιμοποιηθούν ως ναυτικές μηχανές. Τέτοιες μετατροπές περιλαμβάνουν την προσθήκη μειωτήρα για την μείωση των στροφών καθώς και διάταξης αναστροφής της φοράς περιστροφής, με τη βοήθεια μειωτήρα και συμπλέκτη ή ακόμα και την αναστροφή της μηχανής. Η αντικατάσταση

του ψυγείου αέρα με ψυγείο της θάλασσας και η αναπροσαρμογή της ονομαστικής ισχύος του κινητήρα στις συνθήκες επιφάνειας της θάλασσας κ.α.

Πέρα από αυτές τις βασικές μετατροπές οι οποίες πραγματοποιούνται συνήθως από την ίδια την κατασκευαστική εταιρεία σε μια μελέτη επιλογής κινητήρα Diesel για την πρόωση ενός πλοίου πρέπει να επιλυθούν τα εξής βασικά προβλήματα:

- Η επιλογή του κινητήρα γίνεται μεν βάσει της απαίτησης ισχύος, ωστόσο η επιλογή θα πρέπει να γίνει ανάμεσα σε μηχανές διαφορετικού τύπου και διαφορετικής κατασκευής. Επίσης θα πρέπει η έλικα να συνεργάζεται με τη μηχανή στο βέλτιστο δυνατό βαθμό ακόμα και αν ο κινητήρας δε βρίσκεται στο κανονικό σημείο λειτουργίας. Ιδιαίτερη προσοχή και μελέτη χρειάζεται επίσης όταν η έλικα του πλοίου είναι μεταβλητού βήματος.
- Σωστή μελέτη και επιλογή όλων των παρελκόμενων όπως του συστήματος εισαγωγής αέρα, εξαγωγής καυσαερίων, συστήματος καυσίμου, λαδιού λιπάνσεως, ψύξεως, χειρισμού και παρακολουθήσεως λειτουργίας, σωστής αξιοποίησης των καυσαερίων και του νερού ψύξεως των χυτωνίων.
- Το σύστημα μετάδοσης είναι εξίσου σημαντικό κομμάτι καθώς αυτό περιλαμβάνει την επιλογή του μειωτήρα², του άξονα μετάδοσης, τη μελέτη ευθυγραμμίσεως καθώς και τον έλεγχο σε ταλαντώσεις στρέψεως, κάμψεως και αξονικές. Η ύπαρξη μειωτήρα αυξάνει αρκετά το κόστος της εγκατάστασης και για αυτό το λόγο οι βραδύστροφοι κινητήρες έχουν παρουσιάσει μεγάλοι άνοδο στη χρήση.
- Ανάλογα με τον τύπο και το μέγεθος του κινητήρα γίνεται επιλογή κατάλληλης έδρασης αυτού. Πολλές φορές μπορεί να κριθεί απαραίτητο η ύπαρξη ελαστικής έδρασης ενώ σε άλλες περιπτώσεις απαιτείται ειδική διαμόρφωση του πλοίου.

3.2 Γενικές αρχές εμβολοφόρων κινητήρων

Σε όλες της 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 της πίεσης τους. Κατά την αποτόνωση που ακολουθεί παράγεται το μηχανικό έργο. Ένα μέρος του έργου αυτού καταναλώνεται για την προηγηθείσα συμπίεση και τις τριβές, ενώ το υπόλοιπο είναι το ωφέλιμο έργο της μηχανής.

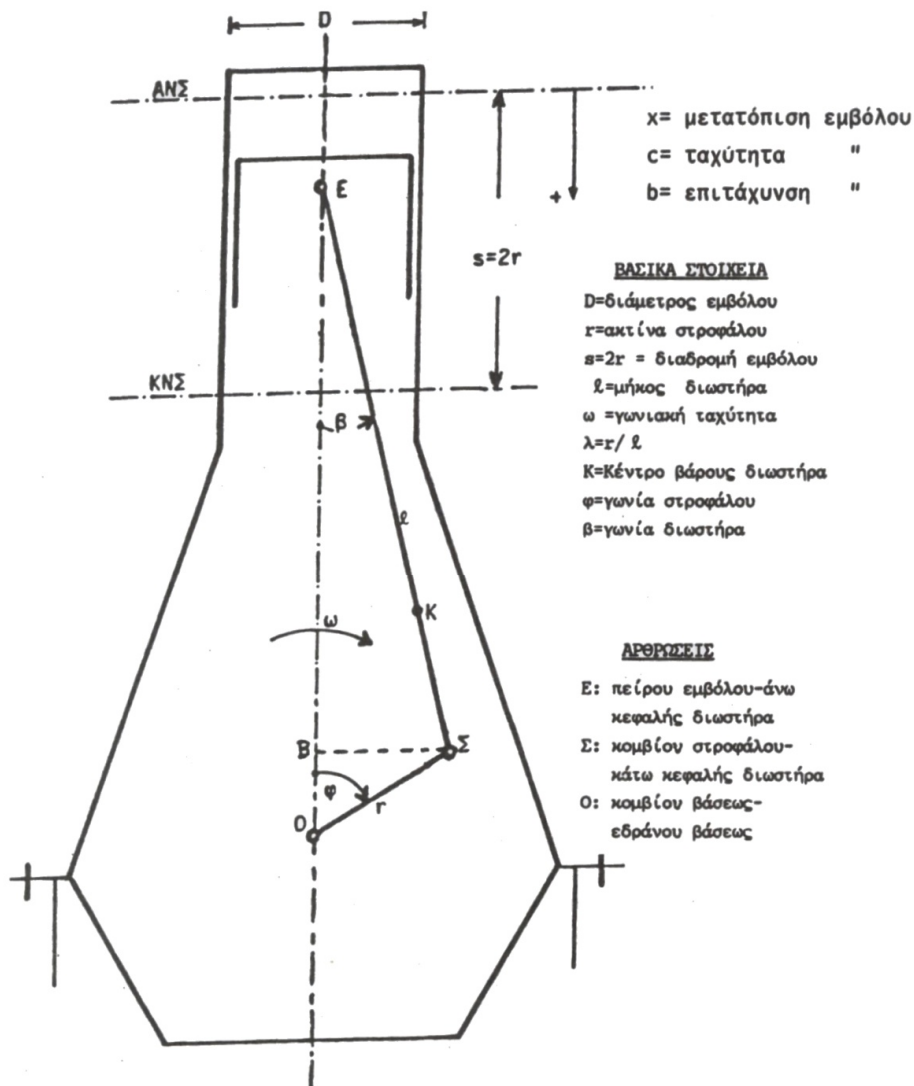
Η συμπίεση, η καύση και η αποτόνωση αποτελούν τις βασικές φάσεις λειτουργίας μιας εμβολοφόρου MEK. Εκτός των τριών βασικών φάσεων λειτουργίας, μεγάλης σημασίας για τη λειτουργία του κινητήρα έχουν και οι φάσεις εναλλαγής των αερίων. Δηλαδή της κένωσης του κυλίνδρου από το καυσαέριο κατά το τέλος της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

Ο μηχανισμός εμβόλου – διωστήρα – στροφάλου αποτελεί τον κύριο κινηματικό μηχανισμό Σχήμα 3.1 που συγκροτεί την εμβολοφόρο MEK. Το έμβολο

² Εάν υπάρχει

παλινδρομεί μέσα στον κύλινδρο και μεταφέρει την ισχύ στη στροφαλοφόρο άτρακτο δια μέσω του διωστήρα. Λόγω της κίνησης αυτής το έμβολο ακινητοποιείται σε δυο σημεία τα οποία καλούνται Ανω 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 στροφή του στροφάλου. Αν συμβολιστεί με s τη διαδρομή του εμβόλου και με r την ακτίνα του στροφάλου, τότε ισχύει η σχέση

$$s = 2r \quad (3.1)$$



Σχήμα 3.1 Κύριος κινηματικός Μηχανισμός (ΠΗΓΗ: Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)

Βασικά μεγέθη ενός κινητήρα είναι

- Ο όγκος εμβολισμού V_h που είναι ο όγκος που σαρώνεται από το έμβολο κατά τη διάρκεια μιας διαδρομής. Ορίζοντας D τη διάμετρο του εμβόλου, τότε ισχύει

$$V_h = \pi D^2 s / 4 \quad (3.2)$$

- Ο Επιζήμιος όγκος V_c είναι ο όγκος του κυλίνδρου πάνω από την κεφαλή του εμβόλου, που παραμένει κενός όταν αυτό βρίσκεται στο ΑΣΝ.
- Ορίζεται και ο βαθμός συμπίεσης

$$\varepsilon = \frac{(V_h + V_c) / V_c}{V_o / V_c} = V_o / V_c \quad (3.3)$$

όπου V_o είναι ο ολικός όγκος του κυλίνδρου

Ορίζοντας την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα n σε στροφές ανά λεπτό (RPM), τότε η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής αυτού ω ορίζεται :

$$\omega = 2\pi n / 60 \quad (3.4)$$

Αν θεωρηθεί ότι η γωνιακή ταχύτητα περιστροφής είναι σταθερή δηλαδή $\omega = \text{σταθερή}$, τότε από τον ορισμό της γωνιακής ταχύτητας προκύπτει:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt} = \text{const} \Rightarrow \int d\varphi = \int \omega dt \Rightarrow \varphi = \omega t + c \Rightarrow \varphi = \omega t \quad (3.5)$$

όπου επειδή για $t = 0$ είναι $\varphi = 0$ σαν αρχικές συνθήκες, προκύπτει ότι η σταθερά ολοκλήρωσης $c = 0$. Από τη σχέση (3.5) παρατηρείται ότι πρακτικά η γωνία του στροφάλου φ αντιπροσωπεύει μια χρονική στιγμή t .

Το μέγεθος λ είναι χαρακτηριστικό μέγεθος ενός κινητήρα και ορίζεται ως

$$\lambda = r / \ell \quad (3.6)$$

όπου r είναι η ακτίνα του στροφάλου και ℓ το μήκος του διωστήρα. Μελετώντας τον κινηματικό μηχανισμό του σχήματος (3.1) διατυπώνονται οι σχέσεις για την κινηματική του εμβόλου.

Η μετατόπιση x του εμβόλου από το ΑΝΣ δίνεται από τη σχέση

$$x = r(1 - \cos \varphi) + \ell(1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}) \quad (3.7)$$

Η ταχύτητα του εμβόλου δίνεται από παραγωγή της σχέσης της μετατόπισης (3.7).

$$c = \frac{dx}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dx}{d\varphi} \omega \Rightarrow$$

$$c = \omega r \sin \varphi \left(1 + \frac{\lambda \cos \varphi}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi}} \right) \quad (3.8)$$

Η επιτάχυνση b του εμβόλου ομοίως προκύπτει με παραγωγή της ταχύτητας

$$b = \omega^2 r \left[\cos \varphi + \frac{\lambda (\cos 2\varphi + \lambda^2 \sin^4 \varphi)}{(1 - \lambda^2 \sin^2 \varphi)^{3/2}} \right] \quad (3.9)$$

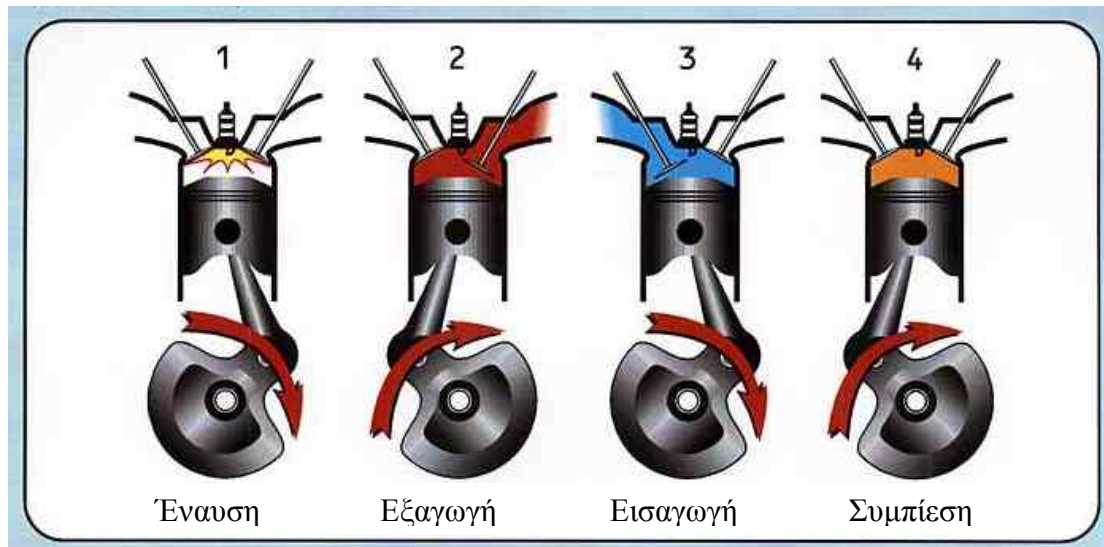
Επιπρόσθετα, χρήσιμο μέγεθος είναι και η μέση ταχύτητα του εμβόλου

$$\bar{c}_\varepsilon = 2s\eta/60 \quad (3.10)$$

3.3 Διάκριση κινητήρων ως προς την εξωτερική λειτουργία

Η διάκριση των κινητήρων ως προς την εξωτερική λειτουργία γίνεται σε τετράχρονους (4-X) και σε δίχρονους (2-X). Ένας κύκλος λειτουργίας χαρακτηρίζεται από τη φάση εναλλαγής των αερίων, τη συμπίεση, την καύση και την αποτόνωση. Η φάση εναλλαγής των αερίων ουσιαστικά αποτελείται την εισαγωγή της γόμωσης στην αρχή του κύκλου λειτουργίας και την εξαγωγή του καυσαερίου στο πέρας του κύκλου αμέσως μετά την αποτόνωση.

Στους 4-X κινητήρες κάθε φάση εκτελείται ξεχωριστά και αφιερώνεται σε αυτή μια διαδρομή του εμβόλου ή χρόνος. Οι συνολικά τέσσερις χρόνοι δηλαδή τέσσερις διαδρομές διαρκούν δύο περιστροφές του στροφάλου (720°). Όπως δίνεται και στο Σχήμα 3.2 στην πρώτη φάση εισαγωγής της νέας γόμωσης, το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ και αφού ανοίξει η βαλβίδα εισαγωγής ακολουθεί η φάση της συμπίεσης που πραγματοποιείται με την άνοδο του εμβόλου από το ΚΝΣ στο ΑΝΣ. Στην πράξη η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει λίγες μοίρες μετά το ΚΝΣ και καθώς το έμβολο ανεβαίνει. Αυτό συμβαίνει γιατί εκμεταλλευόμαστε την αδράνεια του εισερχόμενου εργαζόμενου μέσου («υπερπλήρωση» ανακοπής) το οποίο συνεχίζει να εισέρχεται στον κύλινδρο παρόλο που η βαλβίδα εισαγωγής έχει παραμείνει ανοικτή. Κατά αυτόν τον τρόπο πετυχαίνεται μεγαλύτερη πλήρωση του κυλίνδρου. Κατά προσέγγιση μπορεί να ειπωθεί ότι σε κινητήρες φυσικής αναπνοής, στο πέρας της αναρρόφησης, δηλαδή τη στιγμή που αρχίζει η συμπίεση, η πίεση στον κύλινδρο είναι περίπου ίση με την ατμοσφαιρική.



Σχήμα 3.2 Οι τέσσερις χρόνοι της τετράχρονης μηχανής (ΠΗΓΗ: Διαδίκτυο – Ustudy Initiative).

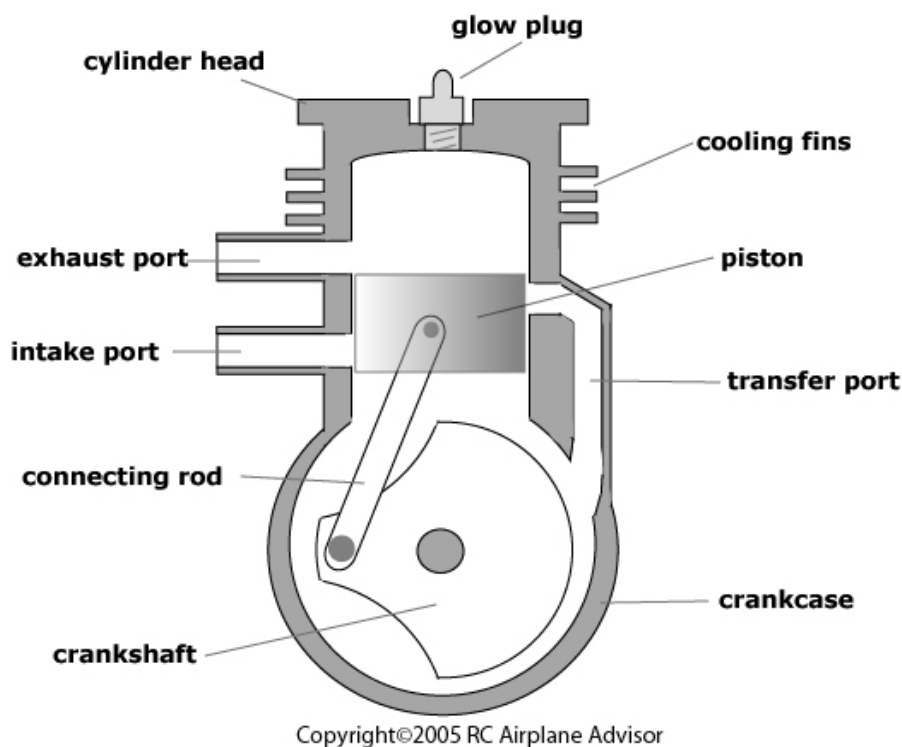
Αρκετές μοίρες πριν το ΑΝΣ, πραγματοποιείται η ανάφλεξη του μείγματος, με τη βοήθεια σπινθηριστή στην περίπτωση του κινητήρα Otto, ή αυτανάφλεξη, στην περίπτωση του κινητήρα Diesel και ακολουθεί η εκτόνωση του αερίου. Στη φάση αυτή οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής παραμένουν κλειστές και αποδίδεται στη στροφαλοφόρο άτρακτο το ωφέλιμο έργο. Λίγο πριν το ΚΝΣ ($40^\circ - 60^\circ$) ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής και ξεκινάει η φάση εξαγωγής των καυσαερίων. Η διαφορά πίεσης μεταξύ κυλίνδρου και πολλαπλής εξαγωγής αποτελεί το εναρκτήριο λάκτισμα της διαδικασίας. Κατά το στάδιο αυτό που αποκαλείται εκροή (blowdown) των καυσαερίων, η πίεση εντός του κυλίνδρου είναι αρκετά υψηλότερη της ατμοσφαιρικής και η ροή των καυσαερίων είναι υπερκριτική. Καθώς προχωρεί η εκροή, πέφτει συνεχώς η πίεση στον κύλινδρο και όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ η πίεση είναι πλέον λίγο μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής και η ροή γίνεται υποκριτική. Με την αναστροφή της κίνησης του εμβόλου προς το ΑΝΣ η εκροή των καυσαερίων υποχωρεί και πραγματοποιείται εξώθηση των καυσαερίων λόγω της εκτοπιστικής δράσης του εμβόλου. Η υπερπίεση που επικρατεί στο σημείο αυτό καθώς το έμβολο ανεβαίνει προς το ΑΝΣ είναι όση χρειάζεται για να υπερνικηθεί η πτώση πίεσης της βαλβίδας εξαγωγής. Συνήθως η βαλβίδα εξαγωγής κλείνει $15^\circ - 35^\circ$ μετά το ΑΝΣ σε κινητήρες φυσικής αναπνοής και σε $70^\circ - 90^\circ$ σε στρόβιλο – υπερπληρωμένους.

Αντίθετα με τους 4-X, στους 2-X κινητήρες ο κύκλος λειτουργίας διαρκεί μια περιστροφή της στροφαλοφόρου ατράκτου (360°) και περιλαμβάνει δύο διαδρομές ή χρόνους του εμβόλου. Την πλήρωση και την εκκένωση του κυλίνδρου καθορίζει η άνω ακμή του εμβόλου, η οποία αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής και εξαγωγής³ που βρίσκονται στα πλευρικά τοιχώματα του κυλίνδρου. Αποτέλεσμα του συγκεκριμένου τρόπου λειτουργίας είναι ότι η εναλλαγή των αερίων γίνεται υπό δυσμενέστερες συνθήκες σε σχέση με τους 4-X κινητήρες. Απαραίτητη προϋπόθεση είναι το εισερχόμενο μίγμα αέρα – καυσίμου, ανεξάρτητα αν μιλάμε για Diesel ή για Otto, θα πρέπει να εισέρχεται σε ικανοποιητικά υψηλή πίεση ώστε να μπορεί να αποπλύνει τον κύλινδρο από το καυσαέριο του προηγούμενου κύκλου λειτουργίας.

Την απαραίτητη υπερπίεση για τη σάρωση του θαλάμου την αναλαμβάνει μια ειδική αντλία αποπλύσεως ή σαρώσεως. Η αντλία αυτή όμως απορροφά πολύτιμο

³ Μπορεί να υπάρχει και βαλβίδα εξαγωγής

μηχανικό έργο από τη στροφαλοφόρο άτρακτο. Σε πολύ μικρούς κινητήρες και για λόγους απλότητας το ρόλο της αντλίας εκτελεί ο συνήθως ο στροφαλοφόρος θάλαμος. Καθώς το έμβολο παλινδρομεί αναρροφά από το περιβάλλον αέρα ο οποίος εγκλωβίζεται και στη συνέχεια ωθείται μέσα στον κύλινδρο. Αυτό πραγματοποιείται και με τη βοήθεια ενός αυτοματοποιημένου συστήματος βαλβίδων μη επιστροφής, απλού στην κατασκευή.



Σχήμα 3.3 Κινηματικός μηχανισμός δίχρονου κινητήρα Otto όπως αποδεικνύει η ύπαρξη θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής καθώς και σπινθηριστή (ΠΗΓΗ: RC Airplane Advisor)

Παρατηρώντας το Σχήμα 3.3 καθώς το έμβολο βρίσκεται στο ΑΝΣ, με την κάθοδό του αποκαλύπτει αρχικά τη θυρίδα εξαγωγής, ενώ σύγχρονος συμπιέζει το αέρα που βρίσκεται στο στροφαλοθάλαμο. Λίγες μοίρες στροφάλου αργότερα αρχίζει να αποκαλύπτεται και η θυρίδα εισαγωγής και ξεκινάει διαδικασία της σάρωσης. Η διαδικασία αυτή διαρκεί όσο χρόνο χρειάζεται το έμβολο να φτάσει στο ΚΝΣ και να επιστρέψει πάλι στο σημείο όπου βρίσκεται η θυρίδα της εισαγωγής. Μόλις καλυφθεί η θυρίδα εισαγωγής, σειρά έχει η θυρίδα εξαγωγής. Μέχρι να καλυφθεί και αυτή, και να αρχίσει η συμπίεση του μίγματος, εξέρχονται και τα τελευταία καυσαέρια αλλά και μίγμα αέρα – καυσίμου αν πρόκειται για Otto κινητήρα ή μόνο αέρα αν πρόκειται για Diesel κινητήρα. Η διαφυγή άκαυστου μίγματος αυξάνει τους ρύπους, και γενικά η μη σωστά διαχωρισμένη διαδικασία εναλλαγής των αερίων, δεν ενδείκνυται όταν οι χαμηλές εκπομπές ρύπων είναι βασική προϋπόθεση.

Η ανάμειξη της εισερχόμενης γόμωσης με το παραμένον καυσαέριο και η διαφυγή ενός μέρους της κατευθείαν στην εξαγωγή είναι ένα βασικό ανεπιθύμητο

χαρακτηριστικό του δίχρονου κινητήρα. Γι' αυτό το λόγο συνήθως, η εισερχόμενη ποσότητα είναι 25 – 50% περισσότερη από αυτή που κανονικά χρειάζεται. Το πρόβλημα αυτό στην περίπτωση κινητήρα Otto οδηγεί σε αύξηση των εκπεμπόμενων ρύπων, κυρίως υδρογονανθράκων, και μείωση του βαθμού απόδοσης. Στην περίπτωση όμως του κινητήρα Diesel το φαινόμενο αυτό αντιμετωπίζεται ικανοποιητικά, καθώς η έγχυση του καυσίμου γίνεται αφότου έχει ολοκληρωθεί η διαδικασία εισαγωγής. Γενικά, για να αποφευχθεί η ανάμειξη του καυσαερίου αέρα μπορεί να μειωθούν οι διαστάσεις των θυρίδων εισαγωγής με ταυτόχρονη αύξηση του αριθμού τους. Με αυτόν τον τρόπο η ταχύτητα του αέρα μειώνεται με το που εισέρχεται στον κύλινδρο, οπότε και η τύρβη δεν είναι τόσο έντονη και το μέτωπο της ανάμειξης δεν λαμβάνει χώρα κοντά στις θυρίδες εισαγωγής αλλά σε ένα μεγαλύτερο χώρο.

Σήμερα οι μικρότερες και οι μεγαλύτερες εμβολοφόρες MEK είναι δίχρονες. Για παράδειγμα κινητήρες με ισχύ από 1 – 100 KW , φυσικής αναπνοής και Otto, που απαιτείται μικρός όγκος και υψηλή ισχύς, επικρατούν οι δίχρονοι κινητήρες. Σε μοτοσυκλέτες, εξωλέμβιες μηχανές αλυσοπρίονα ακόμα και γεννήτριες. Ομοίως οι κινητήρες πολύ μεγάλων διαστάσεων, με διάμετρο εμβόλου $D = 0,6 - 1 \text{ m}$, που χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία και στην ηλεκτροπαραγωγή είναι και αυτοί πλέον επιτακτικά δίχρονοι. Κινητήρες Diesel 2-X με υπερπλήρωση φτάνουν σε ισχύ 100000 PS με απόδοση που ξεπερνά ακόμα και το 50%.

3.4 Διάκριση κινητήρων ως προς την εσωτερική λειτουργία

Έχει ήδη γίνει διάκριση των εμβολοφόρων κινητήρων εσωτερικής καύσης σε Otto και Diesel⁴. Η διάκριση αυτή αφορά την εσωτερική λειτουργία τους και συγκεκριμένα βασίζεται στον τρόπο ανάφλεξης του καυσίμου, πράγμα που επιδρά στον τρόπο καύσης του. Η ανάφλεξη στους μεν Otto πραγματοποιείται πάντοτε με την βοήθεια κάποιου εξωτερικού μέσου, ενός ηλεκτρικού σπινθηριστή, ενώ στον Diesel πραγματοποιείται αυτανάφλεξη λόγω ύπαρξης κατάλληλων συνθηκών θερμοκρασίας και πίεσης.

Οι κινητήρες Otto ανάλογα με το καύσιμο που χρησιμοποιούν διακρίνονται σε αεριομηχανές και βενζινομηχανές. Οι αεριομηχανές χρησιμοποιούν σαν καύσιμο φυσικά ή τεχνητά αέρια, όπως φυσικό αέριο, υγραέριο, φωταέριο, αέριο υψικαμίνων αέριο καμίνων κωκ κλπ. Η ανάμειξή τους με τον απαιτούμενο για την καύση αέρα γίνεται μέσα στον κύλινδρο με τη βοήθεια ειδικής βαλβίδας αναμείξεως που συνδυάζεται συνήθως με τη βαλβίδα εισαγωγής.

Οι βενζινομηχανές χρησιμοποιούν σαν καύσιμο τη βενζίνη και άλλα πτητικά καύσιμα όπως το βενζόλιο, το οινόπνευμα κλπ. Ο βενζινοκινητήρας αναρροφά ομογενές μίγμα αέρα καυσίμου το οποίο έχει προετοιμαστεί σε ειδικό όργανο που ονομάζεται εξαεριωτής. Υπάρχει ωστόσο περίπτωση να υπάρχει ειδική διάταξη όπου γίνεται μηχανική έγχυση της βενζίνης. Με τη βοήθεια ενός συστήματος αντλίας – καυσίμου – εγχυτήρα πραγματοποιείται αδιάκοπη έγχυση καυσίμου σε κατάλληλη θέση του σωλήνα εισαγωγής αέρα (Συνεχής έγχυση) ή χωριστή έγχυση σε κάθε κύλινδρο ξεχωριστά (Διακοπτόμενη έγχυση). Τα συστήματα διακοπτόμενης έγχυσης

⁴ Οι Otto κινητήρες πήραν το όνομά του από τον εφευρέτη τους Nicolaus August Otto και αντίστοιχα οι κινητήρες Diesel από τον εφευρέτη τους Rudolf Diesel. Οι Otto κινητήρες κανονικά λέγονται κινητήρες με έναυση σπινθήρα.

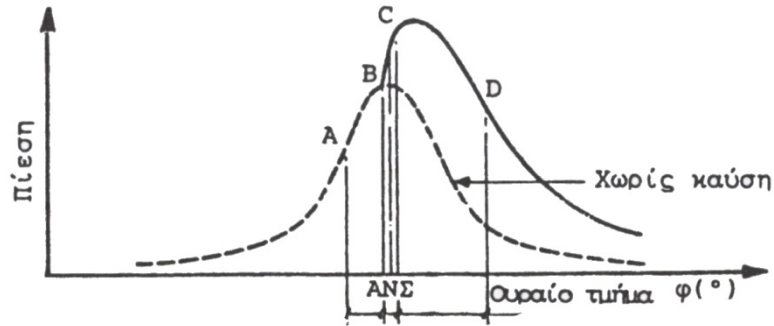
χωρίζονται σε εμμέσου εγχύσεως, όπου γίνεται έγχυση λίγο πριν τη βαλβίδα εισαγωγής, και άμεσου εγχύσεως, όπου γίνεται έγχυση εντός του κυλίνδρου. Τα τελευταία χρόνια η χρήση διακοπτόμενης έγχυσης εντός του κυλίνδρου, γίνεται ολοένα και συνηθέστερη. Η εξέλιξη της τεχνολογίας των εγχυτήρων και γενικά των ηλεκτρονικών υπολογιστών έχει οδηγήσει προς αυτήν την κατεύθυνση καθώς δίνεται η δυνατότητα πλήρους καθορισμού της ποσότητας καυσίμου που εισέρχεται στον κύλινδρο και άρα της ποιότητας του μίγματος (εφόσον γίνει υπολογισμός και της ποσότητας του αέρα που έχει εισέλθει).

Σημαντικό χαρακτηριστικό του κινητήρα Otto είναι η ύπαρξη ηλεκτρονικού σπινθηριστή (μπουζί). Εφόσον η ανάφλεξη πραγματοποιείται με τη βοήθεια του, ο κατάλληλος χρονισμός του είναι απαραίτητος. Η «προπορεία εναύσεως» (Avance) είναι σχεδόν πάντα απαραίτητη και πραγματοποιείται αρκετές μοίρες πριν το ΑΝΣ. Η βέλτιστή της τιμή εξαρτάται από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, τη σύνθεση του μείγματος λα, το φορτίο (δηλαδή τη μέση πραγματική πίεση \bar{p}_e), το βαθμό συμπίεσεως ϵ και άλλους παράγοντες. Ο καθορισμός της μπορεί να γίνει και πειραματικώς. Γενικά, η προπορεία εναύσεως πρέπει να καθοριστεί έτσι ώστε η καύση να συντελείται περί το ΑΝΣ και η μέγιστη πίεση στον κύλινδρο να παρουσιάζεται λίγο μετά το ΑΝΣ. Γενικά, η προπορεία θα πρέπει να αυξάνεται καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Ενώ στον κινητήρα Otto το εργαζόμενο μέσο που εισέρχεται στον κύλινδρο είναι μείγμα αέρα καυσίμου στον κινητήρα Diesel είναι μόνο αέρα. Το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο κάποια ορισμένη χρονική στιγμή. Στην προκειμένη περίπτωση δεν υπάρχει κάποιος σπινθηριστής ούτως ώστε να επιτευχθεί ανάφλεξη, αλλά κάποια ορισμένη χρονική στιγμή πραγματοποιείται αυτανάφλεξη του μείγματος καθώς το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο. Η διαδικασία της καύσης στον κινητήρα Diesel μπορεί να χωριστεί σε στάδια τα οποία θα αναλυθούν στο επόμενο κεφάλαιο.

3.5 Μηχανισμός καύσης στον Κινητήρα Diesel

Στον κινητήρα Diesel οι συνθήκες καύσεως είναι δυσμενέστερες από αυτές του κινητήρα Otto διότι ο χρόνος για τον σχηματισμό του μείγματος είναι μικρός και αντιστοιχεί σε λίγες μόνο μοίρες γωνίας στροφάλου. Το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο και διασκορπίζεται μέσα στο θερμό και συμπιεσμένο πλέον αέρα. Σε ένα τυπικό θάλαμο καύσεως κινητήρα Diesel διακρίνονται τρία διαδοχικά στάδια καύσεως.



Σχήμα 3.4 **Στάδια καύσεως σε δυναμοδεικτικό διάγραμμα κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)**

i) Το πρώτο στάδιο (AB στο Σχήμα 3.4)

Αντιστοιχεί στο χρονικό διάστημα καθυστέρησης αναφλέξεως. Στο διάστημα αυτό εγχύεται καύσιμο στο κύλινδρο, που αποτελεί ωστόσο ένα μικρό κομμάτι της συνολικής ποσότητας του καυσίμου. Η έγχυση πραγματοποιείται συνήθως σε πιέσεις 150 – 1500 bar. Το χρονικό διάστημα αυτό τ_z είναι ο χρόνος που απαιτείται για τη φυσική και χημική προετοιμασία του καυσίμου ούτως ώστε αυτό να είναι σε θέση να αναφλεγεί. Ο χρόνος τ_z ορίζεται σαν τον χρόνο που αντιστοιχεί από τη χρονική στιγμή που εμφανίζονται οι πρώτες σταγόνες καυσίμου στον κύλινδρο μέχρι να εμφανιστεί το πρώτο φαινόμενο καύσης. Ο χρόνος αυτός κυμαίνεται από 1 – 4 ms και εξαρτάται από το μέγεθος των σταγονιδίων, την πίεση και τη θερμοκρασία η οποία επικρατεί στο θάλαμο καύσης, την ταχύτητα της δέσμης και γενικά η ένταση της κίνησης του αέρα στο θάλαμο καύσης κατά την έγχυση του καυσίμου.

Η αύξηση του βαθμού συμπίεσης ϵ αλλά και η χρήση υπερπλήρωσης, οδηγούν σε αύξηση της πίεσης ή και της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής πράγμα το οποίο έχει θετική επίδραση πάνω στη καθυστέρηση ανάφλεξης τ_z . Η ηπιότερη ψύξη των τοιχωμάτων του κυλίνδρου, η αύξηση του φορτίου του κινητήρα αλλά και η αύξηση του μεγέθους του κυλίνδρου οδηγεί σε αύξηση της θερμοκρασίας των τοιχωμάτων και ευνοεί την μετάδοση θερμότητας στα σταγονίδια του καυσίμου και άρα επιταχύνεται η διαδικασία ανάφλεξης του μείγματος.

Από τις πιο σημαντικές παραμέτρους επίδρασης επί του τ_z είναι η ένταση των κινήσεων του αέρα στο θάλαμο καύσης κατά την έγχυση του καυσίμου. Η αυξημένες συνθήκες τύρβης που επικρατούν τη στιγμή εκείνη, επιταχύνουν το σχηματισμό του μείγματος, τη φυσική προετοιμασία του όπως έχει αναφερθεί. Η ένταση των κινήσεων αυτών, εξαρτάται βασικά από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα αλλά και τη διαμόρφωση του θαλάμου. Ο χρόνο καθυστέρησης ανάφλεξης τ_z είναι αντίστροφος ανάλογος της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα n . Η αύξηση της ταχύτητας n προκαλεί σημαντική μείωση του τ_z . Όμως ο ρυθμός μείωσης του χρόνου, υπολείπεται σημαντικά το ρυθμό αύξησης της ταχύτητας περιστροφής. Για αυτό το λόγο υπάρχει ένα άνω όριο στην ταχύτητα περιστροφής. Το όριο αυτό αγγίζει της 5000 RPM. Ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής ελέγχεται και η προπορεία εγχύσεως διότι από αυτήν εξαρτώνται οι επικρατούσες στον κύλινδρο συνθήκες κατά την έναρξη της έγχυσης. Ο τ_z επηρεάζεται σαφώς από την προπορεία εγχύσεως και

για κάθε κινητήρα και ταχύτητα περιστροφής υπάρχει μία βέλτιστη τιμή, η οποία δίνει ένα ελάχιστο τ_z .

Είναι προφανής η σημασία διασκορπισμού των σταγονιδίων. Η μείωση της διαμέτρου των σταγονιδίων και γενικά η πληρέστερη και λεπτότερη διασκόρπιση του καυσίμου μειώνει το χρόνο τ_z . Αντιθέτως η περίσσεια αέρα στο θάλαμο δεν έχει παρατηρηθεί να επηρεάζει την καθυστέρηση. Ο λόγος είναι ότι η ύπαρξη και λίγων μόνο σταγονιδίων, είναι αρκετή για να παρουσιαστεί ανάφλεξη στο μείγμα.

ii) Στάδιο ανεξέλεγκτης καύσεως (BC στο Σχήμα 3.4)

Στον κινητήρα Otto η θέση στο θάλαμο καύσεως, όπου πραγματοποιείται η ανάφλεξη, είναι στο σημείο που βρίσκεται ο σπινθηριστής και άρα είναι συγκεκριμένη. Αντίθετα στον κινητήρα Diesel μπορεί να βρίσκεται οπουδήποτε δημιουργούνται κατάλληλες για ανάφλεξη προϋποθέσεις όπως συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας αλλά και κατάλληλη εξάτμιση των σταγονιδίων. Αυτό σημαίνει ότι μπορεί ταυτόχρονα ή με μια ελάχιστη χρονική διαφορά να υπάρχουν περισσότερες από μία εστίες. Η εμφάνιση των πρώτων εστιών, δίνει την απαραίτητη πρόσθετη θερμότητα για να αναφλεγεί και η υπόλοιπη ποσότητα καυσίμου που έχει εγχυθεί και ακολουθεί μια αιφνίδια, τύπου προανάμειξης, καύση. Αποτέλεσμα είναι να προκαλείται μια ανεξέλεγκτη αύξηση της θερμοκρασίας και της πίεσης αναδιαμορφώνοντας έτσι την κατάσταση μέσα στο θάλαμο καύσης.

iii) Στάδιο ελεγχόμενης καύσης (CD Σχήμα 3.4)

Στο σημείο αυτό η ένταση τύρβης, η θερμοκρασία και η πίεση στο θάλαμο καύσης βρίσκονται πλέον σε ιδανικά σημεία. Το πρόσθετο καύσιμο που εγχύεται αναμειγνύεται με τον αέρα που υπάρχει στον κύλινδρο και δημιουργείται μια φλόγα διάχυσης. Η φλόγα αυτή διαρκεί μέχρι το τέλος συνήθως της αποτόνωσης, στο λεγόμενο ουραίο τμήμα της όλης διάρκειας καύσης όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.4. Η καύση στο σημείο αυτό ελέγχεται από εμάς, από το ρυθμό εγχύσεως. Ωστόσο αυτός περιορίζεται καθώς σε περίπτωση που είναι μεγάλος η δέσμη καυσίμου δεν μπορεί να διασκορπιστεί και να αναμειχθεί πλήρως με τον αέρα καύσης.

Για πολύ ταχύ ρυθμό εγχύσεως σχετικά με την καθυστέρηση ανάφλεξης τ_z , τότε κατά το στάδιο AB, θα έχει εισαχθεί πρακτικά όλη η ποσότητα του καυσίμου, και το στάδιο CD θα είναι ελάχιστο. Επομένως, η ικανότητα να ελεγχθεί η καύση, θα είναι ελάχιστη και η διάρκειά της αρκετά βραχύτερη αποκτώντας γνωρίσματα κρουστικής καύσης. Το φαινόμενο αυτό ευνοεί το βαθμό απόδοσης δυσχεραίνει όμως την ομαλή λειτουργία του κινητήρα και τα επίπεδα θορύβου.

Αντίθετα για πολύ βραδύ ρυθμό έγχυσης σχετικά με το τ_z έτσι ώστε ένα πολύ μικρό πρακτικά μέρος της συνολικής ποσότητας του καυσίμου να έχει εγχυθεί, τότε το μεγαλύτερο μέρος καίγεται ελεγχόμενα κατά το τρίτο στάδιο CD. Αποτέλεσμα είναι μια ομαλή και απαλλαγμένη από το θόρυβο λειτουργία, σε βάρος όμως του βαθμού απόδοσης. Αν μάλιστα η καύση συνεχιστεί για μεγάλο χρονικό διάστημα εμφανίζονται γνωρίσματα έρπουσας καύσεως. Τότε θα υπάρξει περαιτέρω μείωση του βαθμού απόδοσης αλλά και φαινόμενα υπερθέρμανσης της βαλβίδας εξαγωγής, ατέλεια καύσης, δημιουργία βλαβερών υπολειμμάτων κλπ.

3.6 Ρύθμιση ισχύος και σύστημα εγχύσεως σε Diesel

Στους κινητήρες Otto η καύση είναι ομογενούς μείγματος καυσίμου – αέρα και η φλόγα είναι τύπου προανάμειξης. Αντίθετα στους κινητήρες Diesel η φλόγα είναι τύπου διάχυσης, καθώς το καύσιμο εγχύεται προς το τέλος της διαδρομής συμπίεσης, και με αυτόν τον τρόπο η καύση είναι ενός ετερογενούς μείγματος καυσίμου αέρα.

Όπως ήδη έχει αναφερθεί η ρύθμιση ισχύος στον κινητήρα Diesel είναι ποιοτική. Δηλαδή η αυξομείωση του έργου (μέση πραγματική πίεση \bar{p}_e) και της ισχύος επιτυγχάνεται με μεταβολή της ποιότητας (δηλαδή το λ_a) του μείγματος. Για σταθερή ταχύτητα περιστροφής n η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα παραμένει πρακτικώς σταθερή, για όλα τα φορτία. Αυτό που μεταβάλλεται είναι η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου B^5 ανά κύκλο λειτουργίας. Δεν χρειάζεται να υπάρχει ορισμένη σχέση μαζών αέρα – καυσίμου για να υπάρξει διάδοση της φλόγας όπως στην περίπτωση των κινητήρων Otto. Εδώ υπάρχει αυτανάφλεξη του μείγματος σε όσες θέσεις βρίσκονται μέσα στα όρια αναφλεξιμότητας. Αυτό ωστόσο δεν σημαίνει ότι δεν υπάρχουν όρια στις αναλογίες αέρα – καυσίμου. Τα όρια για το μέγιστο φορτίο $\bar{p}_{e\max}$ τίθενται από την εμφάνιση απαράδεκτου μαύρου, πλέον του «ελαφρού», καπνού (άκαυστοι άνθρακες, αιθάλη) στην εξαγωγή. Η εμφάνιση της αιθάλης είναι αποτέλεσμα της φλόγας διάχυσης, και συγκεκριμένα του γεγονότος ότι η περίσσεια αέρα και ο χρόνος διάχυσης του καυσίμου στο θάλαμο δεν επαρκούν για την πλήρη ανάμειξη και καύση. Αποτέλεσμα οι υψηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσει το μέτωπο της φλόγας να μην προκαλούν τέλεια καύση στο υπόλοιπο μείγμα αλλά πυρόλυση και αφυδρογόνωση των υδρογονανθράκων και συνεπώς την εμφάνιση αιθάλης.

Στους μεγάλους κινητήρες είτε πρόκειται για κινητήρες που χρησιμοποιούνται στη ναυτιλία είτε σε εργοστάσια για ηλεκτροπαραγωγή, το μέγιστο φορτίο τίθεται συνήθως από τις μέγιστες θερμικές και μηχανικές καταπονήσεις που μπορεί να υποστεί ο κινητήρας. Αυτό γιατί στους μεγάλους κινητήρες, ο μεγάλος όγκος εμβολισμού αλλά και συνήθως η περιορισμένη ταχύτητα περιστροφής δρουν θετικά στη διάδοση και την εξάπλωση της φλόγας διάχυσης. Ωστόσο η πιθανότητα εμφάνισης αιθάλης, ιδιαίτερα σε υψηλά φορτία, παραμένει, θέτοντας έτσι ένα επιπρόσθετο όριο στο μέγιστο φορτίο του κινητήρα.

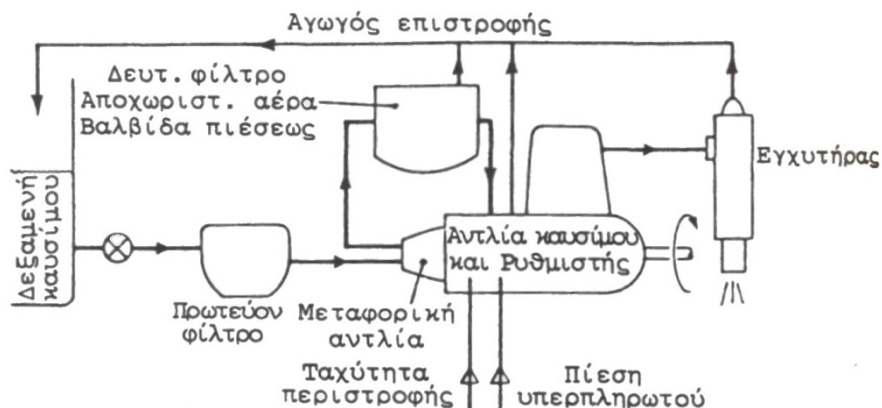
Στα αρχικά στάδια εξέλιξης του κινητήρα Diesel η έγχυση καυσίμου γινόταν με έγχυση αέρα. Τώρα πλέον αυτό το σύστημα έχει εγκαταλειφτεί πλήρως και έχει αντικατασταθεί από την άμεση μηχανική έγχυση, κατά την οποία το καύσιμο εγχύεται στον κύλινδρο υπό υψηλή μηχανική πίεση στην φυσική του υγρή κατάσταση. Η υψηλή πίεση είναι απαραίτητη για μια καλή ποιότητα εγχύσεως, και ένα καλό επίπεδο κινήσεως του αέρα μέσα στον κύλινδρο και επιτυγχάνεται με ακροφύσια πολλών οπών και μικρής διαμέτρου για να εξασφαλιστεί ο διαχωρισμός του σε μικρά σταγονίδια με συνέπεια την ταχεία ατμοποίηση και ανάμειξή του με τον περιβάλλοντα αέρα του κυλίνδρου. Σε αυτό συμβάλουν θετικά και οι έντονες κινήσεις του αέρα στον κύλινδρο.

Το σύστημα έγχυσης εκτός από την επίτευξη καλής ποιότητας εγχύσεως, έχει ως σκοπό και την ομοιόμορφη διανομή του καυσίμου στους διάφορους κυλίνδρους ανάλογα με το εκάστοτε φορτίο λειτουργίας. Επιπρόσθετα, ο σωστός χρονισμός της

⁵ Μια ορισμένη ποσότητα εγχυόμενου καυσίμου B αντιστοιχεί μονοσήμαντα σε ορισμένο \bar{p}_i (μέση ενδεικνύμενη πίεση) και M_s

έγχυσης, δηλαδή η χρονική στιγμή που πραγματοποιείται η έγχυση θα πρέπει να είναι συγκεκριμένη ή ακόμα και να μεταβάλλεται κυρίως όταν μεταβάλλεται η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Ταυτόχρονα θα πρέπει στην έναρξη και στο πέρας της έγχυσης οι μεταβολές να είναι απότομες έτσι ώστε η πίεση εγχύσεως να μπορεί να διατηρηθεί υψηλά και να αποφευχθούν οι δευτερογενείς εγχύσεις. Ιδιαίτερα κατά τη διάρκεια που κλείνει η βελόνη του εγχυτήρα.

Στο Σχήμα 3.5 φαίνεται ένα τυπικό σύστημα προσαγωγής του καυσίμου. Αποτελείται βασικά από την αντλία καυσίμου, τον εγχυτήρα, τον σωλήνα καταθλίψεως που συνδέει τα δύο προηγούμενα στοιχεία, και τον βοηθητικό εξοπλισμό.



Σχήμα 3.5 Τυπικό σύστημα προσαγωγής καυσίμου σε κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ)

Ο βοηθητικός εξοπλισμός περιλαμβάνει μια μεταφορική αντλία (χαμηλής πίεσεως 2 – 5 bar) η οποία τροφοδοτεί την κυρίως αντλία έγχυσης του καυσίμου (υψηλής πίεσεως). Η μεταφορική αντλία χρησιμεύει στην περίπτωση όπου υπάρχει μεγάλη διαφορά στάθμης ανάμεσα στην δεξαμενή τροφοδοσίας και την κυρίως αντλία. Επίσης περιλαμβάνεται και ένα πρωτεύον (χονδρό) φίλτρο πριν την μεταφορική αντλία και ένα δευτερεύον φίλτρο (λεπτότερο), μετά την μεταφορική αντλία. Για ασφάλεια της εγκατάστασης υπάρχει φυσικά μια ρυθμιστική βαλβίδα πίεσεως, για ανακούφιση του συστήματος σε περίπτωση υπερπίεσεως, καθώς και βαλβίδα αποχωρισμού του αέρα. Η ύπαρξη αέρα στο σύστημα δεν επιτρέπει τη σωστή δοσομέτρηση της απαιτούμενης ποσότητας του καυσίμου. Τέλος μέσω ενός αγωγού επιστροφής επιστρέφουν στη δεξαμενή τροφοδοσίας καυσίμου τυχόν απώλειες καυσίμου, λόγω στεγανότητας, από τους εγχυτήρες, την αντλία καταθλίψεως και το δευτερεύον φίλτρο.

3.7 Τύποι ναυτικών κινητήρων Diesel

Οι ναυτικοί κινητήρες μπορούν να καταταχθούν σε διάφορες κατηγορίες.

- 2-X (δίχρονοι) και 4-X (τετράχρονοι)
- Φυσικής αναπνοής (Naturally aspirated) ή υπερπληρωμένοι (Turbo charged). Σήμερα οι ναυτικοί κινητήρες είναι κατά βάση υπερπληρωμένοι λόγω των ευνοϊκών αποτελεσμάτων της υπερπλήρωσης. Η υπερπλήρωση γίνεται συνήθως στο, πλήρες φορτίο, με σύστημα στροβίλου – συμπιεστή.
- Ανάλογα με τον αριθμό των κυλίνδρων και τη διάταξη τους. Σε σειρά και κατακόρυφα τοποθετούνται οι κύλινδροι των βραδύστροφων (μέχρι και 12 κύλινδροι) και των μεσόστροφων (μέχρι 10 κύλινδροι). Σε διάταξη V τοποθετούνται οι κύλινδροι των μεσόστροφων και των ταχύστροφων κινητήρων (μέχρι 20 κύλινδροι). Υπάρχουν και διατάξεις που χρησιμοποιούνται σπανιότερα όπως αντιθέτων εμβόλων, ακτινωτές ή σε δέλτα με αντίθετα έμβολα (μεγάλη συγκέντρωση ισχύος).
- Ανάλογα με τον όγκο εμβολισμού ή τη διάμετρο και τη διατομή του εμβόλου
- Αν πρόκειται για μηχανή με βάκτρο και ζύγωμα – διωστήρα – στρόφαλο (συνήθως οι 2-X κινητήρες) ή μόνο με διωστήρα στρόφαλο (4-X κινητήρες).
- Σύμφωνα με την ταχύτητα περιστροφής που μετράται σε RPM, διακρίνονται τρεις τύπους ναυτικών κινητήρων

Βραδύστροφοι 60 – 200 RPM

Μεσόστροφοι 375 – 750 RPM

Ταχύστροφοι 1000 – 2500 RPM

Οι βραδύστροφοι κινητήρες είναι συνήθως 2-X με ζύγωμα και βάκτρο υπερπληρωμένοι και οι κύλινδροί τους είναι διατεταγμένοι κατακόρυφα στη σειρά. Η διάμετρος του κυλίνδρου κυμαίνεται από 350 έως 900 mm και η διαδρομή του εμβόλου από 1050 έως και 2900 mm. Καθώς αυξάνει το μέγεθος του κινητήρα αντίστοιχα μειώνονται και οι στροφές. Η ισχύς ανά κύλινδρο κυμαίνεται μεταξύ 500 και 5000 PS και η ειδική μάζα τους από 18 – 35 kg/ PS. Οι κυριότεροι κατασκευαστές είναι Burmeister & Wain, Sulzer, Mitsubishi και GMT και πολλοί άλλοι.

Οι μεσόστροφοι κινητήρες είναι συνήθως 4-X, με εξαίρεση 2 – 3 τύπων, με διωστήρα στρόφαλο, υπερπληρωμένοι και οι κύλινδροί τους είναι διατεταγμένοι κατακόρυφα στη σειρά μέχρι 10 ή τις περισσότερες φορές, σε διάταξη V μέχρι 20. Η διάμετρος του κυλίνδρου κυμαίνεται από 280 – 620 mm και η διαδρομή από 320 – 660 mm. Ο λόγος διαδρομής / διαμέτρου, s / D , είναι λίγο μεγαλύτερος ή ίσος προς τη μονάδα (τετράγωνοι κινητήρες). Ομοίως και εδώ οι στροφές είναι μεγαλύτερες στους μικρότερους κινητήρες. Η ισχύς εδώ κυμαίνεται μεταξύ 300 PS και 1800 PS και η ειδική μάζα μεταξύ 7 – 17 kg/ PS, χωρίς να λαμβάνεται υπόψη ο κατάλληλος

μειωτήρας. Οι κυριότεροι κατασκευαστές είναι M.A.N, Mak, S.E.M.T, Pielstick, Wartsila, Stork – Werkspoor, G.M.T και Hanshin και οι διάφοροι licensees τους.

Οι ταχύστροφοι ναυτικοί κινητήρες Diesel είναι επί το πλείστον 4-X μόνο με διωστήρα – στρόφαλο και υπερπληρωμένοι εφόσον η ισχύς τους είναι μεγαλύτεροι από 100 – 200 PS. Μικροί κινητήρες που χρησιμοποιούνται σε πλοιάρια ή για την κίνηση γεννητριών ή αντλιών ανάγκης σε περίπτωση πυρκαγιάς, είναι δυνατόν να μην είναι υπερπληρωμένοι. Υπάρχει μεγάλη ποικιλία διαστάσεων, στροφών και κατασκευαστών. Στα πλοία οι ταχύστροφοι κινητήρες βρίσκουν κυρίως εφαρμογή στην κίνηση των γεννητριών. Σε μικρότερα όμως σκάφη χρησιμοποιούνται και ως κύριες μηχανές προώσεως. Η μέγιστη ισχύς που μπορούν να φθάσουν είναι 4000 PS περίπου ανά μηχανή ενώ η ειδική μάζα του είναι 4 – 7 kg/ PS.

Στα μικρά σκάφη βρίσκει εφαρμογή ο ταχύστροφος κινητήρας (τύπου αυτοκινήτου ή γενικότερα έλξεως), σε συνδυασμό με τυποποιημένους μειωτήρες με λόγο μέχρι 6 : 1 , ενσωματωμένους στον κινητήρα τις περισσότερες φορές, που έχουν και τη δυνατότητα αναστροφής διότι ο κινητήρας δεν αναστρέφει τη φορά περιστροφής του συνήθως. Στα μικρά σκάφη αναψυχής ωστόσο, με πολύ μικρό συντελεστή λειτουργίας χρησιμοποιείται ο βενζινοκινητήρας που έχει πολύ μικρότερο αρχικό κόστος. Υπάρχουν και ταχύπλοα σκάφη ωστόσο, μικρά σε μέγεθος, όπου ο ταχύστροφος, αναστρεφόμενος κινητήρας βρίσκει επίσης εφαρμογή. Στα πολεμικά πλοία του τύπου αυτού τον ανταγωνίζεται ο αεριοστρόβιλος.

Σε ρυμουλκά, μεγαλύτερα αλιευτικά, ποταμόπλοια και μεσαίου μεγέθους εμπορικά, με απαιτήσεις μεγάλης σχετικά ισχύος, χρησιμοποιείται αποκλειστικά ο μεσόστροφος κινητήρας Diesel. Σήμερα ο μεσόστροφος κινητήρας χρησιμοποιείται και σε μεγάλα εμπορικά όπου υπάρχουν απαιτήσεις για χαμηλά ή γενικά μικρά μηχανοστάσια, σε διατάξεις δύο, τριών ή τεσσάρων ακόμα κινητήρων, που κινούν μια ή περισσότερες έλικες μέσω μειωτήρων. Η ισχύς κάθε κινητήρα μπορεί να φθάνει μέχρι και 15000 PS στις πολλαπλές διατάξεις. Σε σύγκριση με το βραδύστροφο κινητήρα η λύση των μεσόστροφων έχει μικρότερο βάρος και αρχικό κόστος αλλά λίγο μεγαλύτερη ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Τέλος στα μεγάλα πλοία μέσης ταχύτητας, ο βραδύστροφος κινητήρας που κινεί κατευθείαν τον ελικοφόρο άξονα, χωρίς μειωτήρα, και καίει καύσιμο λεβήτων, είναι ανώτερος από οποιαδήποτε άλλη μηχανή προώσεως και έχει επικρατήσει σε ισχύς περίπου από 10000 μέχρι και 30000 PS. Πάνω από αυτή, το βάρος του και το κόστος του είναι πλέον τόσο μεγάλα, που θα πρέπει να εξεταστεί η πιθανότητα να είναι πιο οικονομική η πρόωση με ατμοστρόβιλο.

Ενώ για μικρά σκάφη η επιλογή του ταχύστροφου κινητήρα είναι μονόδρομος, η περιοχή μεταξύ βραδύστροφου και μεσόστροφου κινητήρα για ισχύς από 6000 έως 16000 PS είναι αρκετά αμφισβητούμενη. Για να γίνει σωστή η επιλογή, θα πρέπει μελετηθούν ορισμένα σημεία

Το καύσιμο είναι ένας βασικός παράγοντας για την επιλογή αυτή. Ενώ η διαφορά του βαθμού απόδοσης των δύο κινητήρων δεν είναι μεγάλη, η τιμή ωστόσο του καυσίμου ενός μεσόστροφου κινητήρα μπορεί να είναι και 50% μεγαλύτερη από αυτή ενός βραδύστροφου. Οι μεγαλύτεροι σήμερα μεσόστροφοι κινητήρες καίνε μέσο πετρέλαιο που είναι 5% περίπου ακριβότερο από το βαρύ πετρέλαιο που καίνε οι βραδύστροφοι κινητήρες και οι λέβητες. Στην πράξη πάντως, και στις δύο κατηγορίες κινητήρων, για να μειωθεί η μεγάλη φθορά χρησιμοποιούνται ελαφρύτερα πετρέλαια με συνέπεια να αυξάνεται η διαφορά υπέρ του βραδύστροφου. Τυπικές τιμές της ειδικής κατανάλωσης, βασισμένες σε κατώτερη θερμογόνο δύναμη $H_u = 41800\text{KJ} / \text{kg}$ είναι:

Βραδύστροφοι $b_e = 120 - 140 \text{ g/ PSh}$ ή $163 - 190 \text{ g/ KWh}$

Μεσόστροφοι $b_e = 130 - 147 \text{ g/ PSh}$ ή $177 - 200 \text{ g/ KWh}$

Ο βραδύστροφος κινητήρας πλεονεκτεί επίσης και στην κατανάλωση κυλινδρέλαιου καθώς σε αυτόν αντιστοιχεί περίπου $0,6 \text{ g/ PSh}$ ενώ στον μεσόστροφο $1,0 \text{ g/ PSh}$, που είναι μια σημαντική διαφορά υπέρ του βραδύστροφου κινητήρα.

Η μάζα αποτελεί ένα τομέα στον οποίο πλεονεκτεί καθαρά ο μεσόστροφος κινητήρας. Οι τιμές ειδικής μάζας που αναφέρθηκαν είναι σχεδόν διπλάσιες στο βραδύστροφο σε σχέση με το μεσόστροφο. Πρέπει ωστόσο εκτός από το βάρος της κύριας μηχανής να ληφθεί υπόψη και το βάρος των παρελκόμενων, που είναι περίπου το ίδιο και στις δύο περιπτώσεις με λίγο περισσότερο στην περίπτωση του μεσόστροφου, λόγω ύπαρξης του μειωτήρα. Για παράδειγμα, σε μία εγκατάσταση πρόωσης ισχύος 16000PS τα βάρη των παρελκόμενων ήταν

Βραδύστροφος 300 t

Μεσόστροφος 340 t

Ο χώρος είναι επίσης τομέας που πλεονεκτεί ο μεσόστροφος κινητήρας. Μπορεί τα δύο είδη κινητήρων, να έχουν το ίδιο μήκος και πλάτος, το ύψος όμως του μεσόστροφου είναι αισθητά μικρότερο με αποτέλεσμα να απαιτείται μικρότερο μηχανοστάσιο για την τοποθέτησή του.

Η πραγματική ισχύς ρυμουλκήσεως ή πραγματική ισχύς προώσεως είναι το γινόμενο της αντίστασης του πλοίου και της ταχύτητάς του.

$$P_E = R \cdot V_S \quad (3.11)$$

όπου R είναι η αντίσταση του πλοίου και V_S είναι η ταχύτητα του. Επίσης, η πραγματική ισχύς προώσεως, προκύπτει και ως γινόμενο της ισχύος στον άξονα της μηχανής P_S και ενός βαθμού απόδοσης προώσεως n_P .

$$P_E = P_S \cdot n_P \quad (3.12)$$

Θεωρητικά ο β.α προώσεως μεταβάλλεται συναρτήσει των στροφών και επομένως από τη σχέση (3.12) υπολογίζονται τα ζεύγη τιμών P_E και P_S για σταθερές στροφές της έλικας κάθε φορά. Θα υπάρχει επομένως μια τιμή στροφών της έλικας όπου ο βαθμός απόδοσης προώσεως, θα μεγιστοποιείται. Συνήθως αυτές οι στροφές κυμαίνονται μεταξύ 70 και 80 RPM. Αν σε μια τέτοια περίπτωση χρησιμοποιηθεί βραδύστροφος κινητήρας, με ονομαστικές στροφές π.χ 117 RPM, τότε ο n_P μειώνεται κατά 5%. Αντίθετα αν χρησιμοποιηθεί μεσόστροφος κινητήρας με κατάλληλο μειωτήρα, η έλικα θα περιστραφεί στις βέλτιστες στροφές ενώ θα προκύψει και μείωση κατά 1% της απαιτούμενης ισχύος προώσεως λόγω του ότι το σκάφος θα είναι μικρότερο και ο κινητήρας ελαφρύτερος. Από την άλλη μεριά όμως ο μειωτήρας απορροφά ισχύ (απώλειες) περίπου 2% της ισχύος στον άξονα P_S . Τα τελευταία χρόνια οι μεγάλοι κατασκευαστές 2-X κινητήρων έχουν αναπτύξει νέους τύπους κινητήρων με σημαντικά αυξημένη διαδρομή εμβόλου ($s / D \cong 3$) και αντίστοιχα μειωμένη περιστροφική ταχύτητα ακόμα μέχρι και 70 RPM. Ο λόγος είναι η αντιστοικονομική λειτουργία ενός βραδύστροφου κινητήρα σε 70 RPM που θα αποδίδει

παράλληλα την απαιτούμενη ισχύ. Οι εξελεγμένοι αυτοί κινητήρες πετυχαίνουν χαμηλή ταχύτητα περιστροφής, κοντά στη βέλτιστη της έλικας και περιορίζεται έτσι η μείωση του β.α προώσεως.

Όσον αφορά τη συντήρηση και την αξιοπιστία ο βραδύστροφος κινητήρας υπερτερεί σε σχέση με τον μεσόστροφο. Ο τελευταίος έχει περισσότερους κυλίνδρους και βαλβίδες, μειωτήρα στροφών, ίσως και συμπλέκτη και γενικά περισσότερες πιθανές αιτίες ανωμαλίας. Άρα χρειάζεται περισσότερο χρόνο για συντήρηση από το βραδύστροφο πράγμα που μεταφράζεται σε υψηλότερο κόστος λειτουργίας.

Το αρχικό κόστος είναι και αυτό μια σημαντική παράμετρος που πρέπει να ληφθεί υπόψη. Η τιμές των υλικών και των εξαρτημάτων μεταβάλλονται συνεχώς και γι' αυτό το λόγο απαιτείται λεπτομερείς σύγκριση και μελέτη κάθε φορά. Γενικά για μεσαίες ισχύς, ο μεσόστροφος κινητήρας είναι φθηνότερος κατά 5 – 10%. Η διαφορά αυτή μειώνεται καθώς αυξάνει η απαιτούμενη παραγωγή ισχύος.

Η επιλογή μεταξύ δίχρονου ή τετράχρονου κινητήρα είναι καθορισμένη καθώς κατά βάση οι βραδύστροφοι κινητήρες είναι δίχρονοι και οι μεσόστροφοι τετράχρονοι με πολύ λίγες εξαιρέσεις. Γενικά όμως ο 2-X κινητήρας έχει μεγαλύτερη κατανάλωση αέρα κατά την απόπλυση, ενώ ο 4-X έχει καλύτερα χαρακτηριστικά επιταχύνσεως και γενικά αλλαγής φορτίου διότι είναι ελαφρότερος και πολύ λιγότερα ευαίσθητος στη λειτουργία του υπερπληρωτή. Ανάμεσα σε δύο ίδιους κινητήρες, οι στροφές των 2-X είναι χαμηλότερες (μικρότερη μέση ταχύτητα του εμβόλου) και έτσι το κόστος του αντίστοιχου μειωτήρα είναι μικρότερο.

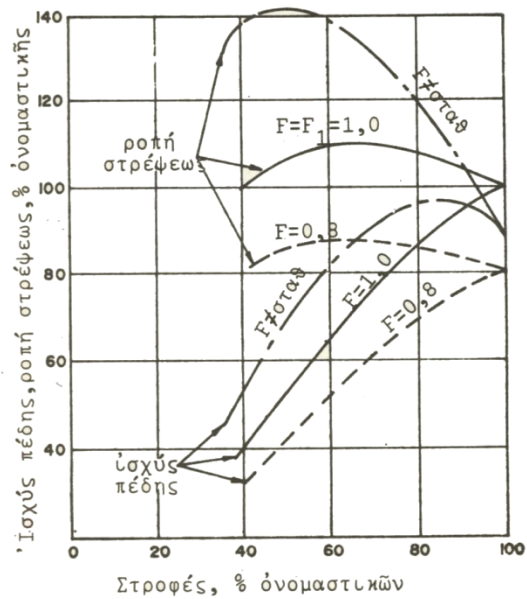
3.8 Χαρακτηριστικές λειτουργίες κινητήρα Diesel

Σε έναν ιδανικό κινητήρα Diesel η ροπή στρέψεως " M_{dD} " είναι ανάλογη της μέσης πραγματικής πίεσης " p_e " και ανεξάρτητη των στροφών. Ισχύει δηλαδή

$$M_{dD} = \text{σταθερή για } p_e = \text{σταθερή} \quad (3.13)$$

Η μέση πραγματική πίεση του κινητήρα ωστόσο εξαρτάται κυρίως από την ποσότητα του καυσίμου που εγχύεται σε κάθε κύλινδρο ανά εμβολισμό και μπορεί να ρυθμιστεί αυτόματα από το ρυθμιστή στροφών ή και χειροκίνητα. Πέρα όμως από την ποσότητα του καυσίμου, η μέση πραγματική πίεση μπορεί να επηρεαστεί αρνητικά στις χαμηλές στροφές του κινητήρα από το χαμηλό βαθμό απόδοσης αλλά και στις υψηλές στροφές από το μικρό μηχανικό βαθμό απόδοσης.

Αν θεωρηθεί ως παράμετρος το ποσοστό καυσίμου που εγχύεται σε κάθε κύλινδρο ανά εμβολισμό F , τότε η χαρακτηριστική στροφών του κινητήρα θα έχει τη μορφή που φαίνεται στο Σχήμα 3.6



Σχήμα 3.6 Χαρακτηριστικές ροπής στρέψεως και ισχύος πραγματικού κινητήρα Diesel συναρτήσει της ποσότητας του εγχυόμενου καυσίμου. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)

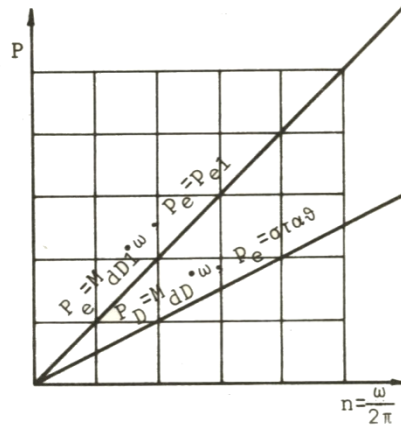
Θεωρώντας την ποσότητα του καυσίμου σταθερή σε κάθε κύκλο, δηλαδή θεωρώντας την μέση πραγματική πίεση σταθερή και άρα τη ροπή στρέψεως σταθερή, μπορεί να κατασκευαστεί το διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα Diesel. Συμβολίζοντας με P_D την ισχύ του κινητήρα, τότε ως γνωστόν

$$P_D = M_{dB} \cdot \omega = M_{dB} \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (3.14)$$

όπου από τη σχέση (3.13) η (3.14) γίνεται

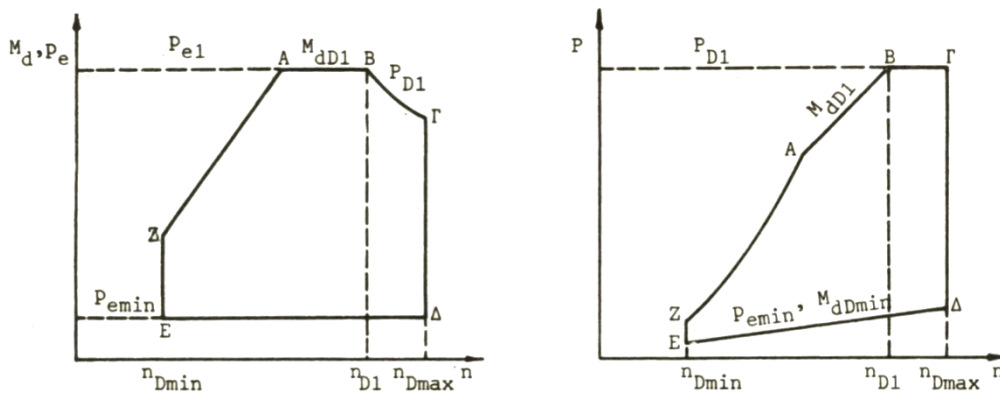
$$P_D = C \cdot n \quad (3.15)$$

πρόκειται δηλαδή για πολυωνμική εξίσωση 1^{ου} βαθμού η γραφική παράσταση της οποίας φαίνεται στο παρακάτω Σχήμα 3.7.



Σχήμα 3.7 Χαρακτηριστικές ισχύος – στροφών κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)

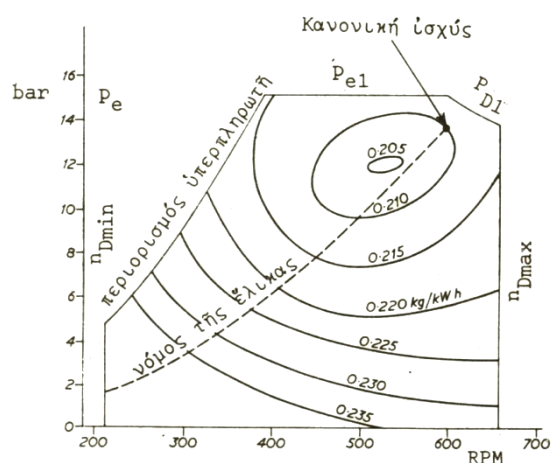
Παρατηρώντας το Σχήμα 3.7 παρατηρείται ότι κάθε καμπύλη της χαρακτηριστικής του κινητήρα είναι ευθεία και διέρχεται από την αρχή των αξόνων. Ο συντελεστής C της εξίσωσης (3.15) καθορίζεται από την εκάστοτε καμπύλη, ο οποίος με τη σειρά του εξαρτάται από τη ροπή στρέψεως του κινητήρα και τη μέση πραγματική πίεση p_e .



Σχήμα 3.8 Ροπή στρέψεως και ισχύς σε πραγματικό κινητήρα Diesel. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)

Σε ένα πραγματικό κινητήρα, οι συναρτήσεις ροπής στρέψεως M_{dD} και ισχύος P_D δεν ισχύουν σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Στο Σχήμα 3.8 παρατηρείται μεταβολή της ροπής M_{dD} συναρτήσεως των στροφών, για ένα πραγματικό κινητήρα. Η μέγιστη ροπή αναπαριστάται από μια ευθεία παράλληλη στο άξονα των στροφών M_{dD1} που ξεκινάει από το σημείο A και καταλήγει στο σημείο B, το οποίο με τη σειρά του αντιστοιχεί στις ονομαστικές στροφές του κινητήρα n_{D1} . Από το σημείο B έως το σημείο Γ η ροπή στρέψεως ακολουθεί φθίνουσα πορεία ενώ αντίθετα η ισχύς διατηρείται σταθερή και λαμβάνει τη μέγιστη τιμή της P_{D1} . Στο διάστημα στροφών B

με Γ ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει για απεριόριστο χρόνο. Οι μέγιστες στροφές n_{Dmax} στις οποίες επιτρέπεται να λειτουργήσει ο κινητήρας αναπαρίστανται από την ευθεία $\Gamma - \Delta$. Η ευθεία $\Delta - E$ αντιστοιχεί στην ελάχιστη μέση πραγματική πίεση στην οποία πρέπει να λειτουργεί ασφαλώς ο κινητήρας. Κάτω από αυτήν την πίεση δημιουργούνται προβλήματα επικαθήσεων και διαβρώσεων που οφείλονται στις πολύ χαμηλές θερμοκρασίες που αναπτύσσονται μέσα στον κύλινδρο. Αντίστοιχα με τις μέγιστες στροφές λειτουργίας του κινητήρα υπάρχουν και οι ελάχιστες n_{Dmin} κάτω από τις οποίες δεν είναι δυνατή πλέον η αυτανάφλεξη στον κινητήρα. Οι ελάχιστες στροφές αναπαρίστανται από την ευθεία $E - Z$. Τέλος στο τμήμα $Z - A$ η λειτουργία του κινητήρα περιορίζεται από τον υπερπληρωτή. Σε αυτήν την περιοχή, οι στροφές είναι αρκετά χαμηλές, και σε περίπτωση απαίτησης ισχύος μεγαλύτερης από αυτής που καθορίζει το τμήμα $Z - E$ αντιστροφή της ροής του αέρα του υπερπληρωτή. Συγκεκριμένα, λόγω της μικρής σχετικά ταχύτητας του αέρα αλλά και τη αποκολλήσεως που συμβαίνει στο συμπιεστή.



Σχήμα 3.9 Πεδίο λειτουργίας ναυτικού κινητήρα Diesel και ο νόμος της έλικας. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)

Ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει για απεριόριστο χρονικό διάστημα στο πεδίο λειτουργίας που αναφέρθηκε. Αν χρειαστεί παραπάνω ισχύ από την P_{DBI} υπάρχει συνήθως η δυνατότητα λειτουργίας για μια ώρα σε ισχύ μεγαλύτερη από την P_{DBI} κατά 10% και σε στροφές κατά 3,2% μεγαλύτερες της n_{Dmax} . Ενώ η αντίστοιχη αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης είναι 6,6% της p_{eAB} που είναι η μέση πραγματική πίεση που αντιστοιχεί στο τμήμα λειτουργίας που παρατηρείται η μέγιστη ροπή στρέψεως. Οι τιμές αυτές είναι τυπικές για ένα κινητήρα Diesel. Σε συγκεκριμένες περιπτώσεις ωστόσο, θα πρέπει να λαμβάνονται υπόψη τα στοιχεία που δίνει ο εκάστοτε κατασκευαστής.

Στο Σχήμα 3.9 ισχύος – στροφών αναπαρίσταται ένα ακόμα σημαντικό μέγεθος, οι ισοϋψείς της ειδικής κατανάλωσης. Οι καμπύλες αυτές είναι ιδιαίτερα χρήσιμες από οικονομικής άποψης. Είναι ελλείψεις που περιβάλλουν η μία την άλλη και στο κέντρο βρίσκεται αυτή που έχει τη μικρότερη ειδική κατανάλωση. Οι βραδύστροφοι κινητήρες, που κινούν απευθείας την έλικα του πλοίου αντιστοιχούν στο 75% με 85%

της μέγιστης συνεχούς ισχύος αυτού, με στροφές που αντιστοιχούν στο νόμο της έλικας, την κυβική δηλαδή παραβολή που περνάει από το σημείο n_{D1} P_{D1} . Πληροφορίες για την ειδική κατανάλωση δίνονται με τη μορφή μιας καμπύλης ειδικής κατανάλωσης συναρτήσεως της ισχύος. Αυτό είναι ιδιαίτερα χρήσιμο καθώς υπάρχουν εφαρμογές στις οποίες να μην απαιτείται υψηλή ισχύς αλλά το σημείο στο οποίο λειτουργεί ο κινητήρας στο μεγαλύτερο χρονικό διάστημα απαιτεί πολύ λιγότερη. Σε μια τέτοια περίπτωση θα επιλεγεί κινητήρας ο οποίος παρουσιάζει ελάχιστο, στο διάγραμμα ειδικής κατανάλωσης – ισχύος, στο σημείο που ο κινητήρας λειτουργεί το μεγαλύτερο χρονικό διάστημα. Για παράδειγμα τα πολεμικά πλοία πλέον με μικρή ταχύτητα και σπάνια θα απαιτήσουν μεγάλη ισχύ. Χρειάζονται επομένως έναν κινητήρα που θα λειτουργεί με χαμηλή ειδική κατανάλωση σε χαμηλά φορτία αλλά όποτε χρειαστεί να μπορεί να ανταπεξέλθει στις υψηλές απαιτήσεις ισχύος που πιθανόν να εμφανιστούν.

3.9 Μέγιστη ισχύς ενός κινητήρα Diesel

Όλες οι μηχανές εσωτερικής καύσης έχουν μια μέγιστη τιμή ισχύος που μπορούν να αποδώσουν. Η μέγιστη αυτή ισχύς οριοθετείται από τις εξής παραμέτρους:

- Την μέγιστη ποσότητα καυσίμου που μπορεί να εγχυθεί και να καεί στο θάλαμο καύσης αποδοτικά, πλήρως και στο πιο σύντομο χρονικό διάστημα κατά την ενεργή διαδρομή του εμβόλου.
- Τις τάσεις και τις αντοχές των επιμέρους τμημάτων της μηχανής και γενικά τις μηχανικές και θερμικές συνθήκες που επικρατούν έτσι ώστε να μην ξεπερνιούνται κρίσιμα για την ασφαλή λειτουργία της μηχανής κριτήρια.
- Την μέγιστη ταχύτητα περιστροφής, όταν αυτή πλέον δεν μπορεί να αυξηθεί άλλο.

Σε δύο κινητήρες με τον ίδιο όγκο εμβολισμού V_h μπορεί η εγχυόμενη ποσότητα καυσίμου να είναι διαφορετική. Είτε γιατί στον έναν η απόπλυση είναι περισσότερο αποδοτική, είτε γιατί υπάρχει η δυνατότητα λειτουργίας σε μεγαλύτερη μέση πραγματική πίεση μέσω υπερπλήρωσης, είτε γιατί ο θάλαμος καύσης είναι καλύτερα σχεδιασμένος και υπάρχει καλύτερο σύστημα έγχυσης. Υψηλότερη ποσότητα καυσίμου θα μπορούσε να επιτευχθεί και λόγω του ότι χρησιμοποιούνται καλύτερα υλικά στην κατασκευή του κινητήρα τα οποία μπορούν να ανταπεξέλθουν περισσότερο στις μηχανικές και θερμικές καταπονήσεις αλλά και στα αποδοτικότερα συστήματα ψύξης τα οποία μπορεί να έχουν χρησιμοποιηθεί τα οποία μειώνουν τις μέγιστες θερμοκρασίες λειτουργίας του κινητήρα.

Η ταχύτητα του εμβόλου περιορίζεται από τη μηχανική αντοχή του κινητήρα, την ταχύτητα της καύσης, και την ικανότητα απόπλυσης. Όσον αφορά την καύση είναι δυνατόν πολλές φορές να αυξηθεί η ταχύτητα του κινητήρα, αν παράλληλα μειωθεί η μέση πραγματική πίεση. Αυτή η ιδιότητα είναι πολύ σημαντική για κάποιες μηχανές οι οποίες πρέπει να μπορούν να λειτουργούν σε συγκεκριμένη ταχύτητα περιστροφής.

Για κάθε τύπο μηχανής υπάρχει έτσι ένα όριο λειτουργίας το οποίο δεν θα πρέπει να ξεπεραστεί. Το όριο αυτό είναι πολύ δύσκολο να προσδιοριστεί και μάλιστα ανάλογα με το επίπεδο εξέλιξης της μηχανής πρέπει η μηχανή να υπόκειται σε ελέγχους αντοχής και κόπωσης έτσι ώστε να προσδιορίζονται στον καλύτερο και

περισσότερο αξιόπιστο βαθμό τα όρια αυτά. Διαφορετικά σε περίπτωση που το φορτίο της μηχανής ανέλθει σε υψηλά επίπεδα, το ποσό καυσίμου που θα εγχύεται στον κύλινδρο θα είναι τόσο μεγάλο που θα αναγκάζει την καύση να παρατείνεται και στη φάση εξόδου των καυσαερίων. Αυτό θα έχει σα συνέπεια, πέρα από τη μείωση του βαθμού απόδοσης, την επικίνδυνη αύξηση της θερμοκρασίας των επιμέρους τμημάτων της μηχανής.

Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων είναι και αυτή μια παράμετρος που περιορίζει τη μέγιστη ισχύ της μηχανής. Παρατηρώντας ένα γράφημα, μέσης ενδεικνύμενης πίεσης και θερμοκρασίας καυσαερίων μπορεί να υπολογισθεί το σημείο οικονομικής λειτουργίας καθώς και το σημείο ασφαλούς λειτουργίας. Σύμφωνα με το γράφημα αυτό η θερμοκρασία των καυσαερίων αρχικά φαίνεται ότι είναι ανεξάρτητη από την μέση ενδεικνύμενη πίεση αφού διατηρείται σχεδόν σταθερή καθώς αυξάνει η τελευταία. Το σημείο οικονομικής λειτουργίας είναι εκείνη η πίεση λειτουργίας στην οποία η καμπύλη της θερμοκρασίας αρχίζει να αυξάνει. Η ασφαλής λειτουργία του κινητήρα επιτυγχάνεται την ίδια χρονική στιγμή καθώς οι κατασκευαστές επιδιώκουν ο κινητήρας που σχεδιάζουν να μπορεί να ανταπεξέλθει πλήρως και σε συνεχόμενη λειτουργία στο συγκεκριμένο φορτίο.

Η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων δεν είναι αυτή που περιορίζει ωστόσο την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα. Η θερμοκρασία εξόδου είναι συνυφασμένη με την μέση ενδεικνύμενη πίεση και άρα με τη ροπή του κινητήρα, και ουσιαστικά είναι περιοριστικός παράγων αυτής όχι της ισχύος.

3.10 Νόμος της έλικας

Οι κατασκευαστές κινητήρων έχουν την ελευθερία να επιλέξουν την μέση πίεση λειτουργίας και τις στροφές του κινητήρα όπως επιθυμούν αρκεί να βρίσκονται μέσα στα πρακτικά και πειραματικά όρια που ορίζουν τον εκάστοτε κινητήρα. Οι ανάγκες πρόωσης του πλοίου είναι αυτές που καθορίζουν την απαιτούμενη ισχύ, και αφού καθοριστεί η ισχύς και οι στροφές του κινητήρα τότε ορίζεται μια συγκεκριμένη έλικα για το συγκεκριμένο κινητήρα με τις συγκεκριμένες ρυθμίσεις. Το ταίριασμα κινητήρα και έλικας αναγκάζει πλέον τον κινητήρα να λειτουργεί σύμφωνα με το νόμο της έλικας. Εάν συμβολιστεί με V η ταχύτητα του πλοίου και με R η αντίσταση του πλοίου τότε:

Η ισχύς του κινητήρα θα είναι :

- Ανάλογη του V^3
- Ανάλογη του R^3

Ενώ η μέση πίεση και η ροπή του κινητήρα θα είναι :

- Ανάλογη του R^2

Αν η έλικα δεν ολίσθαινε καθόλου, δηλαδή το νερό μέσα στο οποίο «βιδώνεται» δεν υποχωρούσε επιταχυνόμενο προς τα πίσω, η έλικα θα προχωρούσε μπροστά με ταχύτητα $p \times n$ όπου p είναι το βήμα της έλικας και n ο ρυθμός περιστροφής της. Αυτό μπορεί να γίνει αντιληπτό στην περίπτωση ενός τιρμπουσόν, το οποίο κοχλιώνεται σε ένα φελλό. Επειδή και ο φελλός και το τιρμπουσόν είναι στερεά σώματα, δεν υπάρχει ολίσθηση, και το τιρμπουσόν εισχωρεί στο φελλό με ταχύτητα $p \times n$. Επειδή όμως το νερό είναι ρευστό, υποχωρεί και η πραγματική ταχύτητα της έλικας μειώνεται και γίνεται ίση με την ταχύτητα του πλοίου V_s . Άρα η φαινόμενη ολίσθηση μπορεί να εκφραστεί ως $p \times n - V_s$. Συνεπώς ορίζεται ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης ως

$$S_A = \frac{p \times n - V_S}{p \times n} = 1 - \frac{V_S}{p \times n} \quad (3.16)$$

Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης S_A μπορεί να υπολογιστεί και δίνει μια αποτύπωση των φορτίων που ασκούνται στην έλικα κάτω από τις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Ο φαινόμενος λόγος ολίσθησης μπορεί να αυξηθεί σε περίπτωση που το σκάφος πλέει αντίθετα με τον άνεμο ή με τα κύματα, όταν το σκάφος πλέει σε ρηγά νερά, όταν η γάστρα είναι ρυπασμένη και όταν το σκάφος επιταχύνει.

Ο πραγματικός λόγος ολίσθησης S_R θα είναι μεγαλύτερος από το φαινόμενο καθώς η πραγματική ταχύτητα προχώρησης της έλικας V_A θα είναι μικρότερη από την ταχύτητα του πλοίου V_S , λόγω της ύπαρξης του πεδίου ομόρου που δημιουργεί η γάστρα του πλοίου. Η ταχύτητα του ομόρου δημιουργείται λόγω της ζώνης τριβής που δημιουργεί η επιφάνεια της γάστρας και το πάχος της είναι σχεδόν ανάλογο του μήκους του πλοίου. Αυτό σημαίνει ότι λόγω του φαινομένου της ολίσθησης, μειώνεται ο βαθμός απόδοσης της έλικας και η έλικα πρέπει να απορροφήσει ακόμα μεγαλύτερη ισχύ για να υπερνικήσει την τριβή της γάστρας.

$$S_R = 1 - \frac{V_S}{p \times n} = 1 - \frac{V_A \times (1 - w)}{p \times n} \quad (3.17)$$

Η αντίσταση R του πλοίου είναι εν γένει ανάλογη με το τετράγωνο της ταχύτητας του πλοίου V . Δηλαδή

$$R = c \cdot V^2 \quad (3.18)$$

Σύμφωνα όμως με την εξίσωση (3.11) προκύπτει ότι η απαιτούμενη ισχύς θα είναι ανάλογη με την τρίτη δύναμη της ταχύτητας V . Θα είναι δηλαδή

$$P = R \cdot V = c \cdot V^3 \quad (3.19)$$

Η εξίσωση (3.19) εκφράζει το νόμο της έλικας. Ο νόμος αυτός επιβεβαιώθηκε και πειραματικά για δεδομένη κατάσταση καιρού. Στην πράξη ωστόσο πιθανή ρύπανση της γάστρας αλλά και άσχημες καιρικές συνθήκες έχουν ως αποτέλεσμα το πλοίο να εμφανίζει μεγαλύτερη αντίσταση πρόωσης και ο νόμος της έλικας μεταβάλλεται εμφανίζοντας εκθέτη μεγαλύτερο του τρία. Στις περιπτώσεις αυτές υπάρχει υψηλότερη φόρτιση της έλικας. Δηλαδή για την ίδια ισχύ στην έλικα, ο ρυθμός περιστροφής είναι χαμηλότερος. Για παράδειγμα για πλοία υψηλών ταχυτήτων η ισχύς είναι ανάλογη του $V^{4.5}$ ενώ για πλοία χαμηλής ταχύτητας όπως δεξαμενόπλοια, η ισχύς είναι ανάλογη του $V^{3.5}$.

4ο Κεφάλαιο

Υπερπλήρωση σε Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ

4.1 Εισαγωγή

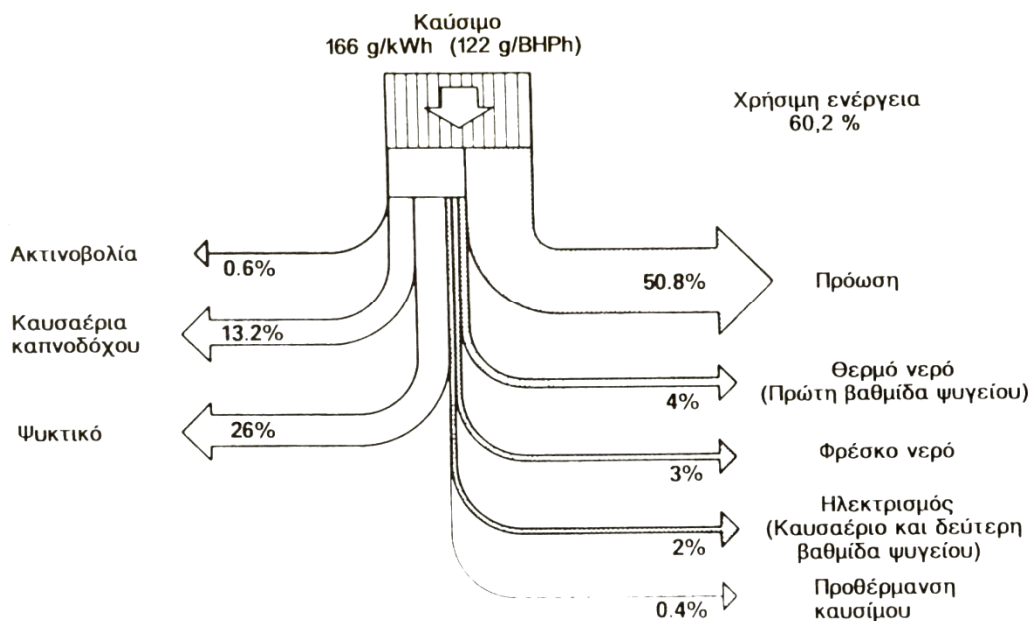
Η πρόοδος της τεχνολογίας, η ολοένα και περισσότερες απαιτήσεις από τις μεταφορές και τη βιομηχανία αλλά οι νέοι περιβαλλοντικοί κανόνες αυξάνουν τις απαιτήσεις των κινητήρων. Σήμερα οι κινητήρες πρέπει να έχουν μεγάλη συγκέντρωση ισχύος, χαμηλή κατανάλωση καυσίμου και μέγιστη αξιοπιστία με ελάχιστο κόστος κτήσεως και λειτουργίας. Παρόλο που όλα αυτά δεν μπορούν να επιτευχθούν πάντα, γίνεται προσπάθεια να προσεγγιστούν. Το παρόν κεφάλαιο αναφέρεται στην υπερπλήρωση, μια μέθοδο που αποσκοπεί στην αύξηση της συγκέντρωσης ισχύος του κινητήρα και πλέον μπορεί να ειπωθεί ότι εφαρμόζεται σχεδόν σε όλους τους κινητήρες Diesel.

Η αύξηση της ισχύος ενός κινητήρα μπορεί να επιτευχθεί με διάφορους τρόπους. Αρχικά θα μπορούσε να γίνει αύξηση του ενεργειακού περιεχομένου του καυσίμου. Ωστόσο η χρήση καυσίμων υψηλής ενέργειας καθώς και εκρηκτικών προσθέτων περιορίζεται για λόγους αντοχής και αξιοπιστίας της μηχανής. Η αύξηση της παροχής του καυσίμου, επιφέρει αύξηση της ισχύος, αλλά εφόσον η καύση μπορεί να πραγματοποιηθεί, ανάμεσα σε συγκεκριμένα όρια αναλογίας αέρα – καυσίμου, για να υπάρξει αύξηση της εγχυόμενης ποσότητας καυσίμου, θα πρέπει να υπάρξει και αύξηση της παροχής του αέρα.

Επομένως το πρόβλημα αύξησης της ισχύος μεταπίπτει σε πρόβλημα αύξησης της παροχής του αέρα. Αυτό θα μπορούσε να αντιμετωπιστεί με αύξηση του όγκου εμβολισμού προκαλώντας όμως και αύξηση του μεγέθους και του βάρους του κινητήρα. Περιορισμοί υπάρχουν και στην αύξηση των στροφών λειτουργίας που ενώ αυξάνεται η παροχή αέρα, υπάρχουν αρνητικές επιπτώσεις στον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης και αύξηση των φορτίσεων της κατασκευής. Επιπρόσθετα θα μπορούσε να γίνει και προσεκτικότερος σχεδιασμός της διαδρομής της ροής στην εισαγωγή του αέρα και την εξαγωγή των καυσαερίων. Με αυτόν τον τρόπο θα

μειώνονται οι απώλειες πίεσης και η ισχύς του κινητήρα θα αυξανόταν. Ωστόσο δεν είναι δυνατόν να επιτευχθεί σημαντική βελτίωση με αυτόν τον τρόπο.

Το επόμενο βήμα για την περαιτέρω αύξηση της ισχύος είναι η υπερπλήρωση. Μέσω συμπίεσης του εισερχόμενου αέρα αυξάνεται η πυκνότητα του και άρα και η ποσότητα αέρα που εισέρχεται μέσα στον κύλινδρο. Η συμπίεση αυτή πραγματοποιείται με τη βοήθεια ενός κατάλληλου συμπιεστή που παρεμβάλλεται μεταξύ του περιβάλλοντος αέρα και της εισαγωγής του κυλίνδρου. Η απαιτούμενη για την συμπίεση ισχύς έχει πολύ μεγάλη σημασία για την αποτελεσματική λειτουργία του κινητήρα. Για παράδειγμα η μηχανική σύνδεση του συμπιεστή με τον κινητήρα θα είχε αποτέλεσμα την απορρόφηση ισχύος από τον κινητήρα και συνεπώς αύξηση της ειδικής κατανάλωσης για κάθε πρόσθετη αύξηση της ισχύος λόγω υπερπλήρωσης.



Σχήμα 4.1 Ποσοστιαία κατανομή της ενέργειας του καυσίμου σε άλλες μορφές ενέργειας σε διάγραμμα Sankey. (ΠΗΓΗ: Ναυτικοί Κινητήρες Diesel)

Σύμφωνα με το Σχήμα 4.1 παρατηρείται ότι από τον ενεργειακό ισολογισμό μικρών και μεγάλων κινητήρων διαπιστώνεται ότι από τη συνολική ενέργεια που προσδίδεται με το καύσιμο, μόνο το 1/3 στους μικρούς κινητήρες και το 1/2 στους μεγάλους ναυτικούς κινητήρες μετατρέπεται σε ισχύ. Στους θερμοδυναμικούς κύκλους στους οποίους λειτουργούν οι κινητήρες, τα καυσαέρια δεν εξαγονται στη θερμοκρασία και την πίεση του περιβάλλοντος και έτσι ένα μέρος της ενέργειας χάνεται στην εξαγωγή. Επίσης ένα μεγάλο επίσης ποσοστό απορρίπτεται και στο σύστημα ψύξεως. Η ψύξη του κινητήρα είναι απαραίτητη λόγω της επίδρασης της θερμοκρασίας στις ιδιότητες των υλικών, των λιπαντικών και λόγω της πτώσεως της ογκομετρικής απόδοσης. Θεωρητικά μειώνοντας την ψύξη θα προέκυπτε αύξηση του βαθμού απόδοσης του κινητήρα. Κατά αυτόν τον τρόπο θα μπορούσαν να χρησιμοποιηθούν υψίθερμα υλικά όπως μεταλλικά κράματα, κεραμικά συνθετικά

κλπ. Ωστόσο έχει αποδειχτεί ότι τέτοιες διατάξεις δεν αυξάνουν την απόδοση του κινητήρα παρά μόνο τη θερμοκρασία των καυσαερίων.

Το μεγάλο μέρος της ενέργειας, που απορρίπτεται από την εξαγωγή, μπορεί να αξιοποιηθεί σαν πηγή θερμότητας (πχ σε λέβητα καυσαερίων) ή για παροχή ισχύος μέσω αποτόνωσης σε κάποιο αεριοστρόβιλο. Η ισχύς που θα αποδώσει ο αεριοστρόβιλος μπορεί να αξιοποιηθεί για να συμπιέσει τον εισερχόμενο αέρα. Αυτό μπορεί να γίνει συνδέοντας τον συμπιεστή που θα χρησιμοποιηθεί για να υπερπληρώσει τον κινητήρα με τον αεριοστρόβιλο. Με αυτόν τον τρόπο αξιοποιείται ένα μέρος της απορριπτόμενης ενέργειας, βελτιώνεται ο βαθμός απόδοσης της μηχανής.

Αξίζει να σημειωθεί ότι οι απώλειες λόγω τριβών εξαρτώνται περισσότερο από τις στροφές παρά από το φορτίο του κινητήρα. Αυτό σημαίνει ότι οι τριβές θα είναι περίπου ίδιες για έναν κινητήρα φυσικής αναπνοής και για έναν υπερπληρωμένο. Οι υψηλότερες πιέσεις του τελευταίου, δεν έχουν καμία επίδραση στις τριβές. Συνεπώς η απώλεια ισχύος λόγω τριβών θα είναι μικρότερο ποσοστό της συνολικής ισχύος του κινητήρα με υπερπλήρωση και άρα ο συνολικός βαθμός απόδοσης θα είναι μεγαλύτερος.

Η στροβιλοϰυπερπλήρωση είναι ο πιο διαδεδομένος τρόπος υπερπλήρωσης, και χρησιμοποιεί ένα στρόβιλο ο οποίος βρίσκεται σε κοινό άξονα με τον συμπιεστή. Θεωρητικά η ισχύς του συμπιεστή, είναι ίση με την ισχύ του στροβίλου. Στην πράξη όμως είναι μειωμένη κατά ένα μικρό ποσοστό απωλειών λόγω τριβών. Πρέπει να σημειωθεί, ότι ο στραγγαλισμός της ροής των καυσαερίων που επιβάλλεται λόγω της παρεμβολής του στροβίλου, θα αυξήσει το αρνητικό έργο εκπνοής του κινητήρα. Στην περίπτωση δίχρονων κινητήρων, η μεγαλύτερη πίεση εισαγωγής σε σχέση με την εξαγωγή, είναι απαραίτητη προϋπόθεση για την φάση της απόπλυσης των καυσαερίων. Συνεπώς ο βαθμός απόδοσης του ζεύγους στροβίλου – συμπιεστή θα πρέπει να είναι τέτοιος ώστε να αυξάνει την πίεση εισαγωγής (πίεση υπερπλήρωσης) πάνω από την πίεση στην εξαγωγή πριν το στρόβιλο για να μην αναστραφεί η ροή των καυσαερίων. Η στρόβιλο – υπερπλήρωση επιφέρει πολλά πλεονεκτήματα στη λειτουργία της μηχανής.

- i) Αυξάνει σημαντικά την ισχύ του κινητήρα για δεδομένο όγκο εμβολισμού και δεδομένη ταχύτητα περιστροφής αυτού. Αυξάνει δηλαδή την ειδική ισχύ του κινητήρα.
- ii) Μειώνει την ειδική κατανάλωση καυσίμου σε κάθε φορτίο του κινητήρα
- iii) Μειώνει το αρχικό κόστος κτήσης του κινητήρα

4.2 Ιστορική αναδρομή

Το πλεονέκτημα της αυξημένης ποσότητας αέρα πληρώσεως του κυλίνδρου ενός κινητήρα εσωτερικής καύσεως διαπιστώθηκε από τους πρωτοπόρους στον τομέα, από τα πρώτα στάδια εξέλιξης των κινητήρων. Ο Gottlieb Daimler σχεδίασε το 1885 και ο Wilhelm Maybach αργότερα κατασκεύασε κινητήρες που χρησιμοποιούσαν το κάτω μέρος του εμβόλου σαν συμπιεστή. Το 1896 ο Rudolf Diesel κατασκεύασε έναν πειραματικό 4-X κινητήρα όπου ο αέρας συμπιεζόταν στο κάτω μέρος του εμβόλου, που λειτουργούσε σα 2-X συμπιεστής και μέσω βαλβίδων και ενός θαλάμου εισαγωγής, εισερχόταν στο θάλαμο καύσης. Τα προβλήματα όμως που αντιμετώπισε με την ισχύ συμπιέσεως τον οδήγησαν να θεωρήσει ότι τα πειράματα αυτά δεν οδηγούσαν πουθενά, και έτσι σταμάτησε την έρευνα.

Η μέθοδος της υπερπλήρωσης ξαναεφαρμόστηκε στο τέλος της δεκαετίας του 1920 με επιτυχία. Έκτοτε η μηχανική υπερπλήρωση χρησιμοποιήθηκε για να αυξηθεί η ειδική ισχύς κινητήρων κάθε είδους. Μια από τις πιο σημαντικές εφαρμογές ήταν σε κινητήρες αεροπλάνων ώστε να διατηρηθεί η ισχύς του κινητήρα και σε μεγάλα ύψη όπου η πυκνότητα του αέρα μειώνεται. Η πρώτη εφαρμογή ήταν το 1910 σε ένα δίχρονο κινητήρα Murray – Willat που διατηρούσε με αυτόν τον τρόπο, την ισχύ του εδάφους μέχρι το ύψος των 5,2 km.

Οι μηχανικοί υπερπληρωτές κινούμενοι από τον κινητήρα, είτε από εξωτερική πηγή, εξελιχθήκαν και έφτασαν σε υψηλούς βαθμούς τελειότητας μετά τον Πρώτο Παγκόσμιο Πόλεμο και συνεχίζουν να υπάρχουν και σήμερα σε διάφορες μορφές. Η χρήση της ενέργειας των καυσαερίων από έναν αεριοστρόβιλο, για την κίνηση ενός συμπιεστή επιχειρήθηκε για πρώτη φορά από τον Rateau το 1917 σε έναν βενζινοκινητήρα, αλλά χωρίς ικανοποιητικά αποτελέσματα. Η στρόβιλο – υπερπλήρωση συνδέεται στενά με το όνομα του Ελβετού μηχανικού Alfred Buchi. Το 1905 κατέθεσε μια ευρεσιτεχνία όπου πρότεινε τη σύνδεση ενός αξονικού πολυβάθμιου συμπιεστή ενός τετράχρονου κινητήρα Diesel και ενός πολυβάθμιου αξονικού στρόβιλου σε κοινό άξονα. Το 1911 με 1914 έκανε μια σειρά από πειράματα με αυτήν τη διάταξη στην εταιρία Sulzer στο Winterthur Ελβετίας όπου και έφτασε σε λόγο πίεσης 3,5:1.

Το 1915 σε μια επόμενη ευρεσιτεχνία, πρότεινε μια μέθοδο που θα διατηρούσε την πίεση εισαγωγής του κινητήρα σε πλήρες φορτίο μεγαλύτερη από την πίεση πριν το στρόβιλο ώστε να ευνοείται η απόπλυση του κυλίνδρου. Ο κοινός άξονας με το κινητήρα εγκαταλείφθηκε και ο στρόβιλος κινούσε απευθείας τον συμπιεστή. Η πρώτη πρακτική εφαρμογή έγινε το 1925 με τις επιτυχείς δοκιμές των επιβατηγών/οχηματαγωγών πλοίων Preussen και Hansastadt Danzig που παραγγέλθηκαν στο ναυπηγείο Vulkan στο Stettin από το Γερμανικό Υπουργείο Συγκοινωνιών με άδεια κατασκευής (license) της M.A.N.

Τα καυσαέρια των κυλίνδρων μέσω ενός κοινού θαλάμου εξαγωγής οδηγούνταν στο στρόβιλο του στρόβιλο – υπερπληρωτή που ήταν τοποθετημένος χωριστά από τον κινητήρα. Ο στρόβιλοπληρωτής ήταν κατασκευασμένος από τη Vulkan και τη Brown Boveri σύμφωνα με τις οδηγίες του Buchi. Οι κινητήρες ήταν αρχικά σχεδιασμένοι για ισχύ 1700 HP στις 235 RPM με φυσική αναπνοή και απέδωσαν με την υπερπλήρωση 2400 HP στις 275 RPM με μέση πίεση ($P_m = 5.82$ bar). Με υπερφόρτιση ο κινητήρας έφτανε την ισχύ των 4025 HP στις 320 RPM. Τα δυο αυτά πλοία αποτέλεσαν ορόσημο στην εξέλιξη των κινητήρων Diesel όταν τέθηκαν σε λειτουργία το 1927. διαπιστώθηκε τότε ότι ο στρόβιλοπληρωτής είναι αυτοελεγχόμενος. Δηλαδή αυξάνει την πίεση του όσο αυξάνεται το φορτίο του κινητήρα. Όμως με μικρή διαφορά πίεσεως μεταξύ εισαγωγής και εξαγωγής δεν επιτυγχάνεται ικανοποιητική απόπλυση του κυλίνδρου και εάν ο συνολικός βαθμός αποδόσεως του στρόβιλοπληρωτή δεν είναι αρκετός μπορεί και να μην επιτευχθεί καν διαφορά πίεσεως.

Οι πρώτες στρόβιλομηχανές που χρησιμοποιήθηκαν ήταν εξελίξεις των ήδη υπαρχόντων αμοστροβίλων και βιομηχανικών συμπιεστών και είχαν σχετικά χαμηλούς βαθμούς απόδοσης λόγω αεροδυναμικών και κατασκευαστικών προβλημάτων. Έτσι παρά τις επιτυχείς εφαρμογές η στρόβιλοπληρωση δεν ήταν ακόμα γενικά αποδεκτή.

Το 1925 ο Buchi κατέθεσε ακόμα μια ευρεσιτεχνία στην Ελβετία που αποτέλεσε το κλειδί για την παραπέρα επιτυχία της στρόβιλοπληρωσης διότι ξεπέρασε το πρόβλημα της χαμηλής αποδόσεως των στρόβιλομηχανών της εποχής. Η μέθοδος στηριζόταν στη διατήρηση της αρχικής ενέργειας του παλμού εκτόνωσης

των καυσαερίων τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής από κάθε κύλινδρο χρησιμοποιώντας αντί για ένα μεγάλο συλλέκτη καυσαερίων, στενούς αυλούς εξαγωγής από κάθε κύλινδρο ξεχωριστά και συνδέοντας τους αυλούς με το στρόβιλο λαμβάνοντας υπόψη τους χρονισμούς των βαλβίδων, ώστε να μην υπάρχουν παρεμβολές των παλμών.

Ο πρώτος κινητήρας με στροβιλοϋπερπλήρωση με το σύστημα παλμών ήταν ένας 4-X τετρακύλινδρος κινητήρας της Schweizer Locomotiv und Maschinenfabrik (SLM) στο Winterthur με στροβιλοϋπερπληρωτή BBC. Ο κινητήρας είχε ψυγείο αέρα πληρώσεως και παράγαγε ισχύ 750 HP σε 250 RPM. Τα πειράματα συνεχίστηκαν σε έναν 6 – κύλινδρο κινητήρα με στροβιλοϋπερπλήρωση δύο εισόδων και τα αποτελέσματα αναλύθηκαν από τον Professor Stodola E.T.H Zurich. Μετά την επιτυχία των πειραμάτων αυτών με το σύστημα Buchi δημιουργήθηκε ένα consortium με σκοπό την περαιτέρω εξέλιξη της τεχνολογίας στροβιλοϋπερπλήρωσης και την προώθηση αδειών κατασκευής (license) σε κατασκευαστές κινητήρων με μέλη την SLM, σαν κατασκευαστή κινητήρων, την BBC σαν κατασκευαστή στροβιλοπληρωτών και τον Alfred Buchi σαν διευθυντή. Μέχρι το 1927 κατασκευάστηκαν 35 κινητήρες με το σύστημα Buchi. Από τα πρώτα πειράματα, επετεύχθησαν για μικρό χρονικό διάστημα αυξήσεις ισχύος του κινητήρα 100% πάνω από την ισχύ με φυσική αναπνοή. Όμως λόγω κατασκευαστικών περιορισμών στους κινητήρες της εποχής οι πρακτικές αυξήσεις περιορίστηκαν στο 50% που αντιστοιχούσαν σε μέσες πιέσεις 8.5 – 9 bar.

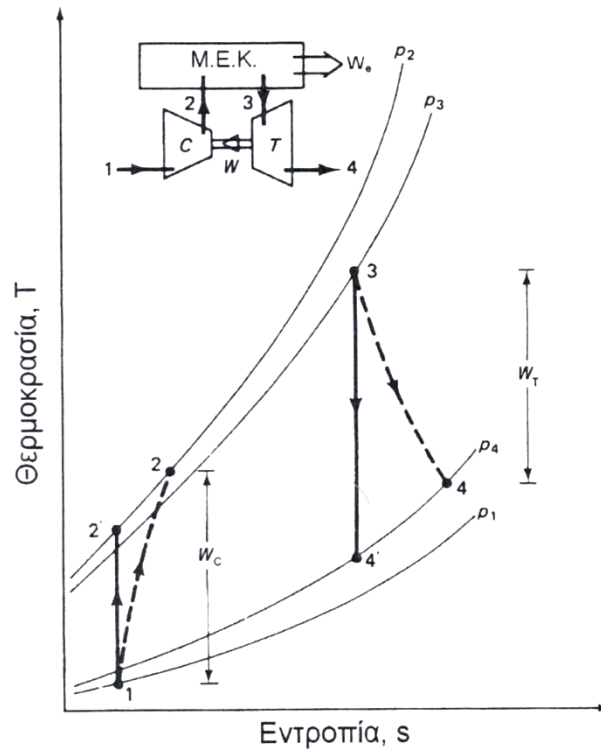
Η στροβιλοϋπερπλήρωση γρήγορα τράβηξε το ενδιαφέρον των κατασκευαστών ναυτικών κινητήρων. Η πρώτη εφαρμογή σε ωκεανοπόρο πλοίο ήταν το βρετανικό Raby Castle το 1928. Ο κινητήρας ήταν 8- κύλινδρος, 4-X North East Marine – Werksproor και είχε ισχύ αυξημένη κατά 30% με τη χρήση ενός στροβιλοπληρωτή BBC. Το μεγαλύτερο ντιζελοκίνητο πλοίο της εποχής, το Reine del Pacifico είχε 4 κινητήρες με στροβιλοϋπερπλήρωση με ισχύ 5500 HP στις 145 RPM και μέση πίεση 7.6 bar ο καθένας. Το 1933 στροβιλοπληρωτές BBC χρησιμοποιήθηκαν σε ελαφρούς 12 –κύλινδρους κινητήρες Maybach με ισχύ 600 HP στις 1400 RPM για τους γερμανικούς σιδηροδρόμους και το πρωτότυπο "Fliegender Hamburger" κατέλαβε το παγκόσμιο ρεκόρ ταχύτητας με 215 km/ h το 1939.

Λόγω του σχετικά χαμηλού βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών της εποχής εκείνης, η στροβιλοϋπερπλήρωση περιορίστηκε στους 4-X κινητήρες. Οι χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων του δίχρονου κινητήρα, αλλά και η εξάρτησή του από κάποιον είδους βοηθητικού φυσητήρα για την απόπλυση δεν συνιστάτε για την εφαρμογή στροβιλοϋπερπλήρωσης. Μετά το 1950 εξελίξεις στη σχεδίαση και την κατασκευή στροβιλομηχανών επέτρεψαν την πρακτική εφαρμογή στροβιλοπλήρωσης στους δίχρονους κινητήρες. Έκτοτε η χρήση της στροβιλοπλήρωσης αυξήθηκε θεαματικά και επέτρεψε στο δίχρονο ναυτικό κινητήρα να κυριαρχήσει σαν αργόστροφος ναυτικός κινητήρας αμέσου μεταδόσεως.

Η μεγάλη πρόοδος έγινε μετά τον Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο. Η στροβιλοϋπερπλήρωση αποδείχθηκε ότι είναι η πιο επιτυχής μέθοδος για να μειωθεί το κόστος, το βάρος και ο όγκος των εγκαταστάσεων κινητήρων Diesel. Συνέβαλε επίσης και στη βελτίωση των επιδόσεων των αεροπορικών εμβολοφόρων κινητήρων, σε μεγάλα ύψη, σε σύγκριση με τους φυσικής αναπνοής, πριν βέβαια την επικράτηση του αεροπορικού αεριοστροβίλου. Σήμερα κανένας σχεδόν κινητήρας υψηλών επιδόσεων δεν παράγεται χωρίς στροβιλοϋπερπλήρωση. Στη ναυτιλία ο υπερπληρομένος κινητήρας Diesel Κυριαρχεί απόλυτα σαν κύριος ή σαν βοηθητικός κινητήρας.

4.3 Αρχές στρόβιλο – υπερπλήρωσης

Στο σημείο αυτό είναι χρήσιμο να γίνει επεξήγηση των βασικών αρχών της θερμοδυναμικής. Στο παρακάτω Σχήμα 4.2 δίνεται το διάγραμμα θερμοκρασίας – εντροπίας για ένα ζεύγος στρόβιλο – συμπιεστή, όπου απεικονίζονται τα αντίστοιχα ισεντροπικά σημεία. Εφαρμόζοντας τον 1^ο Θερμοδυναμικό νόμο για τον συμπιεστή προκύπτει ότι:



Σχήμα 4.2 Μεταβολή Θερμοκρασίας – Εντροπίας σε ζεύγος στρόβιλο – υπερπληρωτή. (ΠΗΓΗ: Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ)

$$\dot{Q}_C - \dot{W}_C = \dot{m} \left[\left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} + u_2 \right) - \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} + u_1 \right) \right] \quad (4.1)$$

Αγνοώντας τη μεταβολή της δυναμικής ενέργειας u αλλά και τη ροή θερμότητας προς το σύστημα \dot{Q}_C , η οποία είναι αμελητέα σε σχέση με τους υπόλοιπους όρους, και ορίζοντας ως ενθαλπία ανακοπής h_o (ή ολική ενθαλπία)

$$h_o = h + \frac{c^2}{2} \quad (4.2)$$

η σχέση (4.1) γίνεται

$$-\dot{W}_C = \dot{m}(h_{o2} - h_{o1}) \quad (4.3)$$

ομοίως και για το στρόβιλο

$$\dot{W}_T = \dot{m}(h_{o3} - h_{o4}) \quad (4.4)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης ορίζεται για το συμπιεστή ως

$$n_{iC} = \frac{\text{ισεντροπικό έργο}}{\text{πραγματικό έργο}} = \frac{h'_{o2} - h_{o1}}{h_{o2} - h_{o1}} \stackrel{c_p = \text{const}}{=} \frac{T'_{o2} - T_{o1}}{T_{o2} - T_{o1}} \quad (4.5)$$

Από τη θερμοδυναμική είναι γνωστό ότι η πίεση και η θερμοκρασία στην ισεντροπική μεταβολή συνδέονται με την εξίσωση

$$\frac{p_{o2}}{p_{o1}} = \left(\frac{T'_{o2}}{T_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a}{\gamma_a - 1}} \quad (4.6)$$

όπου $\gamma_a = \frac{c_{pa}}{c_{va}}$ είναι ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής του αέρα και p_o η πίεση ανακοπής στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή. Από τη σχέση (4.5) και (4.6) προκύπτει

$$n_{iC,t-t} = \frac{T_{o1} \left(\frac{T'_{o2}}{T_{o1}} - 1 \right)}{T_{o2} - T_{o1}} = \frac{T_{o1} \left[\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right]}{T_{o2} - T_{o1}} = \frac{\left(\frac{p_{o2}}{p_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\frac{T_{o2}}{T_{o1}} - 1} \quad (4.7)$$

Αυτός ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι γνωστός και ως βαθμός απόδοσης μεταξύ ολικών συνθηκών στην είσοδο και στην έξοδο. Με δεδομένο ότι η κινητική ενέργεια εξόδου από το συμπιεστή προσφέρει ελάχιστα στην ολική ενέργεια του αερίου, ορίζεται και ο παρακάτω β.α ολικών ο οποίος αναφέρεται σε ολικές συνθήκες στην είσοδο και σε στατικές στην έξοδο.

$$n_{iC,t-s} = \frac{T_{o1} \left(\frac{T'_2}{T_{o1}} - 1 \right)}{T_2 - T_{o1}} = \frac{T_{o1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right]}{T_2 - T_{o1}} = \frac{\left(\frac{p_2}{p_{o1}} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1}{\frac{T_2}{T_{o1}} - 1} \quad (4.8)$$

Χρησιμοποιώντας παρόμοια λογική και για το στρόβιλο το αποτέλεσμα είναι:

$$n_{iC} = \frac{\text{πραγματικό έργο}}{\text{ισεντροπικό έργο}} = \frac{h_{o3} - h_{o4} \overset{c_p = \text{const}}{=} T_{o3} - T_{o4}}{h_{o3} - h'_4} = \frac{T_{o3} - T_{o4}}{T_{o3} - T'_4} \quad (4.9)$$

και αντικαθιστώντας από την σχέση της ισεντροπικής αποτόνωσης

$$\frac{p_{o3}}{p_{o4}} = \left(\frac{T_{o3}}{T'_{o4}} \right)^{\frac{\gamma_a}{\gamma_a - 1}} \quad (4.10)$$

προκύπτει

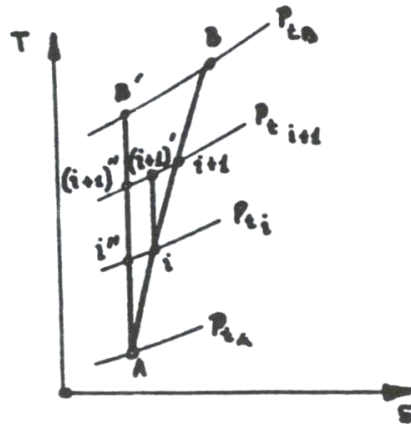
$$n_{iT,t-t} = \frac{T_{o3} - T_{o4}}{T_{o3} \left(1 - \frac{T'_{o4}}{T_{o3}} \right)} = \frac{T_{o3} - T_{o4}}{T_{o3} \left[1 - \left(\frac{p_{o4}}{p_{o3}} \right)^{\frac{\gamma_R - 1}{\gamma_R}} \right]} = \frac{1 - \frac{T_{o4}}{T_{o3}}}{1 - \left(\frac{p_{o4}}{p_{o3}} \right)^{\frac{\gamma_R - 1}{\gamma_R}}} \quad (4.11)$$

Ομοίως μπορεί να προκύψει και ο ισεντροπικός βαθμός μεταξύ ολικών και στατικών μεγεθών μεταξύ εισόδου και εξόδου του στροβίλου αντίστοιχα

$$n_{iT,t-s} = \frac{T_{o3} - T_4}{T_{o3} \left(1 - \frac{T'_4}{T_{o3}} \right)} = \frac{T_{o3} - T_4}{T_{o3} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_{o3}} \right)^{\frac{\gamma_R - 1}{\gamma_R}} \right]} = \frac{1 - \frac{T_4}{T_{o3}}}{1 - \left(\frac{p_4}{p_{o3}} \right)^{\frac{\gamma_R - 1}{\gamma_R}}} \quad (4.12)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης που ορίστηκε παραπάνω, παρουσιάζει ένα σοβαρό μειονέκτημα όταν πρόκειται να χρησιμοποιηθεί για την ποιότητα αεροδυναμικού σχεδιασμού μια στροβιλομηχανής. Το μειονέκτημα αυτό σχετίζεται με την αδυναμία του ισεντροπικού β.α να προβλέψει άμεσα τις απώλειες οι οποίες λαμβάνουν χώρα σε μια στροβιλομηχανή που ενδεχομένως να λειτουργεί σε διαφορετικές συνθήκες ροής. Το πρόβλημα αυτό σχετίζεται με τη μορφή που έχουν οι ισόθλιπτες στο διάγραμμα $T - S$, ενώ μαθηματικά εντοπίζεται από το γεγονός ότι ο ισεντροπικός β.α μιας στροβιλομηχανής συνδέεται αφενός μεν με το λόγο πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου και όχι μόνο με τις απώλειες της μηχανής.

Η εξήγηση αυτή μπορεί να γίνει περισσότερο κατανοητή χρησιμοποιώντας ένα παράδειγμα. Σε έναν αξονικό πολυβάθμιο συμπιεστή, ο οποίος αποτελείται για παράδειγμα από 10 βαθμίδες, μελετώντας την ισεντροπική μεταβολή από την πίεση εισόδου στην πίεση εξόδου όλου του συμπιεστή αλλά και κάθε βαθμίδα ξεχωριστά, παρατηρείται το εξής. Συμβολίζοντας με $\Delta T_{is,C}$ την ισεντροπική μεταβολή της θερμοκρασίας και με $\Delta T_{is,\beta}$ την ισεντροπική μεταβολή σε μία μόνο βαθμίδα του συμπιεστή, τότε το άθροισμα $\Sigma \Delta T_{is,\beta}$ είναι μεγαλύτερο από το $\Delta T_{is,C}$. Δηλαδή παρόλο που ο ισεντροπικός β.α κάθε βαθμίδας είναι ίδιος, ο ολικός ισεντροπικός β.α θα είναι διαφορετικός. Στο Σχήμα 4.3 φαίνεται καλύτερα η σύγκριση μεταξύ των δύο μεταβολών, της ολικής μεταβολής και της μεταβολής ανά βαθμίδα.



Σχήμα 4.3 Πολυτροπική μεταβολή σε πολυβάθμιο συμπιεστή (ΠΗΓΗ: Εισαγωγή στις Θερμικές στροβιλομηχανές)

Ο λόγος για τον οποίο υπάρχει αυτή η διαφορά είναι ότι στο διάγραμμα $T - S$, η κατακόρυφη απόσταση μεταξύ δύο ισόθλιπτων αυξάνει καθώς αυξάνει η εντροπία, δηλαδή καθώς κινούμαστε δεξιότερα σε σχέση με την εντροπία που αντιστοιχεί στην είσοδο του συμπιεστή. Αυτό ουσιαστικά σημαίνει και ότι ο ισεντροπικός β.α ενός μονοβάθμιου συμπιεστή είναι μεγαλύτερος από ένα πολυβάθμιο. Η ανισότητα αυτή ενισχύεται όσο περισσότερες είναι οι βαθμίδες του συμπιεστή και άρα όσο μεγαλώνει ο λόγος πίεσης Π_C . Η φυσική εξήγηση είναι ότι για κάθε αύξηση της ολικής θερμοκρασίας λόγω των τριβών μέσα σε μια βαθμίδα, οδηγεί σε περισσότερο έργο το οποίο απαιτείται για την επόμενη βαθμίδα.

Για το λόγο αυτό ορίζεται ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης που επιτρέπει μια εκτίμηση για την ποιότητα σχεδιασμού του μονοβάθμιου και πολυβάθμιου συμπιεστή και στροβίλου. Ο πολυτροπικός βαθμός απόδοσης διατηρεί την τιμή του ανεξάρτητα από τον αριθμό των βαθμίδων και το λόγο πίεσης. Η τιμή αυτή αποτελεί μέτρο ποιότητας του αεροθερμοδυναμικού σχεδιασμού της στροβιλομηχανής. Είτε πρόκειται για συμπιεστή είτε για στρόβιλο. Θεωρώντας ότι για μια στοιχειώδη μεταβολή, ο συντελεστής θερμοχωρητικότητας υπό σταθερή πίεση είναι σταθερός, τότε ο λόγος της μεταβολής της ισεντροπικής μεταβολής της θερμοκρασίας και της πραγματικής μεταβολής της θερμοκρασίας, είναι σταθερός και ισούται με τον πολυτροπικό βαθμό απόδοσης.

$$\frac{dT'_t}{dT_t} = \eta_{p,c} = \text{σταθερό} \quad (4.13)$$

Για την ισεντροπική μεταβολή μεταξύ των ολικών μεγεθών της ροής ισχύει η σχέση

$$\frac{T'_t}{P_t^\gamma} = \text{σταθερό} \quad (4.14)$$

η οποία σε διαφορική μορφή γράφεται

$$\frac{dT'_t}{T'_t} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dp_t}{p_t} \quad (4.15)$$

όπου αν αντικαταθιστώντας την εξίσωση (4.13) στην (4.15) προκύπτει

$$n_{p,C} \frac{dT_t}{T_t} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dp_t}{p_t} \quad (4.16)$$

η οποία αν ολοκληρωθεί μεταξύ των ακραίων καταστάσεων εισόδου και εξόδου του συμπιεστή, τότε προκύπτει ότι

$$n_{p,C} = \frac{\ln \left(\left(\frac{p_{t_{εξ}}}{p_{t_{εισ}}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)}{\ln \left(\left(\frac{T_{t_{εξ}}}{T_{t_{εισ}}} \right) \right)} \quad (4.17)$$

Η εξίσωση (4.17) επιτρέπει τον υπολογισμό του πολυτροπικό βαθμό απόδοσης μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του συμπιεστή ή γενικά μιας θερμοδυναμικής μεταβολής όπου πραγματοποιείται αύξηση της πίεσης. Εναλλακτική μορφή της εξίσωσης (4.17) είναι η

$$\frac{T_{t_B}}{T_{t_A}} = \left(\frac{p_{t_B}}{p_{t_A}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma \cdot n_{p,C}}} \Leftrightarrow \quad (4.18)$$

$$\frac{T_{t_B}}{T_{t_A}} = \left(\frac{p_{t_B}}{p_{t_A}} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad \text{όπου} \quad \frac{n-1}{n} = \frac{1}{n_{p,C}} \frac{\gamma-1}{\gamma}$$

5ο Κεφάλαιο

Εκτίμηση του Βαθμού Απόδοσης του Υπερπληρωτή Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα Diesel

5.1 Εισαγωγή

Στο παρόν κεφάλαιο θα εξεταστεί η δυνατότητα εκτίμησης του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης σε υπερπληρωτή δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel από την επεξεργασία τιμών πειραματικών μετρήσεων που έχουν πραγματοποιηθεί στο εργοστάσιο κατασκευής ή στη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών. Επίσης θα διευρευνηθούν τα προβλήματα και τα σφάλματα που προκύπτουν κατά τον υπολογισμό αλλά και τρόποι αντιμετώπισης αυτών. Ο λόγος για τον οποίο πραγματοποιείται αυτό είναι ότι οι κατασκευαστές δεν παρέχουν τους χάρτες λειτουργίας των υπερπληρωτών. Για κάθε κινητήρα λαμβάνονται μετρήσεις για διάφορα μεγέθη λειτουργίας του σε διαφορετικά φορτία.

Στο πρώτο μέρος του κεφαλαίου θα μελετηθεί ο **κινητήρας "Α"**. Πρόκειται για ένα ναυτικός κινητήρας Diesel, δίχρονο, εξακύλινδρο σειράς με διάμετρο εμβόλου $D = 700$ mm, διαδρομή εμβόλου $s = 2800$ mm και μέγιστη ισχύς συνεχούς λειτουργίας 19631.9 KW στις 91 RPM υπερπληρωμένος με τη βοήθεια δύο στρόβιλο – υπερπληρωτών. Ο συμπιεστής και ο στρόβιλος του υπερπληρωτή είναι αξονικής ροής. Ο συγκεκριμένος υπερπληρωτής βρίσκει εφαρμογή σε κινητήρες ισχύος από 5500 έως 10400 KW. Η μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή είναι 16000 RPM και το εύρος παροχής αέρα στο οποίο μπορεί να λειτουργήσει κυμαίνεται από 16,5 έως 27,1 kg/s. Τέλος η μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στρόβιλου, σε συνεχή λειτουργία, είναι 580 °C. Οι τιμές αυτές προέρχονται από τον κατασκευαστή του κινητήρα και του υπερπληρωτή. Αρχικά θα υπολογιστούν οι ισεντροπικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου για

καθένα από τους δύο υπερπληρωτές. Στη συνέχεια μέσω του ενεργειακού ισοζυγίου της ατράκτου του υπερπληρωτή θα ελεγχθεί η αξιοπιστία των πειραματικών μετρήσεων.

Στο δεύτερο μέρος θα μελετηθεί ο **κινητήρας "B"**. Ο κινητήρας αυτός έχει τα ίδια γεωμετρικά χαρακτηριστικά με τον "A", είναι όμως μεταγενέστερης έκδοσης. Ομοίως είναι και αυτός υπερπληρωμένος με δύο στρόβιλο – υπερπληρωτές. Στο συγκεκριμένο όμως κινητήρα οι υπερπληρωτές αν και είναι του ίδιου κατασκευαστή, είναι διαφορετικού τύπου. Συγκεκριμένα η μέγιστη επιτρεπόμενη ταχύτητα περιστροφής αυτών είναι περιορισμένη στις 14300 RPM. Το εύρος των παροχών μάζας στο οποίο μπορεί να λειτουργήσει κυμαίνεται από 20,6 έως 34 kg/s. Η μέγιστη θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου, σε συνεχή λειτουργία, διατηρείται στους 580 °C. Σύμφωνα με τον κατασκευαστή του υπερπληρωτή, ο συγκεκριμένος τύπος ενδείκνυται για κινητήρες ισχύος που κυμαίνονται από 7300 έως 13100 KW. Η ισχύς του κινητήρα που θα μελετηθεί ξεπερνά το εύρος λειτουργίας του υπερπληρωτή και για το λόγο αυτό τοποθετούνται δύο ζεύγη.

Για τον κινητήρα που θα εξεταστεί στο δεύτερο μέρος, διατίθενται δύο σειρές μετρήσεων. Οι πρώτες πραγματοποιήθηκαν στο εργοστάσιο κατασκευής αυτού (Shop Tests) και οι δεύτερες στη διάρκεια θαλάσσιων δοκιμών (Sea Trials). Όπως και στο πρώτο μέρος του κεφαλαίου αρχικά θα γίνει εκτίμηση των ισεντροπικών β.α στη συνέχεια θα γίνει υπολογισμός του ενεργειακού ισοζυγίου της ατράκτου του στροβίλου υπερπληρωτή με σκοπό να ελεγχθεί η αξιοπιστία των πειραματικών δεδομένων.

Σκοπός του κεφαλαίου η αξιολόγηση των πειραματικών μετρήσεων και η εκτίμηση του βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών. Αυτό είναι απαραίτητο διότι συνήθως δεν είναι διαθέσιμοι οι χάρτες λειτουργίας αυτών.

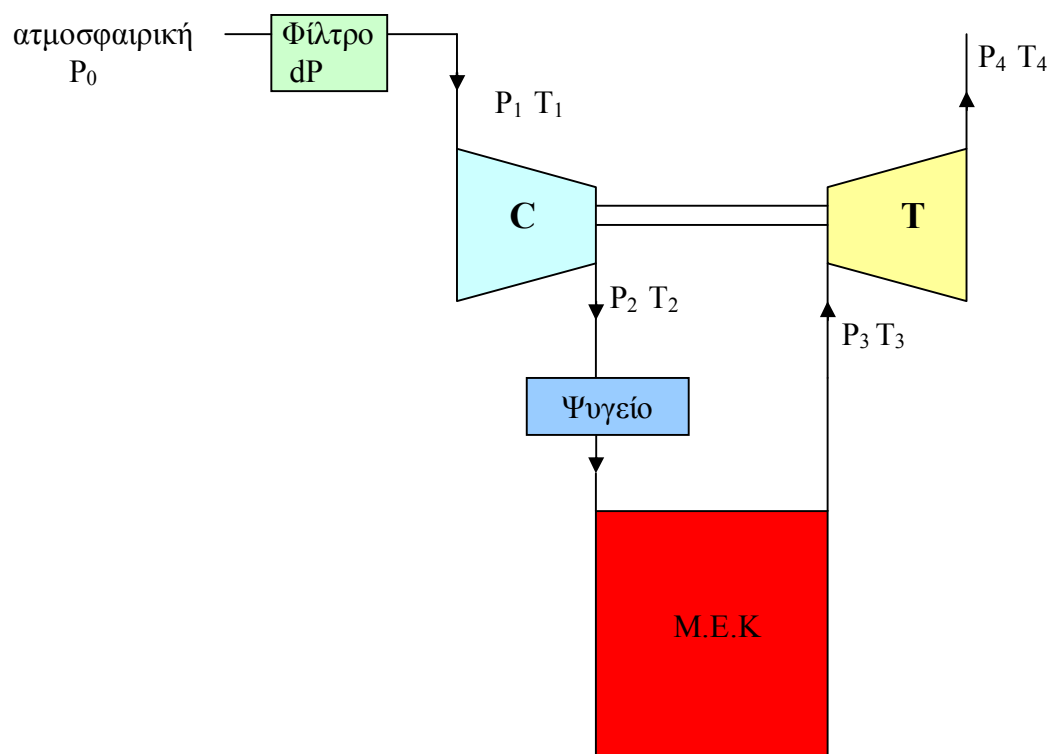
5.2 Μελέτη Συστήματος Υπερπλήρωσης του Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα "Α".

5.2.1 Εισαγωγή

Ο συγκεκριμένος κινητήρας συνοδεύεται από ένα ζευγάρι στρόβιλο – υπερπληρωτών. Για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή η_{isC} και του στροβίλου η_{isT} χρησιμοποιήθηκαν εργαστηριακές μετρήσεις θερμοκρασίας και πίεσης στα διάφορα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

Συμβολίζοντας σαν σημεία 1 και 2 την είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή τότε οι τιμές θερμοκρασίας και πίεσης συμβολίζονται αντίστοιχα P_1, P_2, T_1, T_2 . Οι τιμές αυτές είναι γνωστές από τις πειραματικές μετρήσεις. Αντίστοιχα αν συμβολίζοντας με 3 και 4 την είσοδο και την έξοδο του στροβίλου προκύπτουν οι τιμές P_3, P_4, T_3, T_4 .

Τα σημεία αναπαρίσταται στο παρακάτω σκαρίφημα.



Σχήμα 5.1 Γενική διάταξη στρόβιλο – υπερπλήρωσης κινητήρα εσωτερικής καύσης.

Για τον υπολογισμό της P_1 δίνεται η πτώση πίεσης στο φίλτρο της εισαγωγής dP . Επομένως $P_1 = P_a - dP$. Όπου P_a είναι η πίεση περιβάλλοντος. Η P_2 η P_3 και η P_4 υπολογίζεται άμεσα εφόσον μας δίνονται οι μανομετρικές πιέσεις στις μετρήσεις.

5.2.2 Υπολογισμός συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής "γ" αέρα και καυσαερίων για κάθε φορτίο του κινητήρα "Α"

Ο υπολογισμός του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης όπως θα διαπιστωθεί και στη συνέχεια απαιτεί τη γνώση του συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής "γ". Για τον υπολογισμό του "γ" είναι απαραίτητος ο υπολογισμός των C_p , C_v και R . Το C_v προκύπτει από προσεγγιστική σχέση (2.33) και (2.34) με παράμετρο τη θερμοκρασία. Έπειτα με την παραδοχή ότι ο αέρας απόπλυσης και τα καυσαέρια είναι τέλεια αέρια ισχύει ότι

$$c_v = c_p - R \text{ και } \gamma = c_p / c_v \quad (5.1)$$

Για το συγκεκριμένο κινητήρα δεν μας δίνονται στοιχεία από την ανάλυση των καυσαερίων όποτε δεν μπορεί να υπολογιστεί ο λόγος ισοδυναμίας. Γι' αυτό θα του δωθούν εμπειρικές τιμές οι οποίες αναγράφονται παρακάτω στον Πίνακα 5.3 για κάθε φορτίο του κινητήρα. Ο υπολογισμός της ειδικής θερμοχωρητικότητας για τον αέρα απόπλυσης είναι εύκολος καθώς υπάρχουν σύμφωνα με τον Πίνακα 2.1 συντελεστές που αντιπροσωπεύουν μόνο τον αέρα. Στην περίπτωση όμως του καυσαερίου θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι τα καυσαέρια είναι μείγμα αερίων καθώς το καύσιμο του κινητήρα αποτελεί μείγμα διάφορων καυσίμων χημικών ενώσεων. Εφόσον η περιεκτικότητα του καυσίμου σε αυτές τις χημικές ενώσεις είναι καθορισμένη για να υπολογιστεί τη σύσταση του καυσαερίου στα επιμέρους συστατικά η καύση θα θεωρηθεί ως σύνολο ανεξάρτητων και παράλληλα εξελισσόμενων καύσεων των συστατικών του καυσίμου.

Στον πίνακα που ακολουθεί, φαίνονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη, που αναφέρονται στη στοιχειομετρική καύση 1 kg καυσίμου μείγματος, στο οποίο η K χημική ένωση περιέχεται σε αναλογία μάζας γ_K (kg/ kg). Το σύμβολο μ παριστάνει τη μάζα του στοιχείου του δείκτη που αναφέρεται στη στοιχειομετρική καύση 1 kg καυσίμου⁶.

⁶ μ_{Lot} είναι ο απαιτούμενος αέρας για στοιχειομετρική καύση 1 kg καυσίμου. Ο δείκτης «L» υποδηλώνει τον αέρα, ο δείκτης «o» ότι αναφερόμαστε σε στοιχειομετρική καύση και ο δείκτης «T» ότι ο αέρας είναι χωρίς υγρασία.

Πίνακας 5.1 Χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης στοιχειακών καυσίμων και στοιχείων ή ενώσεων που παρατηρούνται στην καύση (ανηγμένα σε 1kg μάζας)

Χημική ένωση	μ_{Lot}	μ_{N2o}	μ_{O2o}
C	11,48	8,815	2,665
H	34,194	26,258	7,936
S	4,3	3,302	0,998
O	4,308	3,308	1
N	0	1	0

Χημική Ένωση	μ_{CO2}	$\mu_{(H2O)B}$	μ_{SO2}
C	3,665	0	0
H	0	8,936	0
S	0	0	1,998
O	0	0	0
N	0	0	0

Πίνακας 5.2 Περιεκτικότητα του καυσίμου μείγματος στις διάφορες χημικές ενώσεις εκφρασμένες με αναλογία μάζας γ_K (kg/ kg).

Χημική Ένωση	γ_K
C	0,855
H	0,125
S	0,008
O	0,012
N	0,007

Για να υπολογιστεί η περιεκτικότητα στην οποία θα βρίσκονται τα προϊόντα τις καύσης, θα ληφθεί υπόψη η περιεκτικότητα γ_K του καυσίμου στις διάφορες χημικές ενώσεις, η περιεκτικότητα του αέρα σε υγρασία $\xi_{H_2O_L}$ (kg/kg), ο λόγο ισοδυναμίας του αέρα και τα χαρακτηριστικά μεγέθη στοιχειομετρικής καύσης όπως προκύπτουν από τον Πίνακα 5.1.

Για να υπολογιστεί η απαιτούμενη ποσότητα αέρα χωρίς υγρασία χρησιμοποιείται η σχέση

$$\mu_{LoT} = \sum_k \mu_{LoT_k} \cdot \gamma_k \quad (5.2)$$

ενώ η απαιτούμενη ποσότητα φυσικού αέρα με την υγρασία του

$$\mu_{Lo} = \mu_{LoT} (1 + \xi_{H_2O_L}) \quad (5.3)$$

όπου $\xi_{H_2O_L}$ είναι η περιεκτικότητα του αέρα σε νερό.

Επειδή όμως στην προκειμένη περίπτωση η καύση πραγματοποιείται με περίσσεια αέρα ο απαιτούμενος αέρας θα είναι

$$\mu_L = \mu_{Lo} \cdot \lambda \quad (5.4)$$

ενώ το παραγόμενο καυσαέριο θα είναι

$$\mu_G = \mu_L + 1 \quad (5.5)$$

Για την εκτίμηση του απαιτούμενου αέρα απαιτείται η γνώση του λόγου ισοδυναμίας αέρα "λ" για κάθε φορτίο του κινητήρα. Για τον συγκεκριμένο κινητήρα, δε διατίθενται μετρήσεις. Ο υπολογισμός θα πραγματοποιηθεί υποθέτοντας ένα "λ", οι τιμές του οποίου αναγράφονται στον Πίνακα 5.3.

Για τα υπόλοιπα συστατικά του καυσαερίου χρησιμοποιείται ομοίως ο Πίνακας 5.1 και οι ακόλουθες σχέσεις.

$$\mu_{CO_2} = \sum_k \mu_{CO_{2k}} \cdot \gamma_k \quad (5.6)$$

$$\mu_{SO_2} = \sum_k \mu_{SO_{2k}} \cdot \gamma_k \quad (5.7)$$

$$\mu_{O_2} = \mu_{LT} \cdot \hat{x}_{O_{2L}} \quad (5.8)$$

όπου $\hat{x}_{O_{2L}}$ είναι η περιεκτικότητα του αέρα σε οξυγόνο και είναι σταθερή και ίση με 0,2321. Για να υπολογιστεί η περιεκτικότητα των καυσαερίων σε άζωτο θα πρέπει να συνυπολογιστεί το άζωτο που υπάρχει στον αέρα καύσης αλλά και αυτό που βρίσκεται στο καύσιμο. Το τελευταίο σύμφωνα με τον Πίνακα 5.1 θα είναι

$$\mu_{N_{2o}} = \sum_k \mu_{N_{2ok}} \cdot \gamma_k \quad (5.9)$$

άρα μαζί με το άζωτο του αέρα καύσης θα είναι:

$$\mu_{N_2} = \mu_{N_{2o}} + (\lambda - 1)(1 - \hat{x}_{O_{2L}}) \cdot \mu_{LoT} \quad (5.10)$$

Τέλος για τον υπολογισμό της περιεκτικότητας του καυσαερίου σε υδρατμό, θα πρέπει να λάφθει υπόψη η περιεκτικότητα του αέρα σε υδρατμό $\xi_{H_2O_L}$ αλλά και ο υδρατμός που σχηματίζεται λόγω της καύσης. Ο υδρατμός που παράγεται από την καύση του καυσίμου είναι

$$\mu_{(H_2O)_B} = \sum_k \mu_{(H_2O)_{Bk}} \cdot \gamma_k \quad (5.11)$$

ενώ η υγρασία που βρίσκεται στον αέρα θα είναι

$$\mu_{(H_2O)_L} = \lambda \cdot \xi_{H_2O_L} \cdot \mu_{LoT} \quad (5.12)$$

άρα το ποσοστό υγρασίας στο καυσαέριο θα είναι

$$\mu_{(H_2O)_G} = \mu_{(H_2O)_L} + \mu_{(H_2O)_B} \quad (5.13)$$

Για να βρεθεί η σύνθεση του καυσαερίου στα επιμέρους συστατικά του αρκεί να γίνουν οι παρακάτω υπολογισμοί.

$$\xi_{CO_2} = \frac{\mu_{CO_2}}{\mu_G} \quad (5.14)$$

$$\xi_{SO_2} = \frac{\mu_{SO_2}}{\mu_G} \quad (5.15)$$

$$\xi_{O_2} = \frac{\mu_{O_2}}{\mu_G} \quad (5.16)$$

$$\xi_{N_2} = \frac{\mu_{N_2}}{\mu_G} \quad (5.17)$$

$$\xi_{H_2O} = \frac{\mu_{H_2O}}{\mu_G} \quad (5.18)$$

Τα πειραματικά δεδομένα που διατίθενται είναι για 6 διαφορετικά φορτία. Στον πίνακα που ακολουθεί παρατίθενται οι τιμές περιεκτικότητας σε υγρασία του αέρα $\xi_{H_2O_L}$, καθώς και λόγος ισοδυναμίας του αέρα για κάθε φορτίο ξεχωριστά. Στις πειραματικές μετρήσεις δεν μας δίνεται η $\xi_{H_2O_L}$ αλλά η σχετική υγρασία ϕ τη στιγμή της μέτρησης. Ωστόσο μας δίνεται και ατμοσφαιρική πίεση του αέρα, οπότε με τη βοήθεια ενός ψυχομετρικού χάρτη μπορεί να υπολογιστεί το μέγεθος $\xi_{H_2O_L}$.

Πίνακας 5.3 Περιεκτικότητα του αέρα σε υγρασία [kg/kg] και ο λόγος ισοδυναμίας αέρα.

Φορτίο %	$\xi_{H_2O_L}$	λ
25%	0,00465	3,2
50%	0,004718	3,1
75%	0,04862	3,0
90%	0,0474	2,9
100%	0,004301	2,8
110%	0,004368	2,7

Στη συνέχεια παρατίθενται τα χαρακτηριστικά μεγέθη του αέρα και του καυσαερίου για κάθε φορτίο σύμφωνα με τον Πίνακα 5.1 και τις εξισώσεις (5.2) έως (5.5).

Πίνακας 5.4 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο [kg/kg].

Φορτίο %	μ_{LoT}	μ_{Lo}	μ_L	μ_G
25%	14,176	14,242	45,573	46,573
50%	14,176	14,243	44,152	45,152
75%	14,176	14,865	44,595	45,595
90%	14,176	14,848	43,058	44,058
100%	14,176	14,237	39,863	40,863
110%	14,176	14,238	38,442	39,442

και σύμφωνα με τις εξισώσεις (5.14) έως (5.18) υπολογίζεται η περιεκτικότητα των διάφορων χημικών ενώσεων του καυσαερίου.

Πίνακας 5.5 Περιεκτικότητες των συστατικών του καυσαερίου [kg/kg].

Φορτίο %	ξ_{CO_2}	ξ_{SO_2}	ξ_{O_2}	ξ_{N_2}	ξ_{H_2O}
25%	0,0673	0,0004	0,1554	0,7481	0,0285
50%	0,0694	0,0004	0,1530	0,7475	0,0293
75%	0,0687	0,0004	0,1443	0,7164	0,0698
90%	0,0711	0,0004	0,1419	0,7167	0,0696
100%	0,0767	0,0004	0,1449	0,7461	0,0315
110%	0,0794	0,0003	0,1418	0,7453	0,0326

Το μόνο που απομένει για τον υπολογισμό των χαρακτηριστικών μεγεθών του αέρα και του καυσαερίου είναι οι θερμοκρασίες στην είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή και του στροβίλου. Αυτές προέρχονται από τις πειραματικές μετρήσεις που δόθηκαν για το συγκεκριμένο κινητήρα και δίνονται στους Πίνακες που ακολουθούν. Ο Πίνακας 5.6 αφορά τον 1^ο υπερπληρωτή και ο Πίνακας 5.7 το 2^ο.

Πίνακας 5.6 Θερμοκρασίες συμπιεστή και στρόβιλου για τον 1^ο υπερπληρωτή.

		Φορτίο	25%	50%	75%	90%	100%	110%
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	285,4	287,5	288,6	290,6	291,4	292,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	552,2	574,2	599,2	633,2	668,2	721,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	513,2	488,2	473,2	483,2	505,2	542,2

Πίνακας 5.7 Θερμοκρασίες συμπιεστή και στρόβιλου για τον 2^ο υπερπληρωτή.

		Φορτίο	25%	50%	75%	90%	100%	110%
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	286,0	289,0	289,7	292,4	294,8	295,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	564,2	593,2	613,2	643,2	673,2	723,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	523,2	498,2	477,2	488,2	508,2	540,2

Με τη βοήθεια των εξισώσεων (2.33), (2.34), (2.46), και (5.1) αλλά και των τιμών του Πίνακα 5.5, θα υπολογιστούν οι τιμές των ειδικών θερμοχωρητικοτήτων αλλά και του "γ" του αέρα και του καυσαερίου για κάθε φορτίο. Τα αποτελέσματα παρατίθενται στους επόμενους πίνακες.

Πίνακας 5.8 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 1^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
C_p αέρα (KJ/ kg)	C_{p_a}	1,00	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
C_p καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{p_g}	1,08	1,08	1,12	1,12	1,09	1,10
R αέρα (KJ/ kgK)	R_a	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869
R καυσαερίου (KJ/ kgK)	R_g	0,2872	0,2872	0,2943	0,2941	0,2870	0,2870
C_v αέρα (KJ/ kg)	C_{v_a}	0,72	0,72	0,72	0,72	0,73	0,73
C_v καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{v_g}	0,79	0,79	0,82	0,83	0,81	0,82
γ αέρα	γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
γ καυσαερίου	γ	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,35

Πίνακας 5.9 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
C_p αέρα (KJ/ kg)	C_{p_a}	1,00	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01
C_p καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{p_g}	1,08	1,08	1,12	1,12	1,09	1,10
R αέρα (KJ/ kgK)	R_a	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869
R καυσαερίου (KJ/ kgK)	R_g	0,2872	0,2872	0,2943	0,2941	0,2870	0,2870
C_v αέρα (KJ/ kg)	C_{v_a}	0,72	0,72	0,72	0,72	0,73	0,73
C_v καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{v_a}	0,79	0,79	0,82	0,83	0,81	0,82
γ αέρα	γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
γ καυσαερίου	γ	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,35

5.2.3 Υπολογισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον κινητήρα "Α"

Ο υπολογισμός του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης γίνεται από τη σχέση ορισμού του. Αρχικά υπολογίστηκε η ισεντροπική θερμοκρασία συμπίεσης και εκτόνωσης για τον συμπιεστή και τον στρόβιλο αντίστοιχα. Είναι :

$$T_{2is} = T_1 \cdot \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (5.19)$$

και επομένως από τη σχέση ορισμού του ισεντροπικού προκύπτει:

$$n_{is} = \frac{T_{2is} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (5.20)$$

Όσον αφορά τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στρόβιλου αυτός θα υπολογιστεί με τον ίδιο τρόπο. Αρχικά θα υπολογισθεί η ισεντροπική θερμοκρασία εκτόνωσης T_{4is} . Ενώ στη συνέχεια γνωρίζοντας τις υπόλοιπες τιμές από τα πειραματικά δεδομένα θα υπολογισθεί ο ισεντροπικός β.α.

$$T_{4is} = T_3 \cdot \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (5.21)$$

και άρα

$$n_{is} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4is}} \quad (5.22)$$

Οι πίνακες που ακολουθούν περιέχουν τα αποτελέσματα των υπολογισμών . Συγκεκριμένα περιέχουν τις θερμοκρασίες και τις πιέσεις εισόδου και εξόδου στο συμπιεστή και το στρόβιλο, το λόγο πίεσης, το συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής "γ", την ισεντροπική θερμοκρασία συμπίεσης και εκτόνωσης και τέλος τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή.

Πίνακας 5.10 Θερμοδυναμικά μεγέθη 1^{ου} Υπερπληρωτή

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%	
Σορπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	285,4	287,5	288,6	290,6	291,4	292,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₁	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₂	1,36	2,32	3,21	3,64	3,85	4,05
	Λόγος πίεσης	P ₂ /P ₁	1,33	2,28	3,15	3,58	3,79	3,99
	γ		1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Συμπίεσης (K)	T _{2is}	309,8	363,4	399,8	417,2	424,9	432,8
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isC}	2,78	0,99	0,90	0,87	0,83	0,78

Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	552,2	574,2	599,2	633,2	668,2	721,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	513,2	488,2	473,2	483,2	505,2	542,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₃	1,16	2,04	2,83	3,24	3,46	3,67
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₄	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05
	Λόγος πίεσης	P ₃ /P ₄	1,14	1,99	2,73	3,10	3,30	3,49
	γ		1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,35
	Ισεντροπική Θερμοκρασία εκτόνωσης (K)	T _{4is}	533,5	477,9	459,6	470,5	488,3	521,3
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isT}	2,09	0,89	0,90	0,92	0,91	0,90

Ομοίως και για το δεύτερο υπερπληρωτή.

Πίνακας 5.11 Θερμοδυναμικά μεγέθη 2^{ου} Υπερπληρωτή

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%	
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	286,0	289,0	289,7	292,4	294,8	295,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₁	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₂	1,36	2,32	3,21	3,64	3,85	4,05
	Λόγος πίεσης	P ₂ /P ₁	1,33	2,28	3,15	3,58	3,79	3,98
	γ		1,40	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Συμπίεσης (K)	T _{2is}	310,5	365,2	401,2	419,6	429,7	437,1
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isC}	2,40	0,96	0,90	0,87	0,87	0,80

Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	564,2	593,2	613,2	643,2	673,2	723,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	523,2	498,2	477,2	488,2	508,2	540,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₃	1,16	2,04	2,83	3,24	3,46	3,67
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₄	1,02	1,03	1,04	1,04	1,05	1,05
	Λόγος πίεσης	P ₃ /P ₄	1,14	1,99	2,73	3,10	3,30	3,51
	γ		1,36	1,36	1,36	1,36	1,36	1,35
	Ισεντροπική Θερμοκρασία εκτόνωσης (K)	T _{4is}	545,2	494,0	470,8	477,5	491,4	522,0
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isT}	2,16	0,96	0,96	0,94	0,91	0,91

Οι τιμές των ισεντροπικών β.α που προέκυψαν από τους παραπάνω υπολογισμούς συνοψίζονται στους παρακάτω πίνακες.

Πίνακας 5.12 Τιμές ισεντροπικού β.α συμπίεστη 1 και 2 και μέσος όρος αυτών.

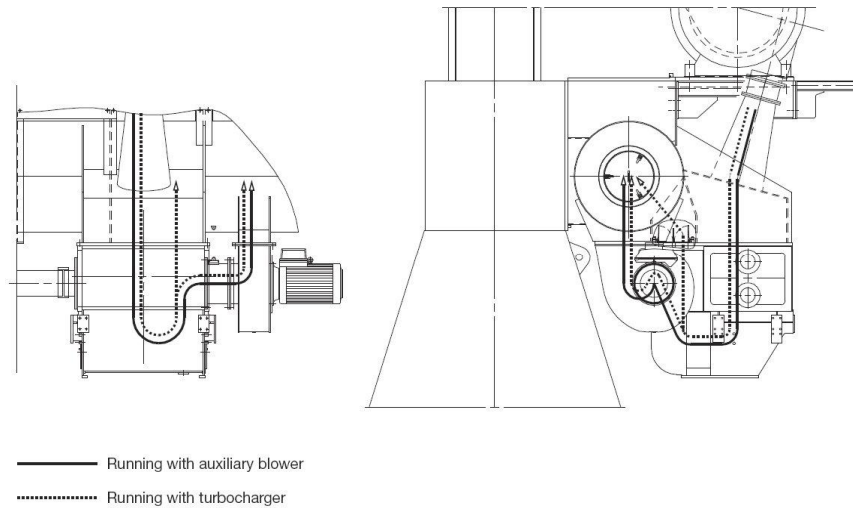
Φορτίο %	n_{isC_1}	n_{isC_2}	Average
25%	2,78	2,40	2,59
50%	0,99	0,96	0,98
75%	0,90	0,90	0,90
90%	0,87	0,87	0,87
100%	0,83	0,87	0,85
110%	0,78	0,80	0,79

Πίνακας 5.13 Τιμές ισεντροπικού β.α στροβίλου 1 και 2 και μέσος όρος αυτών.

Φορτίο %	n_{isT_1}	n_{isT_2}	Average
25%	2,09	2,16	2,13
50%	0,89	0,96	0,93
75%	0,90	0,96	0,93
90%	0,92	0,94	0,93
100%	0,91	0,91	0,91
110%	0,90	0,91	0,90

Από τις τιμές παρατηρείται ότι για 25% του φορτίου οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης είναι πολύ μεγαλύτεροι της μονάδος. Αυτό συμβαίνει διότι σε πολύ χαμηλά φορτία λειτουργούν οι εφεδρικές αντλίες παροχής αέρα οι οποίες είναι ηλεκτροκίνητες.

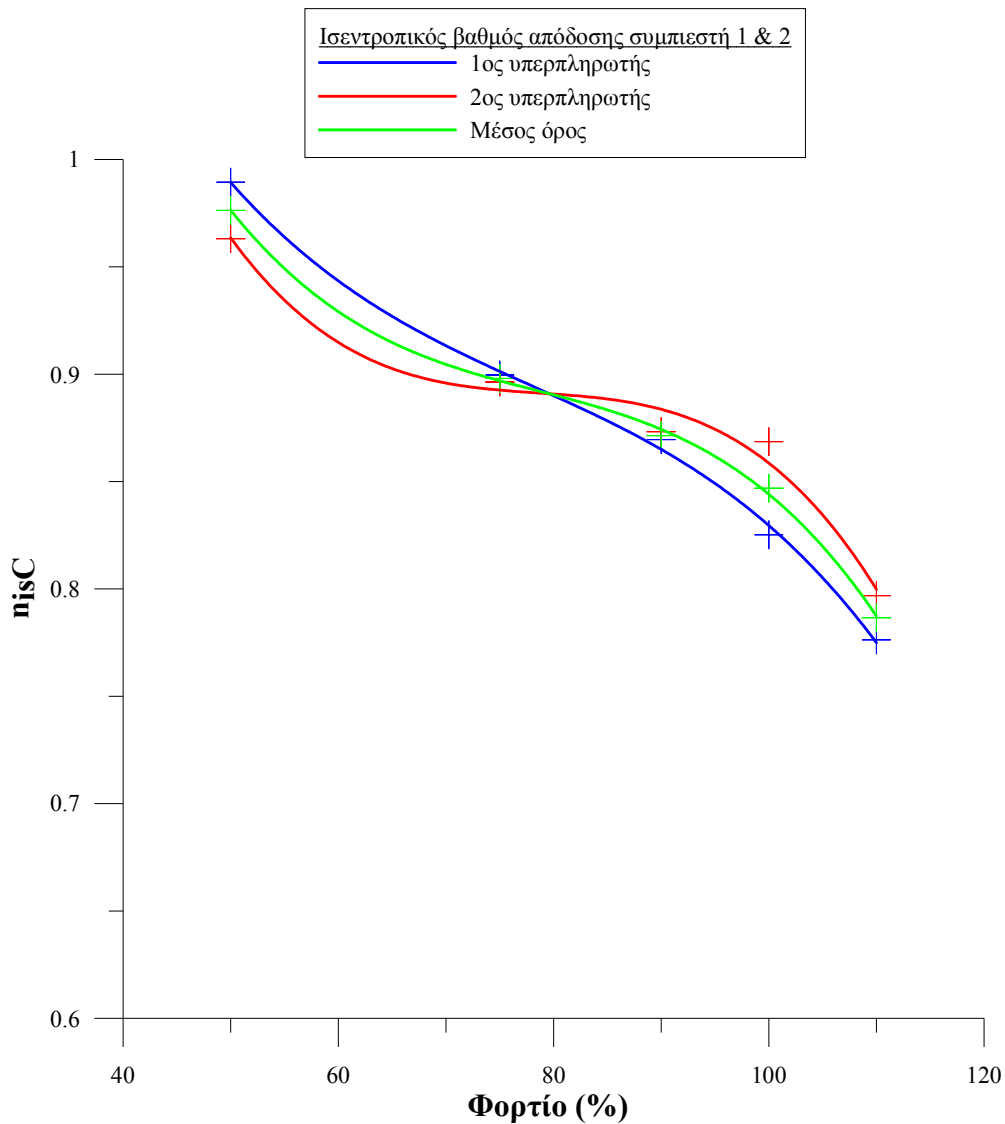
Κάθε κινητήρας είναι εφοδιασμένος με δύο τουλάχιστον ηλεκτροκίνητους συμπίεστες. Ο αριθμός αυτών των συμπίεστων εξαρτάται από τον αριθμό των κυλίνδρων αλλά και από τον τύπο και των αριθμό των υπερπληρωτών. Τοποθετούνται ανάμεσα στον οχετό εισαγωγής και στο σύστημα ψύξης του αέρα και λειτουργούν συνεχόμενα πριν ο κινητήρας τεθεί σε λειτουργία ούτως ώστε να διασφαλιστεί η τέλεια απόπλυση των κυλίνδρων κατά την διαδικασία έναρξης της λειτουργίας του κινητήρα. Επιπλέον για να παρέχουν τις ιδανικότερες συνθήκες για μια ασφαλή εκκίνηση του κινητήρα.



Σχήμα 5.2 Εφεδρικοί ηλεκροκίνητοι συμπιεστές για το σύστημα παροχής αέρα του κινητήρα. (ΠΗΓΗ: MAN B&W)

Σύνδεση με το κύκλωμα παροχής αέρα γίνεται μέσω βαλβίδων αντεπιστροφής, οι οποίες ανοίγουν και κλείνουν αυτόματα όταν οι εφεδρικοί συμπιεστές ξεκινήσουν να λειτουργούν. Πέρα όμως από τη φάση της εκκίνησης του κινητήρα, οι εφεδρικοί συμπιεστές ξεκινούν να λειτουργούν αυτόματα και όταν η πίεση εισαγωγής στον κινητήρα πέσει κάτω από κάποιο θεσπισμένο όριο. Το όριο αυτό συνήθως αντιστοιχεί στο 25% με 35% του φορτίου του κινητήρα. Για αυτό το λόγο οι τιμές που αντιστοιχούν στο 25% του φορτίου και προέκυψαν από την επεξεργασία των μετρήσεων θα αμεληθούν.

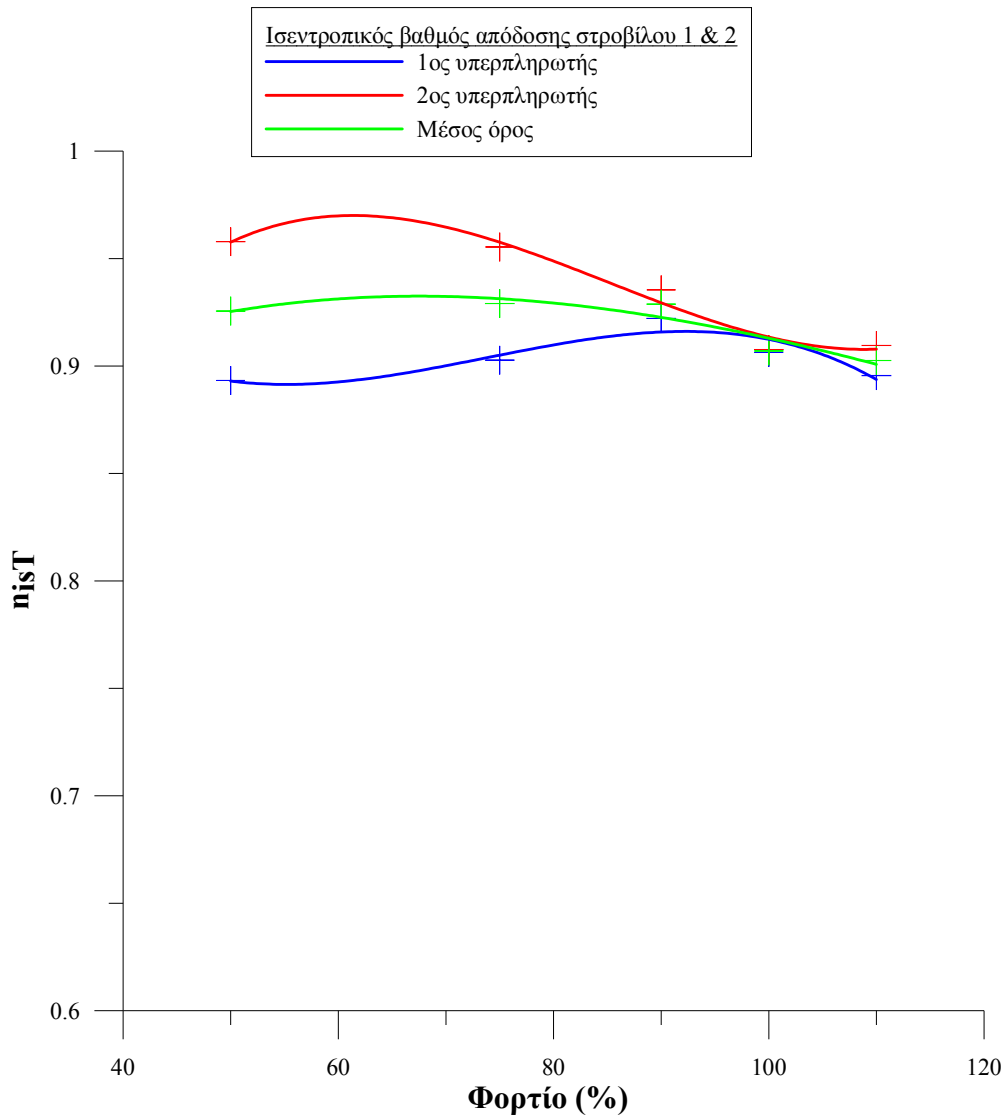
Στα παρακάτω σχήματα αναπαρίσταται η μεταβολή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου για τους δύο υπερπληρωτές του κινητήρα καθώς και ο μέσος όρος τους.



Σχήμα 5.3 Μεταβολή ισητροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.

Παρατηρείται ότι ο ισητροπικός β.α ξεκινάει από αρκετά υψηλή τιμή. Αυτό οφείλεται σε προβλήματα που εμφανίζονται κατά τις μετρήσεις θερμοκρασίας η οποία δεν μπορεί να μετρηθεί με ακρίβεια όταν η παροχή αέρα είναι χαμηλή. Καθώς ανεβαίνει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα ο ισητροπικός β.α η_{isC} μειώνεται μέχρι την τιμή 0,78 και 0,80 που είναι και οι ελάχιστες για τους δύο υπερπληρωτές.

Ακολουθεί το διάγραμμα του ισητροπικού β.α του στροβίλου η_{isT} .



Σχήμα 5.4 Μεταβολή ισητροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.

Ο ισητροπικός β.α του στροβίλου εμφανίζεται μεγαλύτερος σε σχέση με αυτόν του συμπιεστή. Για το μεγαλύτερο φάσμα των στροφών παραμένει σταθερός στο 90%. Καθώς αυξάνεται όμως το φορτίο του κινητήρα παρατηρείται ότι η διαφορά μεταξύ του 1^{ου} υπερπληρωτή και του 2^{ου}, γίνεται πλέον αμελητέα. Το γεγονός αυτό πιστοποιεί ότι σε υψηλότερα φορτία οι μετρήσεις και στους δύο υπερπληρωτές είναι πιο ακριβείς και συνεπώς τα αποτελέσματα πιο αξιόπιστα.

5.2.4 Ενεργειακό ισοζύγιο ατράκτου στρόβιλο – υπερπληρωτή του κινητήρα "Α"

Στη συγκεκριμένη παράγραφο θα ελεγχθεί το ενεργειακό ισοζύγιο της ατράκτου του στρόβιλο – υπερπληρωτή. Σκοπός είναι μέσα από τη μελέτη αυτή να ελεγχθεί η αξιοπιστία των μετρήσεων. Σύμφωνα με τη θεωρία, ένα μικρό μέρος από την ποσότητα ισχύος που παράγει ο στρόβιλος χάνεται σε μηχανικές απώλειες και το μεγαλύτερο μέρος απορροφάται από το συμπιεστή. Αυτό θα επαληθευτεί στους υπολογισμούς που θα ακολουθήσουν εφόσον τα πειραματικά δεδομένα είναι σωστά.

Σε μόνιμη κατάσταση λειτουργίας, εφόσον ο συμπιεστής και ο στρόβιλος βρίσκονται στον ίδιο άξονα, θα πρέπει να βρίσκονται και σε ισορροπία ισχύος.

$$P_C = P_T \Leftrightarrow m_a \cdot c_{p_a} \frac{(T_2 - T_1)}{n_{mC}} = m_G \cdot c_{p_G} \cdot (T_3 - T_4) \cdot n_{mT} \quad (5.23)$$

όπου c_{p_a} και c_{p_G} είναι οι μέσες θερμοχωρητικότητες ανάμεσα στις αντίστοιχες θερμοκρασίες, m_G και m_a είναι οι παροχές καυσαερίου και αέρα αντίστοιχα, ενώ n_{mC} και n_{mT} είναι οι μηχανικοί βαθμοί απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου αντίστοιχα⁷. Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης του στρόβιλου n_{mT} τοποθετείται στον αριθμητή της παραπάνω εξίσωσης. Ο λόγος είναι γιατί ο στρόβιλος είναι αυτός που παράγει την ενέργεια ένα μέρος τις οποίας θα καταναλωθεί σε μηχανικές απώλειες. Η εναπομένουσα ενέργεια θα μεταφερθεί στο συμπιεστή ο οποίος ως αποδέκτης της ενέργειας θα απορροφήσει περισσότερη σε σχέση με την ωφέλιμη που παράγει. Γι' αυτό το λόγο ο n_{mC} τοποθετείται στον παρονομαστή της εξίσωσης.

Για την εκτίμηση των παροχών μάζας αέρα και καυσαερίου, θα πρέπει να αρχικά να υπολογιστεί η κατανάλωση καυσίμου. Από μετρήσεις είναι γνωστή η ειδική κατανάλωση καυσίμου \bar{b} σε g/ kWh. Επομένως η κατανάλωση καυσίμου θα είναι

$$\dot{m}_b = \bar{b} \cdot \frac{1}{1000} \cdot \frac{1}{3600} \cdot P \left[\frac{kg}{s} \right] \quad (5.24)$$

όπου P [KW] είναι η ισχύς του κινητήρα.

Από την παράγραφο 5.2.2 έχουν υπολογιστεί τα χαρακτηριστικά μεγέθη μ_L [kg αέρα/ kg καυσίμου] και μ_G [kg καυσαερίου/ kg καυσίμου] του αέρα και του καυσαερίου αντίστοιχα για κάθε φορτίο του κινητήρα υποθέτοντας ένα λόγο ισοδυναμίας "λ". Ο υπολογισμός των παροχών καυσαερίου και αέρα είναι τώρα άμεσος.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_b \cdot \mu_L \quad \text{και} \quad \dot{m}_G = \dot{m}_b \cdot \mu_G \quad (5.25)$$

Οι παροχές αέρα και καυσαερίων παρατίθενται στους επόμενους πίνακες σε [kg/ s] και σε [tn/ h]

⁷ Οι μηχανικοί β.α του στρόβιλου και του συμπιεστή λαμβάνονται ίση με 0,95

Πίνακας 5.14 Παροχές αέρα και καυσαερίου [kg/ s] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
Παροχή αέρα (kg/ s)	\dot{m}_a	10,96	20,40	29,97	34,90	36,61	39,56
Παροχή καυσαερίου (kg/ s)	\dot{m}_G	11,20	20,87	30,64	35,71	37,53	40,59
Παροχή καυσίμου (kg/ s)	\dot{m}_b	0,24	0,46	0,67	0,81	0,92	1,03

Πίνακας 5.15 Παροχές αέρα και καυσαερίου [tn/ h] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
Παροχή αέρα (tn/ h)	\dot{m}_a	39,45	73,46	107,89	125,63	131,79	142,42
Παροχή καυσαερίου (tn/ h)	\dot{m}_G	40,32	75,12	110,31	128,55	135,09	146,12
Παροχή καυσίμου (tn/ h)	\dot{m}_b	0,87	1,66	2,42	2,92	3,31	3,70

Ο κινητήρας ωστόσο είναι εφοδιασμένος με 2 ζεύγη υπερπληρωτών συνεπώς θα θεωρηθεί ότι από κάθε υπερπληρωτή διέρχεται το ήμισυ της ολικής παροχής μάζας. Έχοντας υπολογίσει όλα τα μεγέθη της εξίσωσης (5.23) κατασκευάζονται οι επόμενοι πίνακες. Ο Πίνακας 5.16 αφορά τον 1^ο υπερπληρωτή και ο Πίνακας 5.17 το 2^ο. Οι πίνακες αυτοί περιέχουν όλες τις απαραίτητες τιμές για τον υπολογισμό της ισχύος του συμπιεστή και του στροβίλου. Συγκεκριμένα:

- Την παροχή αέρα [kg/s]
- Την παροχή καυσαερίου [kg/s]
- Ειδικής θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση αέρα C_{p_a} [KJ/kg]
- Ειδικής θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση καυσαερίου C_{p_g} [KJ/kg]
- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του συμπιεστή T_1 και T_2 [K]
- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του στροβίλου T_3 και T_4 [K]
- Ισχύ του στροβίλου και του συμπιεστή [KW]

Είναι σημαντικό να τονισθεί ότι κατά τον υπολογισμό της ισχύος του συμπιεστή και του στροβίλου, επιλέχθηκε μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου

$$n_{mC} = n_{mT} = 0,95 \quad (5.26)$$

ο οποίος διατηρήθηκε ίδιος σε όλα τα φορτία του κινητήρα που εξετάστηκαν.

Πίνακας 5.16 Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 1^{ου} υπερπληρωτή.

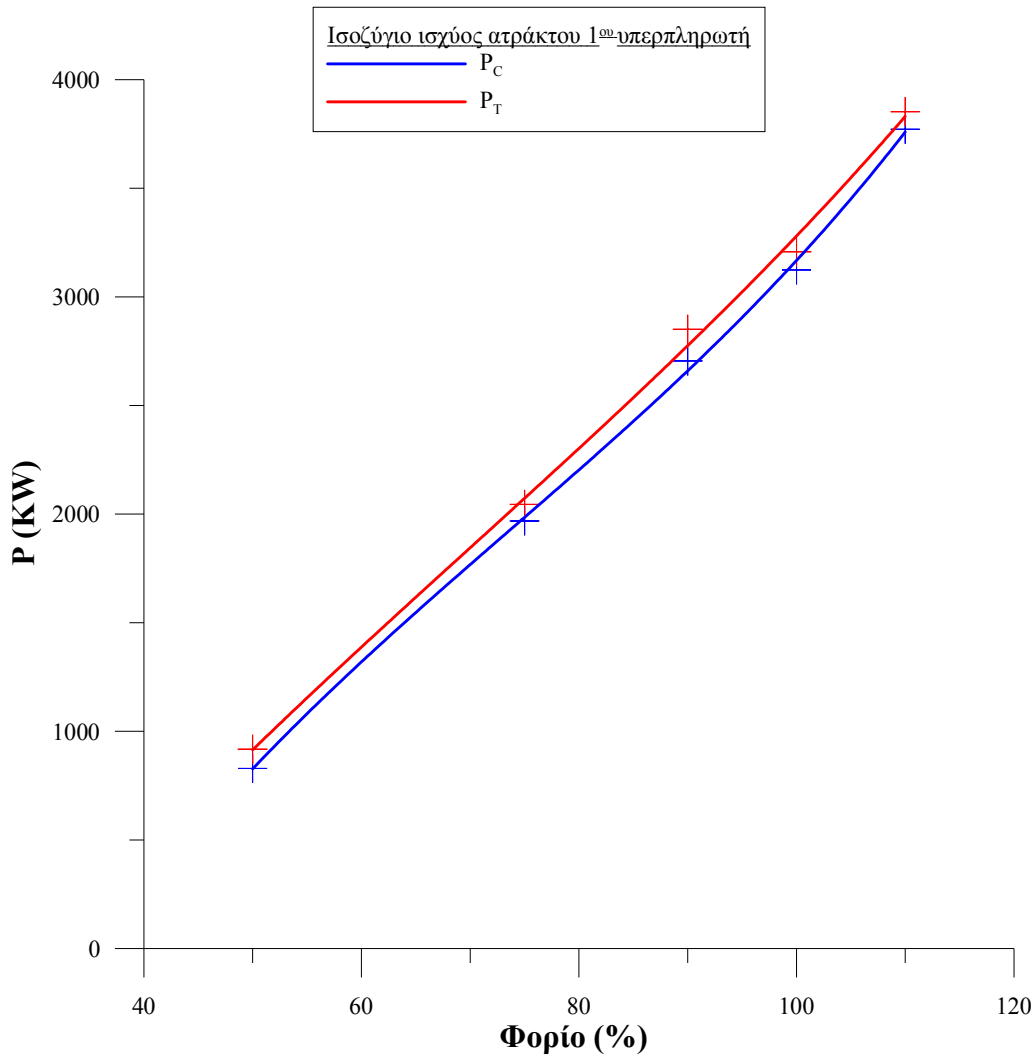
Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
Παροχή αέρα (Kg/ s)	\dot{m}_a	5,479	10,202	14,985	17,449	18,304	19,780
Παροχή καυσαερίου (Kg/ s)	\dot{m}_G	5,600	10,433	15,321	17,855	18,763	20,295
Cp αέρα (KJ/ Kg)	C_{p_a}	1,003	1,007	1,010	1,011	1,013	1,014
Cp καυσαερίου (KJ/ Kg)	C_{p_g}	1,076	1,077	1,115	1,121	1,092	1,105
Θερμοκρασία εισόδου συμπιεστή (K)	T_1	285,4	287,5	288,6	290,6	291,4	292,7
Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή (K)	T_2	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
Ισχύς Συμπιεστή (KW)	P_C	50,92	829,25	1968,52	2704,95	3156,97	3811,75
Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (K)	T_3	552,2	574,2	599,2	633,2	668,2	721,2
Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου (K)	T_4	513,2	488,2	473,2	483,2	505,2	542,2
Ισχύς στροβίλου (KW)	P_T	223,2	917,8	2045,1	2851,1	3207,5	3852,6

Ομοίως και για τον άλλο υπερπληρωτή

Πίνακας 5.17 Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%
Παροχή αέρα (Kg/ s)	\dot{m}_a	5,479	10,202	14,985	17,449	18,304	19,780
Παροχή καυσαερίου (Kg/ s)	\dot{m}_G	5,600	10,433	15,321	17,855	18,763	20,295
Cp αέρα (KJ/ Kg)	C_{P_a}	1,003	1,007	1,010	1,012	1,013	1,014
Cp καυσαερίου (KJ/ Kg)	C_{P_g}	1,079	1,080	1,117	1,123	1,093	1,105
Θερμοκρασία εισόδου συμπιεστή (K)	T ₁	286,0	289,0	289,7	292,4	294,8	295,7
Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή (K)	T ₂	294,2	364,2	412,2	436,2	453,2	473,2
Ισχύς συμπιεστή (KW)	P_C	59,02	856,53	1983,23	2709,31	3032,05	3749,06
Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (K)	T ₃	564,2	593,2	613,2	643,2	673,2	723,2
Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου (K)	T ₄	523,2	498,2	477,2	488,2	508,2	540,2
Ισχύς στροβίλου (KW)	P_T	235,2	1017,0	2211,8	2951,1	3249,7	3938,7

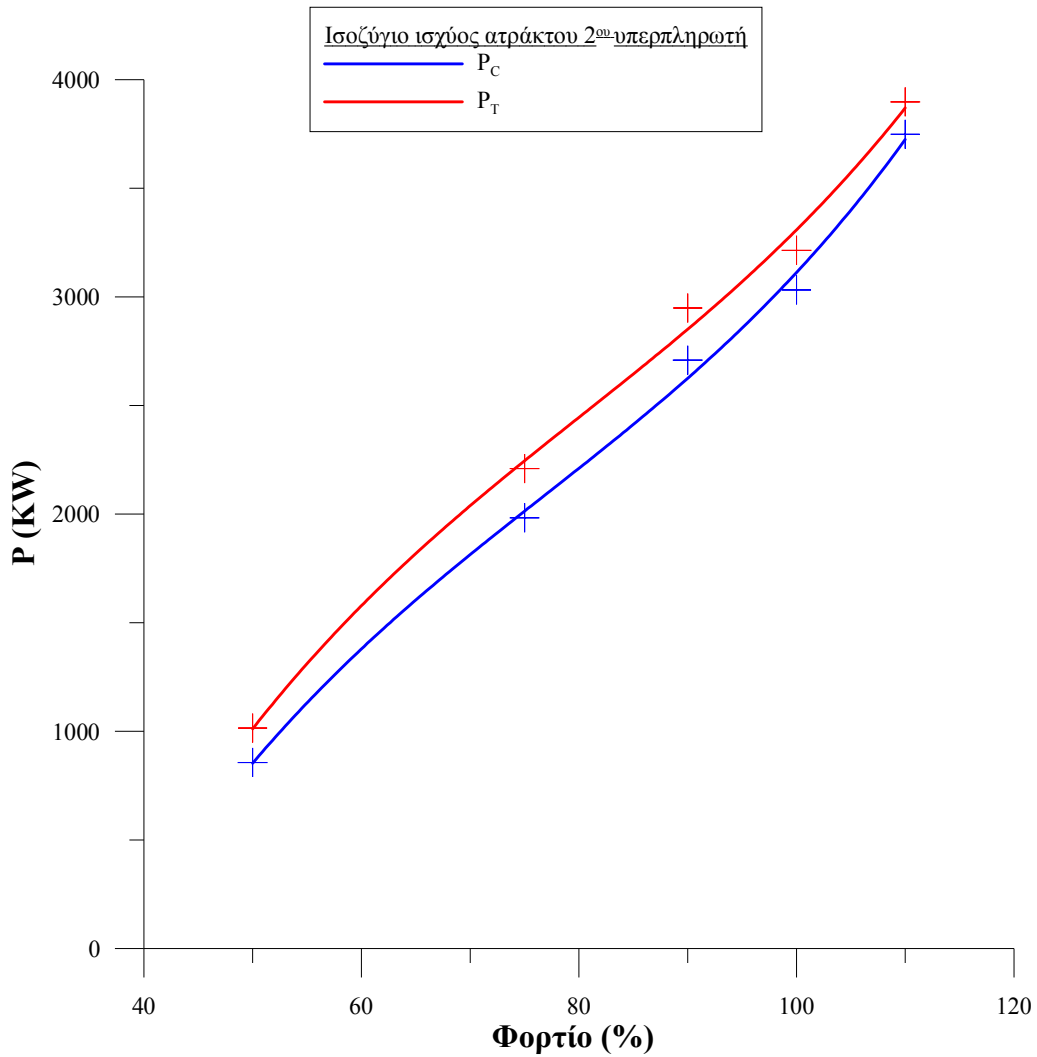
Έχοντας υπολογίσει την παραγόμενη από το στρόβιλο αλλά και την απορροφώμενη από το συμπιεστή ισχύ κατασκευάζεται το διάγραμμα ισχύος – φορτίου για να ελεγχθεί το ισοζύγιο ενέργειας. Ακολουθεί το αντίστοιχο σχήμα.



Σχήμα 5.5 Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το συμπιεστή και το στρόβιλο αντίστοιχα όπως προκύπτει από το ισοζύγιο ενέργειας του 1^{ου} υπερπληρωτή.

Στο παραπάνω σχήμα παρατηρείται ότι η ισχύς του στροβίλου είναι μεγαλύτερη από την απορροφόμενη ισχύ από τον συμπιεστή σε όλο το φάσμα στροφών. Αυτό σημαίνει ότι για το μηχανικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου που έχει επιλεγθεί⁸ και για τις μετρήσεις θερμοκρασίας που χρησιμοποιήθηκαν, τα αποτελέσματα είναι ορθά. Η ισχύς του στροβίλου είναι μεγαλύτερη από αυτή του συμπιεστή όπως αναμενόταν. Οι καμπύλες δεν ταυτίζονται όπως θεωρητικά θα έπρεπε καθώς δε είναι γνωστοί με ακρίβεια οι μηχανικοί β.α και οι μετρήσεις των θερμοκρασιών δεν μπορούν να πραγματοποιηθούν με πολύ μεγάλη ακρίβεια.

⁸ $n_{mC} = n_{mT} = 0,95$



Σχήμα 5.6 Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το συμπιεστή και το στρόβιλο αντίστοιχα όπως προκύπτει από το ισοζύγιο ενέργειας του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Στο 2^ο υπερπληρωτή το ισοζύγιο ενέργειας στην άτρακτο του στρόβιλο – υπερπληρωτή επιβεβαιώνεται πιο ξεκάθαρα. Η παραγόμενη από το στρόβιλο ισχύς είναι περισσότερη από την απορροφόμενη του συμπιεστή σε όλο το φάσμα της ταχύτητας περιστροφής του συμπιεστή.

5.2.5 Διόρθωση Θερμοκρασιών στροβίλου του κινητήρα "Α"

Από τις διαθέσιμες πειραματικές μετρήσεις, οι θερμοκρασίες στην είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή T_1 και T_2 , είναι οι περισσότερο αξιόπιστες και αυτό λόγω του ότι οι θερμοκρασίες είναι πιο χαμηλές και ότι η ροή είναι γενικά πιο στρωτή. Από τις θερμοκρασίες που μετρώνται στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου, θα θεωρηθεί ως περισσότερο αξιόπιστη η θερμοκρασία της εισόδου T_3 . Με βάση την ισχύ που παράγει ο συμπιεστής και το ενεργειακό ισοζύγιο που διατυπώνεται με την εξίσωση (5.23), θα υπολογιστεί μια νέα θερμοκρασία T_4' διατηρώντας τις θερμοκρασίες T_1 , T_2 και T_3 ως γνωστές. Η διαδικασία επίλυσης της εξίσωσης (5.23) έχει ως εξής:

$$T_3 - T_4' = \frac{m_a \cdot C_{P_a} \cdot (T_2 - T_1)}{n_{mC} n_{mT} \cdot m_G \cdot C_{P_G}} \quad (5.27)$$

Θεωρώντας ότι οι θερμοκρασίες T_3 δεν αλλάζουν αλλά παραμένουν ίδιες με πριν προκύπτει μια έκφραση της T_4 .

$$T_4' = T_3 - \frac{m_a \cdot C_{P_a} \cdot (T_2 - T_1)}{n_{mC} n_{mT} \cdot m_G \cdot C_{P_G}} \quad (5.28)$$

και να υπολογιστούν οι νέες τιμές θερμοκρασιών για το στροβίλο. Στου πίνακες που ακολουθούν παρατίθενται οι τιμές από τις νέες θερμοκρασίες T_4' όπως προέκυψε σύμφωνα με την εξίσωση (5.28). Ο υπολογισμός του νέου ισεντροπικού β.α η'_{isT} του στροβίλου έγινε σύμφωνα με τη διαδικασία που έχει ήδη αναφερθεί. Ωστόσο πρέπει να ληφθεί υπόψη ότι με τη νέα θερμοκρασιακή διαφορά στο στροβίλο θα έχει μεταβληθεί και ο αδιαβατικός συντελεστής. Θα πρέπει να επαναληφθεί η διαδικασία υπολογισμού του.

Ο Πίνακας 5.18 και ο Πίνακας 5.19 που ακολουθεί περιέχει την νέα θερμοκρασία T_4' που υπολογίστηκε με τη βοήθεια της εξίσωσης (5.28) για τον 1^ο και το 2^ο υπερπληρωτή αντίστοιχα για όλα τα φορτία του κινητήρα που εξετάστηκαν. Για λόγους πληρότητας περιέχει και τη θερμοκρασία T_3 που διατηρήθηκε στον υπολογισμό ως γνωστή και την θερμοκρασία T_4 που μεταβλήθηκε. Περιέχεται επίσης ο παλιός και ο νέος ισεντροπικός συντελεστής η_{isT} και η_{isT}' αντίστοιχα, καθώς και ο λόγος μεταβολής τους για κάθε φορτίο.

Πίνακας 5.18 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4' και ισεντροπικού β.α n'_{isT} για του 1^ο υπερπληρωτή.

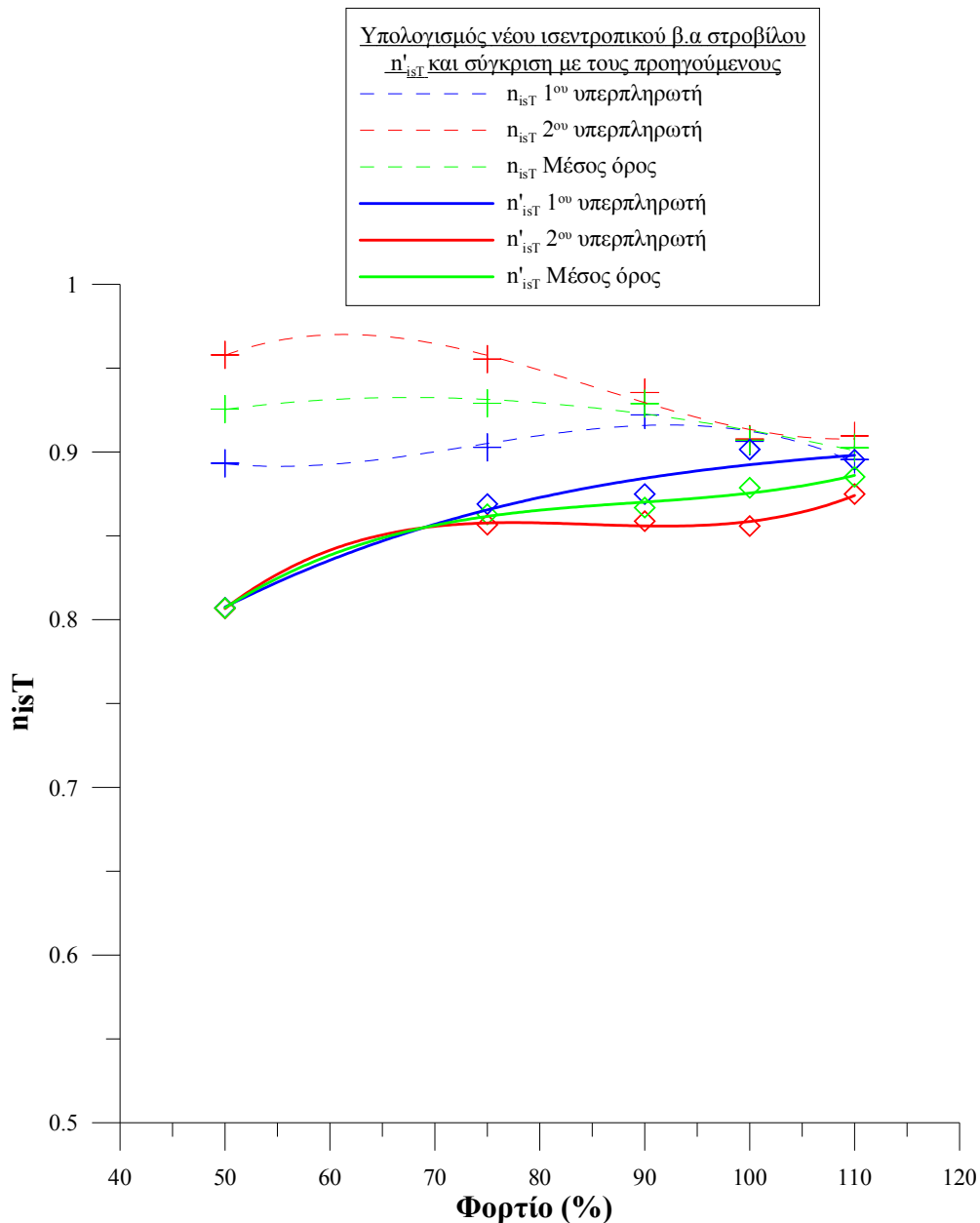
Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%	
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	552,2	574,2	599,2	633,2	668,2	721,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	513,2	488,2	473,2	483,2	505,2	542,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4'	543,3	496,4	477,9	490,8	506,0	542,2
	γ'		1,3624	1,3633	1,3582	1,3553	1,3563	1,3510
	Παλιός ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης	n_{isT}	2,09	0,89	0,90	0,92	0,91	0,90
	Νέος Ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης	n'_{isT}	0,48	0,81	0,87	0,87	0,90	0,90
	Λόγος μεταβολής	$n'_{isT} - n_{isT} / n_{isT}$	77,19%	9,65%	3,74%	5,13%	0,54%	0,02%

Πίνακας 5.19 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4' και ισεντροπικού β.α n'_{isT} για του 2^ο υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%	110%	
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	564,2	593,2	613,2	643,2	673,2	723,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	523,2	498,2	477,2	488,2	508,2	540,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4'	553,9	513,1	491,2	500,9	517,6	547,1
	γ'		1,36	1,36	1,36	1,35	1,36	1,35
	Παλιός ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης	n_{isT}	2,16	0,96	0,96	0,94	0,91	0,91
	Νέος Ισεντροπικός Βαθμός απόδοσης	n'_{isT}	0,54	0,81	0,86	0,86	0,86	0,87

Λόγος μεταβολής	$\frac{n'_{isT} - n_{isT}}{n_{isT}}$	74,91%	15,78%	10,34%	8,20%	5,72%	3,81%
-----------------	--------------------------------------	--------	--------	--------	-------	-------	-------

Στο σχήμα που ακολουθεί αποτυπώνεται η μεταβολή του νέου ισεντροπικού βαθμού απόδοσης n_{isT}' συναρτήσει του φορτίου. Περιλαμβάνονται επίσης και οι τιμές του ισεντροπικού β.α n_{isT}' που υπολογίστηκε στην προηγούμενη παράγραφο έτσι ώστε να είναι δυνατή η σύγκριση των δύο.



Σχήμα 5.7 Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n_{isT}' ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα.

Στο σχήμα αναπαρίσταται με συνεχή γραμμή η μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α του στροβίλου n_{isT}' όπως προέκυψε από τους παραπάνω

υπολογισμούς. Με διακεκομμένη γραμμή αναπαρίσταται ο ισεντροπικός β.α του στροβίλου πριν τη διόρθωση της θερμοκρασίας T_4 . Συγκρίνοντας τους δύο ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης παρατηρείται ότι ο νέος έχει μικρότερες τιμές. Συγκεκριμένα διατηρείται κάτω από τις τιμές του παλιού ισεντροπικού β.α και κάτω από το 90% σε όλο το εύρος του φορτίου. Παρατηρείται επίσης ότι ο νέος και ο παλιός ισεντροπικός β.α έχουν την τάση να συγκλίνουν καθώς το φορτίο αυξάνει. Ο λόγος είναι ότι η ροή των καυσαερίων γίνεται περισσότερο στρωτή, και οι τιμές των μετρήσεων περισσότερο αξιόπιστες. Συνεπώς η διαφορά ανάμεσα στο νέο ισεντροπικό β.α με την διορθωμένη θερμοκρασία και τον παλιό μειώνεται.

Οι χαμηλότερες τιμές που εμφανίζονται πλησιάζουν περισσότερο την πραγματικότητα. Τα αποτελέσματα που προέκυψαν συνεπώς, με διορθωμένη τη θερμοκρασία T_4 , είναι ορθότερα.

5.3 Μελέτη Συστήματος Υπερπλήρωσης του Δίχρονου Ναυτικού Κινητήρα "B"

5.3.1 Εισαγωγή

Οι μετρήσεις που διατίθενται για τον συγκεκριμένο κινητήρα "B", σε αντίθεση με τον κινητήρα της προηγούμενης παραγράφου, πραγματοποιήθηκαν κατά τη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών. Ο κινητήρας "B" είναι του ίδιου κατασκευαστή ωστόσο η διαφορά με τον προηγούμενο κινητήρα έγκειται στο ότι είναι διαφορετικής έκδοσης. Πολλοί κινητήρες διατίθενται από τον κατασκευαστή σε περισσότερες από μία εκδόσεις. Τα βασικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά αυτού, όπως ο αριθμός των κυλίνδρων, η διάταξή του, η διάμετρος και η διαδρομή του εμβόλου είναι ίδια με τον προηγούμενο. Στην παράγραφο αυτή θα ελεγχθεί η λειτουργία του στρόβιλο – υπερπληρωτή υπολογίζοντας τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή και του στρόβιλου. Ο συγκεκριμένος κινητήρας είναι εφοδιασμένος με δύο στρόβιλο – υπερπληρωτές οι οποίοι αν και ανήκουν στον ίδιο κατασκευαστή, παρουσιάζουν κάποιες διαφορές όπως αναφέρθηκε στην παράγραφο 5.1.

Στη συνέχεια θα ελεγχθεί σύμφωνα με τις θερμοκρασίες στην είσοδο και στην έξοδο του συμπιεστή και του στρόβιλου αν ισχύει το ισοζύγιο ενέργειας της ατράκτου του στρόβιλο – υπερπληρωτή. Τέλος θα χρησιμοποιώντας το ισοζύγιο ενέργειας του στρόβιλο – υπερπληρωτή θα υπολογιστεί εκ νέου μια θερμοκρασία εισόδου ή εξόδου του στρόβιλου. Η επιλογή στο ποιά θα είναι αυτή, θα κριθεί ανάλογα με το ποιά απο τις δύο δίνει τα καλύτερα αποτελέσματα.

Όσον αφορά τη διάταξη του κινητήρα, αυτή δεν διαφέρει καθόλου από το Σχήμα 5.1. Οι συμβολισμοί που θα ακολουθήσουν ταυτίζονται με αυτούς του προηγούμενου κεφαλαίου.

5.3.2 Υπολογισμός χαρακτηριστικών μεγεθών και λόγου ισοδυναμίας του κινητήρα "B".

Παράλληλα με τις μετρήσεις πιέσεων και θερμοκρασιών στο συγκεκριμένο κινητήρα δίνεται και η παροχή μάζας αέρα, καυσαερίων και η παροχή του καυσίμου, από όπου μπορεί να υπολογιστεί ο λόγος ισοδυναμίας λ του κινητήρα ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του. Τα πειραματικά δεδομένα δίνονται για πέντε διαφορετικά φορτία και αναγράφονται στους παρακάτω πίνακες. Οι ταχύτητες περιστροφής που αντιστοιχούν στα φορτία αυτά αναγράφονται στον Πίνακα 5.20 ενώ οι παροχές αέρα, καυσαερίου και καυσίμου στον Πίνακα 5.21 σε [kg/s] και στον Πίνακα 5.22 σε [tn/h].

Πίνακας 5.20 Φορτίο και ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα κατά το οποίο έγιναν οι μετρήσεις.

Φορτίο %	RPM
25%	50
60%	80,4
75%	84,9
90%	90,35
100%	92,5

Πίνακας 5.21 Παροχές αέρα και καυσαερίου [kg/ s] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%
Παροχή αέρα (kg/ s)	\dot{m}_a	7,06	32,27	36,79	42,54	44,81
Παροχή καυσαερίου (kg/ s)	\dot{m}_G	7,20	32,92	37,56	43,47	45,80
Παροχή καυσίμου (kg/ s)	\dot{m}_b	0,14	0,66	0,77	0,93	0,99

Πίνακας 5.22 Παροχές αέρα και καυσαερίου [tn/ h] σε κάθε φορτίο λειτουργίας του κινητήρα.

Φορτίο		25%	50%	75%	90%	100%
Παροχή αέρα (tn/ h)	\dot{m}_a	25,43	116,17	132,43	153,14	161,31
Παροχή καυσαερίου (tn/ h)	\dot{m}_G	25,93	118,53	135,20	156,49	164,89
Παροχή καυσίμου (tn/ h)	\dot{m}_b	0,50	2,36	2,77	3,35	3,58

Γνωρίζοντας τις τιμές παροχής μάζας καυσίμου και αέρα, ο λόγος ισοδυναμίας λ_a του κινητήρα δίνεται από τη σχέση υπολογισμού :

$$\lambda = \frac{AF}{AF_{st}} = \frac{\dot{m}_a}{\left(\frac{\dot{m}_a}{\dot{m}_b}\right)_{st}} \quad (5.29)$$

όπου AF είναι ο λόγος αέρα καυσίμου, δηλαδή η παροχή μάζας αέρα προς την παροχή μάζας του καυσίμου. Ενώ AF_{st} είναι ο στοιχειομετρικός λόγος αέρα καυσίμου δηλαδή η στοιχειομετρική ποσότητα αέρα που απαιτείται για την καύση 1 kg καυσίμου. Η τιμή του AF_{st} εξαρτάται από τη σύνθεση του καυσίμου σε άνθρακες και υδρογονάνθρακες και θα ληφθεί ίση με 14,77. Οι τιμές παροχής μάζας αέρα και καυσίμου δίνονται στον Πίνακα 5.21. Ακολουθούν οι τιμές του λόγου ισοδυναμίας αέρα.

Πίνακας 5.23 Λόγος ισοδυναμίας αέρα για κάθε φορτίο του κινητήρα.

Φορτίο %	λ_a
25%	3,48
60%	3,34
75%	3,25
90%	3,10
100%	3,04

5.3.3 Υπολογισμός συντελεστή αδιαβατικής μεταβολής γ του αέρα και του καυσαερίου του κινητήρα "B".

Όπως και στην περίπτωση του προηγούμενου κινητήρα, για τον υπολογισμό του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου, θα πρέπει να υπολογιστεί ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής γ . Με την παραδοχή ότι ο αέρας και το καυσαέριο είναι τέλεια αέρια, ισχύουν η εξίσωση των τέλειων αερίων (5.1) αλλά και οι εξισώσεις (2.33) και (2.34) που υπολογίζουν τη μέση ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση c_p .

Τα χαρακτηριστικά μεγέθη $\mu_{\text{LOT}}, \mu_{\text{CO}_2}, \mu_{\text{SO}_2}, \mu_{\text{O}_2}, \mu_{\text{N}_2}$ και $\mu_{\text{H}_2\text{O}}$ στοιχειομετρικής καύσης στοιχειακών καυσίμων παραμένουν ίδια με τον Πίνακα 5.1. Ωστόσο η σύσταση του καυσίμου αυτή τη φορά μας δίνεται. Οι περιεκτικότητες γ_K του καυσίμου στα διάφορα στοιχεία του παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 5.24 Περιεκτικότητα του καυσίμου μείγματος στις διάφορες χημικές ενώσεις εκφρασμένες με αναλογία μάζας γ_K (kg/ kg).

Χημική Ένωση	γ_K
C	0,8717
H	0,1195
S	0,0026
O	0,0058
N	0,0002

Η διαδικασία υπολογισμού του αδιαβατικού συντελεστή γ που περιγράφεται αναλυτικά στην παράγραφο 5.2.2 είναι παραπλήσια με την διαδικασία που θα ακολουθηθεί στη συνέχεια.. Αρχικά θα υπολογιστούν οι ειδικές θερμοχωρητικότητες του αέρα για τις οποίες το μόνο που απαιτείται είναι η γνώση των θερμοκρασιών T_1 και T_2 αλλά και η χρήση των εξισώσεων (2.33) και (2.34). Τα αντίστοιχα μεγέθη για το καυσαέριο απαιτούν πρώτα τον υπολογισμό της σύστασης του καυσαερίου στα επιμέρους στοιχεία του. Ωστόσο διατίθενται και η ανάλυση των καυσαερίων στα πειραματικά δεδομένα.

Από την ανάλυση των καυσαερίων, γνωστές είναι η περιεκτικότητα των καυσαερίων σε οξυγόνο O_2 , σε διοξείδιο του άνθρακα CO_2 και η υγρασία H_2O . Τα υπόλοιπα αέρια των οποίων οι περιεκτικότητες συνδράμουν σημαντικά στον υπολογισμό των ειδικών θερμοχωρητικότητων, είναι το άζωτο N_2 και το διοξείδιο του θείου SO_2 . Γι' αυτά τα αέρια ο υπολογισμός θα είναι εν μέρει θεωρητικός.

Εφόσον μας δίνεται η παροχή μάζας του αέρα, του καυσαερίου και του καυσίμου, μπορούν να υπολογιστούν τα χαρακτηριστικά μεγέθη μ_L και μ_G από τη σχέση (5.25) και τα μεγέθη μ_{Lo} και μ_{LOT} από τις σχέσεις (5.3) έως (5.5).

Πίνακας 5.25 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο.

Φορτίο %	μ_{LoT}	μ_{Lo}	μ_L	μ_G
25%	14,353	14,598	50,780	51,780
60%	14,501	14,736	49,252	50,252
75%	14,464	14,705	47,825	48,825
90%	14,500	14,749	45,729	46,729
100%	14,564	14,829	45,089	46,089

Για τον υπολογισμό της περιεκτικότητας των καυσαερίων σε άζωτο N_2 και διοξείδιο του θείου SO_2 , θα χρησιμοποιηθούν οι εξισώσεις (5.17) και (5.15) αντίστοιχα. Ενώ για τον υπολογισμό των μεγεθών μ_{N_2} και μ_{SO_2} θα χρησιμοποιηθεί ο Πίνακας 5.1 και οι εξισώσεις (5.10) και (5.7). Οι περιεκτικότητες των συστατικών του καυσαερίου όπως προκύπτουν από την ανάλυση των καυσαερίων, αλλά και από τους παραπάνω υπολογισμούς παρατίθενται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 5.26 Περιεκτικότητες των συστατικών του καυσαερίου [kg/kg].

Φορτίο %	ξ_{CO_2}	ξ_{SO_2}	ξ_{O_2}	ξ_{N_2}	ξ_{H_2O}
25%	0,0438	0,0001	0,1508	0,7371	0,0527
60%	0,0453	0,0001	0,1489	0,7349	0,0450
75%	0,0468	0,0001	0,1470	0,7346	0,0466
90%	0,0493	0,0001	0,1434	0,7327	0,0505
100%	0,0503	0,0001	0,1420	0,7306	0,0521

Στους πίνακες που ακολουθούν (Πίνακας 5.27 και Πίνακας 5.28) παρατίθενται η θερμοκρασία του εργαζόμενου μέσου στην είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή και του στροβίλου, σε κάθε φορτίο που εξετάζεται, για τον 1^ο και το 2^ο υπερπληρωτή όπως προέκυψε από τις πειραματικές μετρήσεις

Πίνακας 5.27 Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στροβίλου και συμπιεστή 1^{ου} υπερπληρωτή.

		Φορτίο	25%	60%	75%	90%	100%
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	299,2	293,2	290,7	289,2	283,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	321,2	410,7	421,7	443,2	448,2
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	583,2	631,2	648,2	673,2	693,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	558,2	494,2	508,2	508,2	518,2

Πίνακας 5.28 Θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου στροβίλου και συμπιεστή 2^{ου} υπερπληρωτή.

		Φορτίο	25%	60%	75%	90%	100%
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	299,7	298,2	296,2	292,2	289,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	321,2	410,7	421,7	443,2	463,2
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	593,2	642,2	653,2	684,2	703,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	563,2	502,2	508,2	508,2	518,2

Έχοντας υπολογίσει και τη σύσταση του καυσαερίου (Πίνακας 5.26) θα υπολογιστεί η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση c_{pG} . Αντίστοιχα θα υπολογιστεί και ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση για τον αέρα c_{pa} . Με τη βοήθεια της εξίσωσης (5.1) υπολογίζεται η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερό όγκο c_{va} για τον αέρα και c_{vG} για το καυσαέριο αλλά.

Με γνωστές τις ειδικές θερμοχωρητικότητες υπό σταθερό όγκο και σταθερή πίεση, υπολογίζεται ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής " γ " του αέρα και του καυσαερίου από τη σχέση $\gamma = c_p/c_v$. Στους πίνακες που ακολουθούν περιέχονται τα χαρακτηριστικά μεγέθη του αέρα και του καυσαερίου για τον 1^ο και το 2^ο υπερπληρωτή για κάθε φορτίο του κινητήρα που εξετάζεται. Συγκεκριμένα περιέχονται:

- Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση αέρα C_{pa} [KJ/kg]
- Η ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση καυσαερίου C_{pG} [KJ/kg]
- Η σταθερά αερίου " R_a " και " R_G " του αέρα και του καυσαερίου αντίστοιχα [KJ/kgK]
- Ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής " γ_a " και " γ_G " του αέρα και του καυσαερίου αντίστοιχα.

Πίνακας 5.29 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 1^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%
C_p αέρα (KJ/ kg)	C_{p_a}	1,005	1,010	1,010	1,012	1,012
C_p καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{p_g}	1,092	1,072	1,078	1,086	1,090
R αέρα (KJ/ kgK)	R_a	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869
R καυσαερίου (KJ/ kgK)	R_g	0,2894	0,2872	0,2943	0,2941	0,2870
C_v αέρα (KJ/ kg)	C_{v_a}	0,72	0,72	0,72	0,72	0,72
C_v καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{v_g}	0,80	0,79	0,79	0,80	0,80
γ αέρα	γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
γ καυσαερίου	γ	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36

Ακολουθεί ο πίνακας για το δεύτερο υπερπληρωτή.

Πίνακας 5.30 Χαρακτηριστικά μεγέθη αέρα και καυσαερίου για κάθε φορτίο του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%
C_p αέρα (KJ/ kg)	C_{p_a}	1,005	1,010	1,011	1,013	1,013
C_p καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{p_g}	1,094	1,074	1,079	1,087	1,091
R αέρα (KJ/ kgK)	R_a	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869	0,2869
R καυσαερίου (KJ/ kgK)	R_g	0,2894	0,2850	0,2855	0,2862	0,2862
C_v αέρα (KJ/ kg)	C_{v_a}	0,72	0,72	0,72	0,73	0,73
C_v καυσαερίου (KJ/ kg)	C_{v_g}	0,80	0,79	0,79	0,80	0,80
γ αέρα	γ	1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
γ καυσαερίου	γ	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36

5.3.4 Υπολογισμός ισεντροπικού βαθμού απόδοσης στον κινητήρα "B".

Η διαδικασία υπολογισμού του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου είναι ίδια με την περίπτωση του προηγούμενου κινητήρα. Οι θερμοκρασίες και οι πιέσεις εισόδου και εξόδου στο συμπιεστή και το στρόβιλο είναι γνωστές. Με τη βοήθεια των εξισώσεων (5.19) έως (5.22) θα υπολογιστούν τα ζητούμενα μεγέθη. Στους Πίνακες που ακολουθούν παρατίθενται συγκεντρωμένα τα εξής:

- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του συμπιεστή T_1 και T_2 [K]
- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του στροβίλου T_3 και T_4 [K]
- Πίεση εισόδου και εξόδου του συμπιεστή P_1 και P_2 [bar]
- Πίεση εισόδου και εξόδου του στροβίλου P_3 και P_4 [bar]
- Λόγος πίεσης συμπιεστή και στροβίλου
- Ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής " γ_a " και " γ_G " του αέρα και του καυσαερίου αντίστοιχα
- Ισεντροπική θερμοκρασία συμπίεσης και εκτόνωσης T_{2is} και T_{4is} [K]
- Ισεντροπικός β.α συμπιεστή και στροβίλου

Πίνακας 5.31 Θερμοδυναμικά μεγέθη 1^{ου} Υπερπληρωτή

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%	
Συμπιεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	299,2	293,2	290,7	289,2	283,7
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	321,2	410,7	421,7	443,2	448,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₁	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₂	1,19	2,75	3,20	3,75	4,12
	Λόγος πίεσης	P ₂ /P ₁	1,15	2,66	3,10	3,63	3,98
	γ		1,40	1,40	1,40	1,40	1,40
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Συμπίεσης (K)	T _{2is}	311,3	387,0	400,6	416,7	419,5
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isC}	0,55	0,80	0,84	0,83	0,83

Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	583,2	631,2	648,2	673,2	693,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	558,2	494,2	508,2	508,2	518,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₃	1,14	2,50	2,91	3,42	3,74
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₄	1,03	1,05	1,06	1,06	1,07
	Λόγος πίεσης	P ₃ /P ₄	1,11	2,38	2,75	3,21	3,50
	γ		1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Εκτόνωσης (K)	T _{4is}	567,7	501,5	495,8	495,0	506,4
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isT}	1,62	1,06	0,92	0,93	0,94

Ενώ για τον 2^ο υπερπληρωτή

Πίνακας 5.32 Θερμοδυναμικά μεγέθη 2^{ου} Υπερπληρωτή

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%	
Συμπίεστής	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₁	299,7	298,2	296,2	292,2	289,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₂	321,2	410,7	421,7	443,2	463,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₁	1,03	1,03	1,03	1,03	1,04
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₂	1,19	2,75	3,20	3,75	4,12
	Λόγος πίεσης	P ₂ /P ₁	1,15	2,66	3,10	3,63	3,97
	γ		1,40	1,40	1,40	1,40	1,39
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Συμπίεσης (K)	T _{2is}	311,8	393,5	408,1	420,9	427,4
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isC}	0,56	0,82	0,85	0,80	0,79

Στροβίλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T ₃	593,2	642,2	653,2	684,2	703,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T ₄	563,2	502,2	508,2	508,2	518,2
	Πίεση εισόδου (bar)	P ₃	1,14	2,50	2,91	3,42	3,74
	Πίεση εξόδου (bar)	P ₄	1,03	1,05	1,06	1,06	1,07
	Λόγος πίεσης	P ₃ /P ₄	1,11	2,38	2,75	3,21	3,50
	γ		1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
	Ισεντροπική Θερμοκρασία Εκτόνωσης (K)	T _{4is}	577,5	510,4	507,4	503,3	499,1
	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	η _{isT}	1,92	1,06	0,94	0,97	0,90

Στους πίνακες που ακολουθούν παρατίθενται συγκεντρωμένα οι ισεντροπικοί β.α του συμπίεστή και του στροβίλου για τον 1^ο και το 2^ο υπερπληρωτή. Στους πίνακες αναγράφεται και ο μέσος όρος των ισεντροπικών β.α του συμπίεστή του 1^ο και του 2^ο υπερπληρωτή. Αντίστοιχα αναγράφεται και ο μέσος όρος για τον ισεντροπικό β.α του στροβίλου.

Πίνακας 5.33 Τιμές ισεντροπικού β.α συμπιεστή 1 και 2 και ο μέσος όρος αυτών.

Φορτίο %	n_{isC_1}	n_{isC_2}	Average
25%	0,55	0,56	0,56
60%	0,80	0,82	0,81
75%	0,84	0,85	0,84
90%	0,83	0,80	0,81
100%	0,83	0,79	0,81

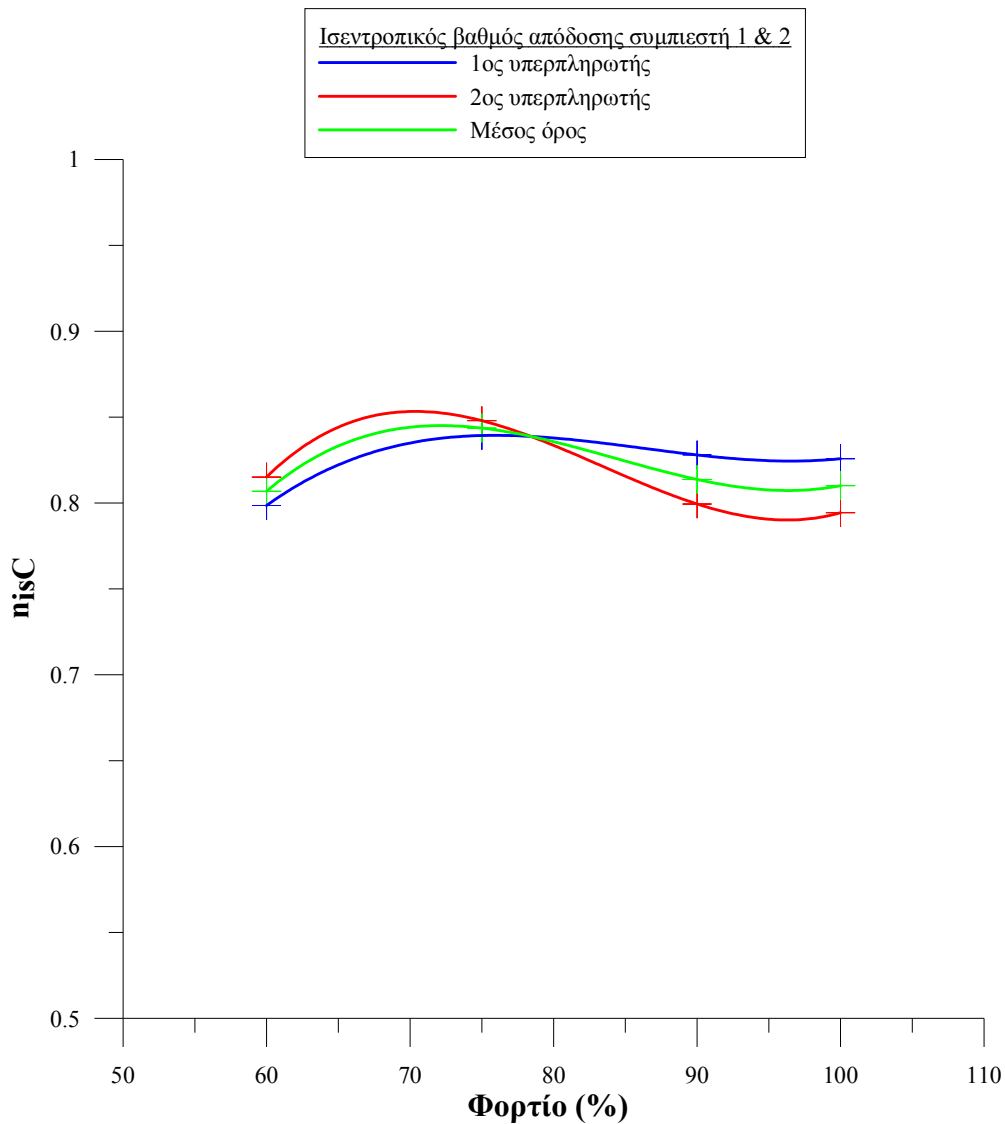
Πίνακας 5.34 Τιμές ισεντροπικού β.α στροβίλου 1 και 2 και ο μέσος όρος αυτών.

Φορτίο %	n_{isC_1}	n_{isC_2}	Average
25%	1,62	1,92	1,77
60%	1,06	1,06	1,06
75%	0,92	0,94	0,93
90%	0,93	0,97	0,95
100%	0,90	0,94	0,92

Στους παραπάνω πίνακες παρατηρείται ότι στην περίπτωση του στροβίλου οι τιμές του ισεντροπικού β.α στο 25% και το 60% του φορτίου, βρίσκονται πάνω από τη μονάδα. Οι τιμές που αντιστοιχούν στο 25% του φορτίου, θα πρέπει να αγνοηθούν καθώς βρίσκονται στο πεδίο λειτουργίας του κινητήρα όπου λειτουργούν οι εφεδρικοί ηλεκτροκίνητοι συμπιεστές του κινητήρα. Οι τιμές που αντιστοιχούν στο 60% ωστόσο είναι ένδειξη ότι οι μετρήσεις δεν είναι ακριβείς. Είναι πολύ δύσκολο να μετρηθούν με ακρίβεια θερμοκρασίες με αποτέλεσμα και γι' αυτό ο υπολογισμός της απόδοσης του υπερπληρωτή δεν μπορεί να είναι ακριβής. Γι' αυτό το λόγο οι τιμές αυτές στα συγκεκριμένα φορτία θα αγνοηθούν. Σε υψηλότερα φορτία, ο ισεντροπικός β.α του στροβίλου αποκτά αποδεκτές τιμές. Αρκετά υψηλές ωστόσο καθώς βρίσκονται πάνω από το 90% για κάθε φορτίο.

Ο ισεντροπικός β.α στο συμπιεστή σύμφωνα με τον Πίνακα 5.33 βρίσκεται κάτω από τη μονάδα και μάλιστα οι τιμές που προέκυψαν κατά την υπολογιστική διαδικασία είναι πιο σωστές. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι η ροή αέρα στο συμπιεστή είναι γενικά πιο στρωτή, ευνοώντας έτσι τη μέτρηση της θερμοκρασίας, παρέχοντας περισσότερο αξιόπιστες μετρήσεις.

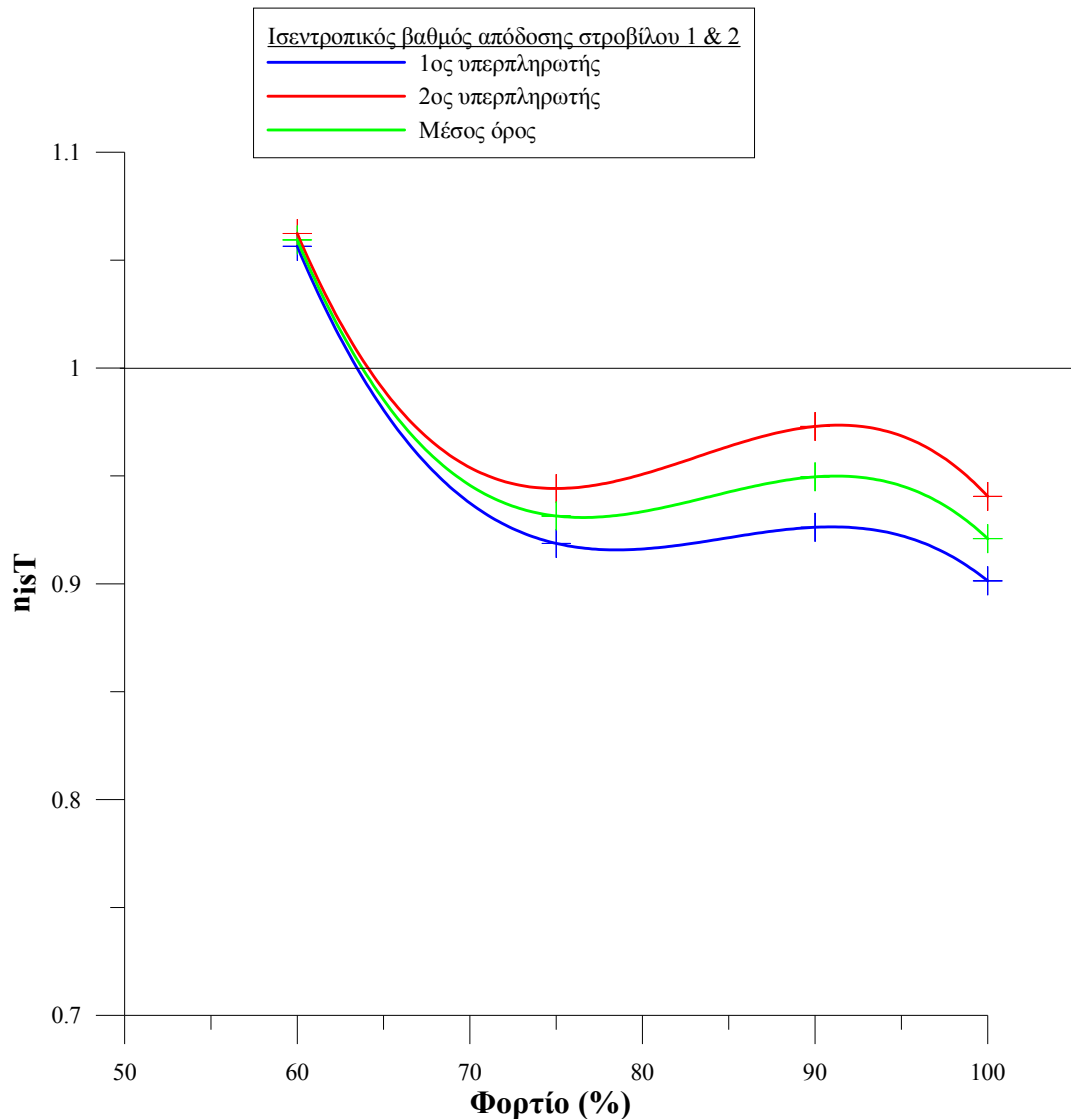
Στο επόμενο σχήμα δίνεται μεταβολή του ισεντροπικού β.α του συμπιεστή συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα και για τους δύο υπερπληρωτές ενώ παράλληλα αναπαρίσταται και ο μέσος όρος αυτών.



Σχήμα 5.8 Μεταβολή ισητροπικού βαθμού απόδοσης συμπιεστή του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.

Παρατηρείται ότι ο ισητροπικός β.α του συμπιεστή βρίσκεται σε λογικά όρια τιμών και δεν ξεπερνά το 0,85. Παρουσιάζει μια ελαφρώς αυξητική τάση μέχρι το 75% του φορτίου ενώ στη συνέχεια καθώς αυξάνει το φορτίο του κινητήρα, φθίνει ελάχιστα και στη συνέχεια σταθεροποιείται.

Στο επόμενο σχήμα δίνεται μεταβολή του ισητροπικού β.α του στροβίλου συναρτήσει του φορτίου του κινητήρα.



Σχήμα 5.9 Μεταβολή ισηντροπικού βαθμού απόδοσης στροβίλου του υπερπληρωτή 1 & 2 καθώς και ο μέσος όρος αυτών.

Οι τιμές του ισηντροπικού β.α του στροβίλου έως και το 60% του φορτίου θα πρέπει να αγνοηθούν. Οι μετρήσεις θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου στο στρόβιλο δεν είναι αξιόπιστες στα φορτία αυτά και δίνουν λανθασμένα αποτελέσματα.

Οι τιμές που αντιστοιχούν από το 70% του φορτίου και έπειτα είναι πιο φυσιολογικές και κυμαίνονται από 0,90 έως 0,95. Αν και κάτω από τη μονάδα είναι εξίσου υψηλές πράγμα που επιβεβαιώνει το γεγονός ότι το σφάλμα στις μετρήσεις είναι αρκετά υψηλό. Γενικά η καμπύλη τείνει να έχει ελαφρώς αύξουσα μορφή μέχρι το 90% του φορτίου ενώ απο εκεί και μετά ακολουθεί πτωτική τάση.

5.3.5 Ενεργειακό ισοζύγιο ατράκτου στρόβιλο – υπερπληρωτή του κινητήρα "B".

Για να εξεταστεί σαν επαλήθευση το ενεργειακό ισοζύγιο της ατράκτου του στρόβιλο – υπερπληρωτή, θα ακολουθηθεί η ίδια διαδικασία με την παράγραφο 5.2.4. Από τα πειραματικά δεδομένα είναι γνωστές οι παροχές του αέρα, του καυσίμου και του καυσαερίου οι τιμές των οποίων αναγράφονται στον Πίνακα 5.21 και Πίνακα 5.22. Όπως ήδη έχει αναφερθεί, η παροχή αέρα και καυσαερίου που διαρρέει το συμπιεστή και το στρόβιλο ισούται με το ήμισυ των συνολικών παροχών αέρα και καυσαερίου του κινητήρα.

Όλα τα απαραίτητα μεγέθη που υπαγορεύει η εξίσωση (5.23), είναι διαθέσιμα και το μόνο που απομένει είναι ο υπολογισμός της ισχύος που παράγει ο στρόβιλος και απορροφά ο συμπιεστής. Τα αποτελέσματα των υπολογισμών αναγράφονται στους πίνακες που ακολουθούν. Οι δύο πίνακες αναφέρονται στον 1^ο και στο 2^ο υπερπληρωτή αντίστοιχα. Συγκεκριμένα οι πίνακες περιέχουν τα εξής:

- Την παροχή αέρα [kg/s]
- Την παροχή καυσαερίου [kg/s]
- Ειδικής θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση αέρα C_{p_a} [KJ/kg]
- Ειδικής θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση καυσαερίου C_{p_g} [KJ/kg]
- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του συμπιεστή T_1 και T_2 [K]
- Θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του στρόβιλου T_3 και T_4 [K]
- Ισχύ του στρόβιλου και του συμπιεστή [KW]

Είναι σημαντικό να τονιστεί ότι κατά την εφαρμογή της εξίσωσης (5.23) ο μηχανικός β.α του συμπιεστή και του στρόβιλου διατηρήθηκε σταθερός και ίσος με 0,95 σε κάθε φορτίο λειτουργίας. Ισχύει λοιπόν η εξίσωση (5.26).

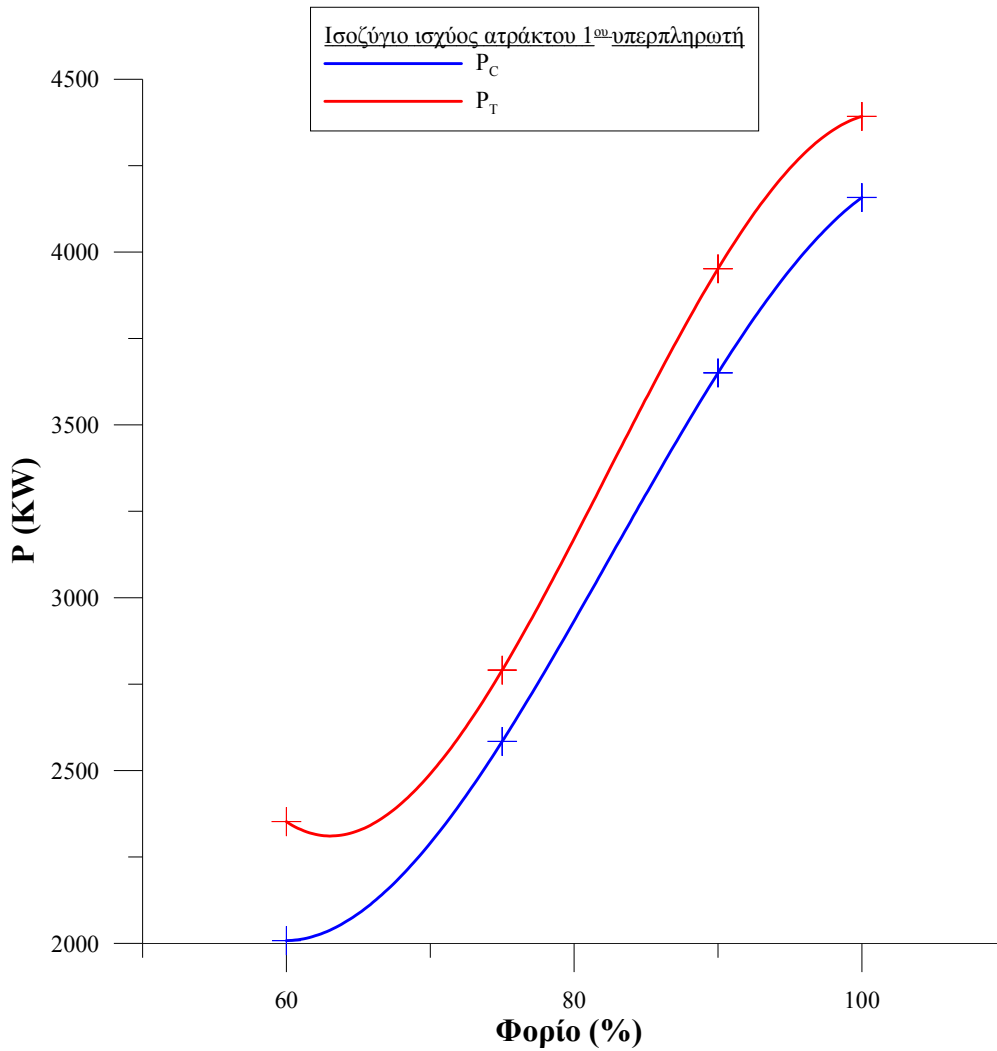
Πίνακας 5.35 Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 1^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%
Παροχή αέρα (Kg/ s)	\dot{m}_a	3,532	16,135	18,393	21,269	22,404
Παροχή καυσαερίου (Kg/ s)	\dot{m}_G	3,602	16,462	18,778	21,734	22,901
Cp αέρα (KJ/ Kg)	C_{P_a}	1,005	1,010	1,010	1,012	1,012
Cp καυσαερίου (KJ/ Kg)	C_{P_g}	1,092	1,072	1,078	1,086	1,090
Θερμοκρασία Εισόδου συμπιεστή (K)	T_1	299,2	293,2	290,7	289,2	283,7
Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή (K)	T_2	321,2	410,7	421,7	443,2	448,2
Ισχύς Συμπιεστή (KW)	P_C	82,20	2015,30	2562,83	3488,75	3925,59
Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (K)	T_3	583,2	631,2	648,2	673,2	693,2
Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου (K)	T_4	558,2	494,2	508,2	508,2	518,2
Ισχύς στροβίλου (KW)	P_T	93,40	2297,15	2692,81	3700,31	4150,61

Πίνακας 5.36 Τιμές ισχύος συμπιεστή και στροβίλου σε κάθε φορτίο του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%
Παροχή αέρα (Kg/ s)	\dot{m}_a	3,532	16,135	18,393	21,269	22,404
Παροχή καυσαερίου (Kg/ s)	\dot{m}_G	3,602	16,462	18,778	21,734	22,901
Cp αέρα (KJ/ Kg)	C_{P_a}	1,005	1,010	1,011	1,013	1,013
Cp καυσαερίου (KJ/ Kg)	C_{P_g}	1,094	1,074	1,079	1,087	1,091
Θερμοκρασία Εισόδου συμπιεστή (K)	T_1	299,7	298,2	296,2	292,2	289,2
Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή (K)	T_2	321,2	410,7	421,7	443,2	463,2
Ισχύς Συμπιεστή (KW)	P_C	80,34	2007,86	2584,31	3650,52	4158,02
Θερμοκρασία εισόδου στροβίλου (K)	T_3	593,2	642,2	653,2	684,2	703,2
Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου (K)	T_4	563,2	502,2	508,2	508,2	518,2
Ισχύς στροβίλου (KW)	P_T	112,26	2352,23	2790,51	3951,80	4392,68

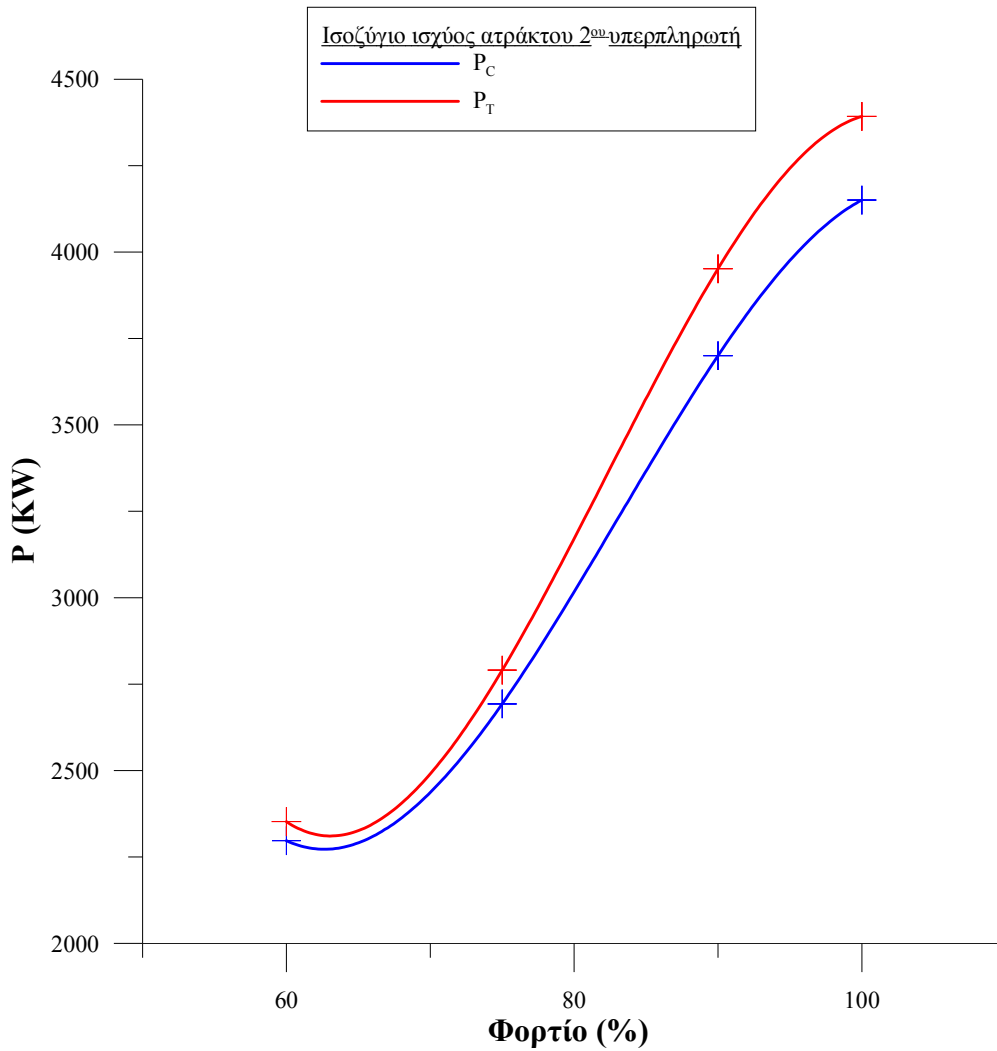
Ακολουθούν τα διαγράμματα ισχύος του στροβίλου και του συμπιεστή σύμφωνα με τα πειραματικά δεδομένα που διατίθενται και για μηχανικό β.α συμπιεστή και στροβίλου $n_{mC} = n_{mT} = 0,95$.



Σχήμα 5.10 Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το στρόβιλο και το συμπιεστή αντίστοιχα όπως προκύπτει από το ισοζύγιο ενέργειας του 1^{ου} υπερπληρωτή.

Σύμφωνα με το διάγραμμα η ισχύς που απορροφά ο συμπιεστής είναι μικρότερη από την παραγόμενη από το στρόβιλο ισχύ, σε κάθε σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Οι καμπύλες θεωρητικά θα έπρεπε να ταυτίζονται. Δηλαδή όση ενέργεια παράγεται από το στρόβιλο, θα πρέπει να απορροφάται από το συμπιεστή. Όμως για τις συγκεκριμένες πειραματικές μετρήσεις αλλά και το συγκεκριμένο μηχανικό β.α που έχει επιλεγεί, υπάρχει απόκλιση μεταξύ της ισχύος του συμπιεστή και του στροβίλου. Η απόκλιση αυτή είναι αποτέλεσμα τις ακρίβειας των μετρήσεων αλλά και του αυθαίρετου μηχανικού β.α που έχει επιλεγεί. Ωστόσο αξίζει να σημειωθεί σε κανένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα η ισχύς του συμπιεστή δεν υπερβαίνει αυτή του στροβίλου.

Ομοίως και για το δεύτερο υπερπληρωτή.



Σχήμα 5.11 Παραγόμενη και απορροφόμενη ισχύς (KW) από το στρόβιλο και το συμπιεστή αντίστοιχα όπως προκύπτει από το ισοζύγιο ενέργειας του 2^{ου} υπερπληρωτή.

Στο 2^ο υπερπληρωτή, οι δύο καμπύλες στα χαμηλά φορτία πλησιάζουν περισσότερο η μία την άλλη έχοντας την τάση να πάρουν την ιδανική μορφή στην οποία θα ταυτίζονται. Τέλος αξίζει να αναφερθεί ότι και στον 1^ο και στο 2^ο υπερπληρωτή παρατηρείται ότι η ισχύς παρουσιάζει αύξουσα μορφή. Στα χαμηλά φορτία η ισχύς του στρόβιλου ξεκινάει από τα 2300KW και φτάνει τα 4400KW. Η απορροφόμενη από το συμπιεστή ισχύς ακολουθεί στα ίδια επίπεδα.

5.3.6 Διόρθωση Θερμοκρασιών στροβίλου στον κινητήρα "B".

Όπως και στην προηγούμενη παράγραφο, ο ισεντροπικός β.α του στροβίλου χαρακτηρίζεται από αρκετά υψηλές τιμές. Το φαινόμενο αυτό επηρεάζεται από την ακρίβεια των πειρατικών μετρήσεων. Γενικά η μέτρηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων δεν εξίσου εύκολη με τη μέτρηση της θερμοκρασίας του αέρα λόγω των διαφορετικών συνθηκών ροής που επικρατούν στα αντίστοιχα σημεία του κινητήρα. Στη συγκεκριμένη παράγραφο θα αναλυθεί ο τρόπος διόρθωσης των θερμοκρασιών του στροβίλου οι οποίες δεν είναι τόσο αξιόπιστες όσο οι θερμοκρασίες στην είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή. Στην "Περίπτωση I" θα επιχειρηθεί να διορθωθεί θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων T_4 και στην "Περίπτωση II" θα επιχειρηθεί να διορθωθεί η θερμοκρασία εισόδου των καυσαερίων στο στροβίλο T_3 .

Με εφαλτήριο το ισοζύγιο ενέργειας ατράκτου στροβίλου και συμπιεστή θα υπολογιστεί μέσα από την εξίσωση (5.23) μια νέα θερμοκρασία T_3' θεωρώντας ότι οι υπόλοιπες τρεις θερμοκρασίες, T_1 , T_2 και T_4 είναι σωστές⁹. Εφόσον το ενεργειακό ισοζύγιο της ατράκτου θα πρέπει αδιαμφισβήτητα να ισχύει, η T_3' ουσιαστικά θα είναι ακριβέστερη.

Επειδή όμως δεν είναι γνωστό αν η θερμοκρασία εισόδου T_3 ή θερμοκρασία εξόδου T_4 του στροβίλου είναι περισσότερο αξιόπιστη, θα ελεγχθούν και οι δύο περιπτώσεις. Δηλαδή θα πραγματοποιηθεί αντίστοιχος υπολογισμός θεωρώντας ότι οι σωστές θερμοκρασίες είναι οι T_1 , T_2 και T_3 ¹⁰. Συνεπώς μέσα από την εξίσωση (5.23) θα υπολογιστεί και μια θερμοκρασία T_4' . Στην περίπτωση του προηγούμενου κινητήρα "A" της παραγράφου 0, είχε θεωρηθεί ως σωστή μόνο T_3 και δεν ελέγχθηκε η περίπτωση να θεωρηθεί σωστή η T_4 . Στην παράγραφο αυτή, για λόγους πληρότητας θα διερευνηθούν και οι δύο περιπτώσεις και θα ελεγχθεί ποια από τις δύο δίνει πιο αξιόπιστα αποτελέσματα. Γ

Για τον υπολογισμό μια νέας θερμοκρασίας T_4' η διαδικασία παραμένει η ίδια με την παράγραφο 5.2.5. Για τον υπολογισμό μιας νέας T_3' επιλύεται η εξίσωση (5.27) ως προς T_3

$$T_3' = T_4 + \frac{m_a \cdot C_{P_a} \cdot (T_2 - T_1)}{n_{mC} n_{mT} \cdot m_G \cdot C_{P_G}} \quad (5.30)$$

Με τη νέα ωστόσο θερμοκρασία T_3' θα μεταβληθεί και η ισεντροπική θερμοκρασία T_{4is} . Άρα η σχέση υπολογισμού της ισεντροπικής θερμοκρασίας η T_{4is}' θα είναι

$$T_{4is}' = T_3' \cdot \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{\gamma'-1}{\gamma'}} \quad (5.31)$$

Έχοντας υπολογίσει όλες τις απαραίτητες θερμοκρασίες θα υπολογιστούν οι διορθωμένοι ισεντροπικοί β.α που προκύπτουν. Με n_{isTI}' θα συμβολιστεί ο ισεντροπικός β.α που αντιστοιχεί στην "Περίπτωση I" και με n_{isTII}' ο ισεντροπικός β.α που αντιστοιχεί στην "Περίπτωση II".

⁹ Περίπτωση I

¹⁰ Περίπτωση II

Τα αποτελέσματα των παραπάνω συλλογισμών, αναγράφονται στους πίνακες που ακολουθούν για κάθε ένα υπερπληρωτή. Στους πρώτους δύο πίνακες έχει ληφθεί ως σωστή η θερμοκρασία T_3 ("Περίπτωση Ι") ενώ στους επόμενους δύο έχει ληφθεί σταθερή η θερμοκρασία T_4 ("Περίπτωση ΙΙ"). Οι πίνακες περιλαμβάνουν πέρα των νέων θερμοκρασιών T_3' και T_4' , τους νέους αδιαβατικούς συντελεστές γ' και τους νέους ισεντροπικούς β.α n_{isT1}' και n_{isTII}' .

Για την "Περίπτωση Ι" οι τιμές έχουν ως εξής:

Πίνακας 5.37 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4' και ισεντροπικού β.α n'_{isTII} για του 1^ο υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%	
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	583,2	631,2	648,2	673,2	693,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	558,2	494,2	508,2	508,2	518,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4'	561,2	511,00	514,9	517,6	527,6
	γ'		1,3595	1,3592	1,3577	1,3556	1,3537
	Παλιός ισεντροπικός Β.α	n_{isT}	1,62	1,06	0,92	0,93	0,90
	Νέος Ισεντροπικός Β.α	n'_{isTII}	1,43	0,93	0,87	0,87	0,85
	Λόγος μεταβολής	$\frac{n'_{isTII} - n_{isT}}{n_{isT}}$	11,99%	12,27%	4,83%	5,72%	5,42%

Πίνακας 5.38 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_4 και ισεντροπικού β.α n'_{isTI} για του 2^ο υπερπληρωτή.

		Φορτίο	25%	60%	75%	90%	100%
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	593,2	642,2	653,2	684,2	703,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	563,2	502,2	508,2	508,2	518,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4'	571,7	522,7	518,9	521,6	528,0
	γ'		1,3584	1,3580	1,3572	1,3548	1,3531
	Παλιός ισεντροπικός Β.α	n_{isT}	1,92	1,06	0,94	0,97	0,94
	Νέος Ισεντροπικός Β.α	n'_{isTI}	1,37	0,91	0,87	0,90	0,89
	Λόγος μεταβολής	$\frac{n'_{isTI} - n_{isT}}{n_{isT}}$	28,44%	14,64%	7,39%	7,62%	5,34%

Ενώ "Περίπτωση II" τα αποτελέσματα δίνονται στους παρακάτω πίνακες

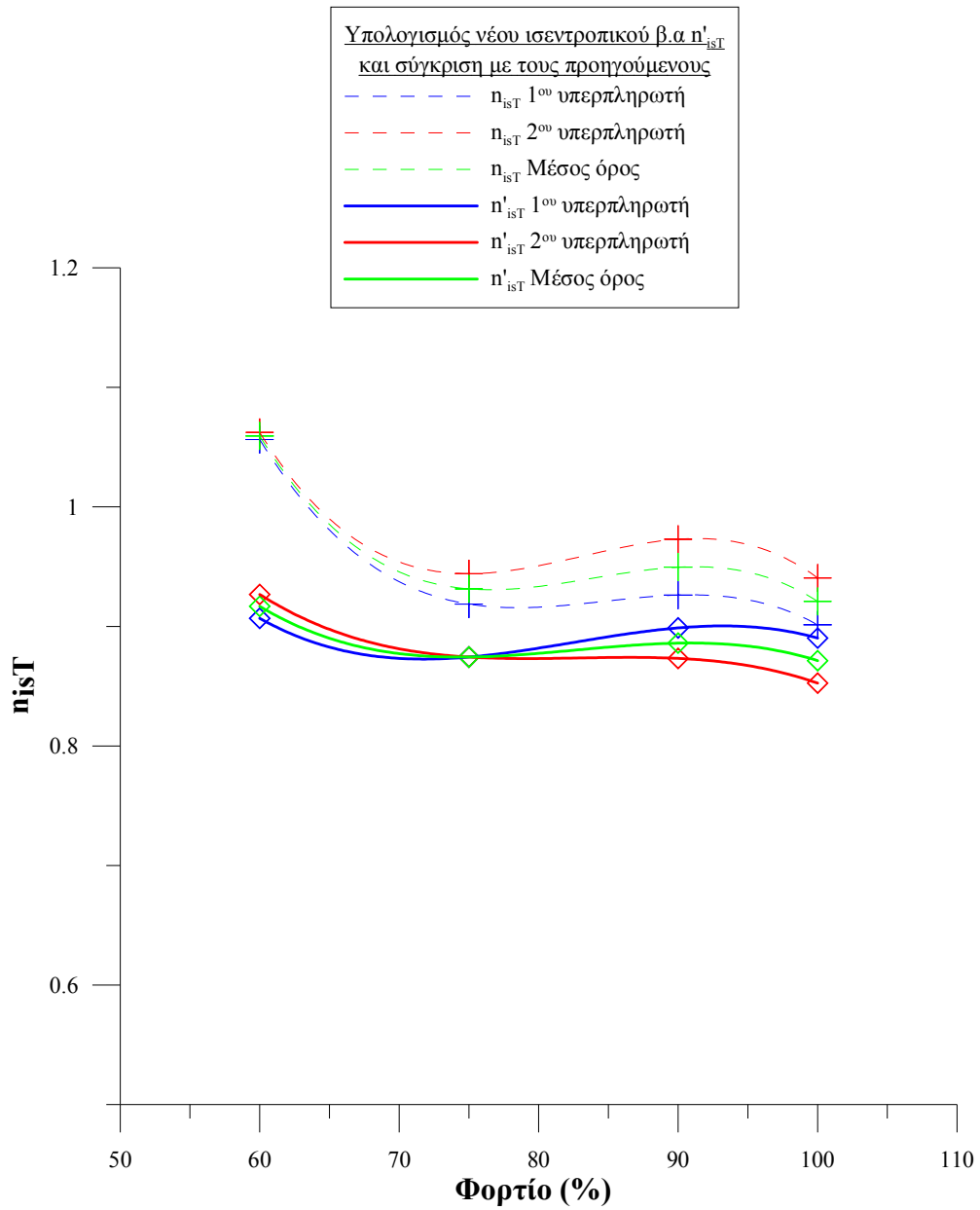
Πίνακας 5.39 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_3' και ισεντροπικού β.α n'_{isTH} για του 1^ο υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%	
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	583,2	631,2	648,2	673,2	693,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	558,2	494,2	508,2	508,2	518,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_3'	580,2	614,3	641,4	663,7	683,7
	Νέα Ισεντροπική Θερμοκρασία εκτόνωσης	T_{4is}'	564,8	488,3	491,0	488,5	492,6
	γ'		1,3598	1,3610	1,3584	1,3566	1,3547
	Παλιός ισεντροπικός Β.α	n_{isT}	1,62	1,06	0,92	0,93	0,90
	Νέος Ισεντροπικός Β.α	n'_{isTH}	1,44	0,95	0,89	0,89	0,87
	Λόγος μεταβολής	$\frac{n'_{isTH} - n_{isT}}{n_{isT}}$	11,37%	9,70%	3,55%	4,16%	3,90%

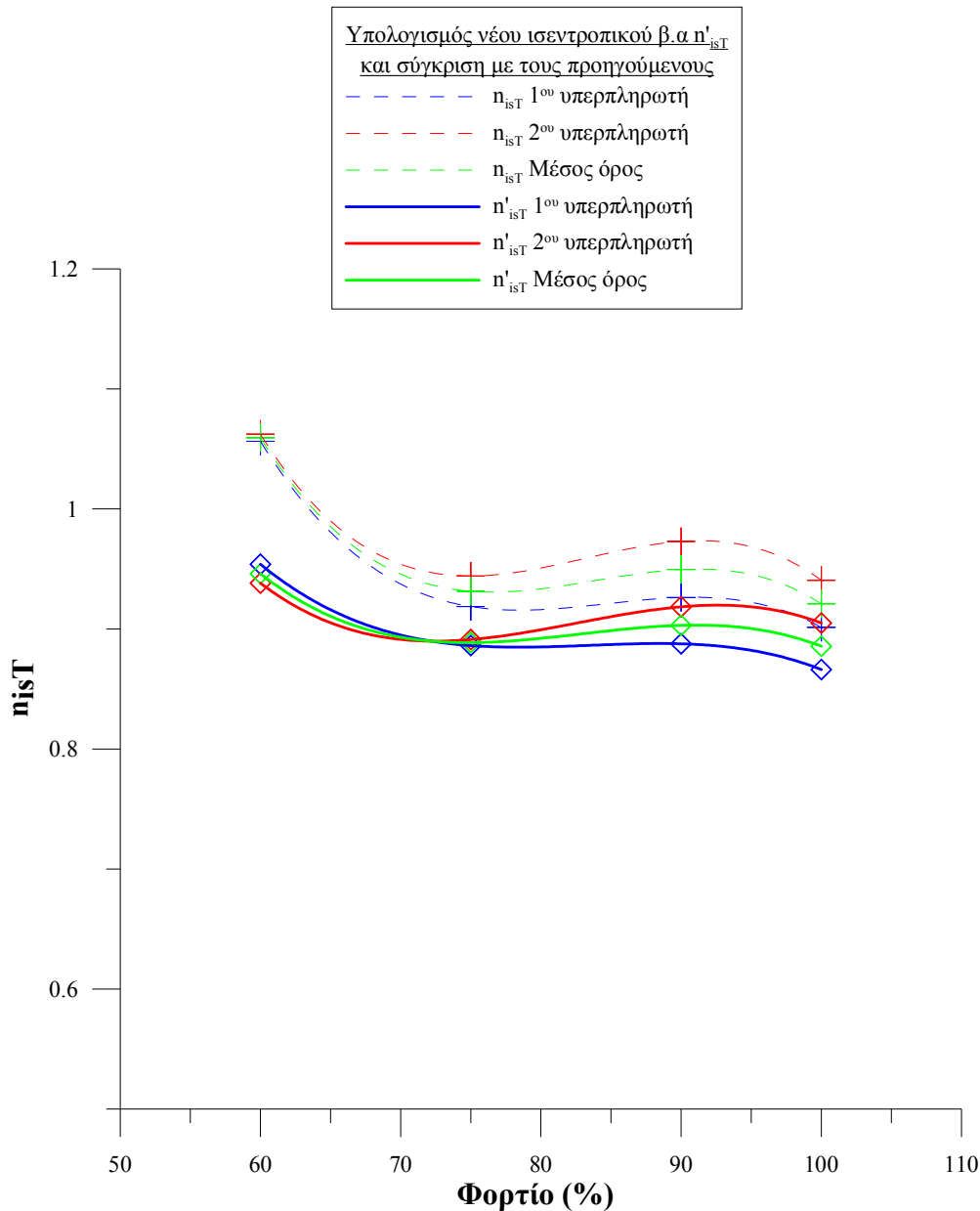
Πίνακας 5.40 Νέες τιμές θερμοκρασιών T_3' και ισεντροπικού β.α n'_{isTH} για του 2^ο υπερπληρωτή.

Φορτίο		25%	60%	75%	90%	100%	
Στρόβιλος	Θερμοκρασία εισόδου (K)	T_3	593,2	642,2	653,2	684,2	703,2
	Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_4	563,2	502,2	508,2	508,2	518,2
	Νέα Θερμοκρασία εξόδου (K)	T_3'	584,62	621,7	642,4	670,7	693,3
	Νέα Ισεντροπική Θερμοκρασία εκτόνωσης	T_{4is}'	569,2	494,3	491,8	493,7	499,7
	γ'		1,3593	1,3602	1,3584	1,3562	1,3541
	Παλιός ισεντροπικός Β.α	n_{isT}	1,92	1,06	0,94	0,97	0,94
	Νέος Ισεντροπικός Β.α	n'_{isTH}	1,39	0,94	0,89	0,92	0,90
	Λόγος μεταβολής	$\frac{n'_{isTH} - n_{isT}}{n_{isT}}$	27,30%	11,69%	5,61%	5,60%	3,79%

Οι τιμές που αντιστοιχούν στο 25% του φορτίου θα αγνοηθούν καθώς στα πολύ χαμηλά φορτία, λειτουργούν οι εφεδρικοί ηλεκτροκίνητοι με αποτέλεσμα να εμποδίζεται η φυσική λειτουργία του στρόβιλο – υπερπληρωτή. Στα διαγράμματα που ακολουθούν αποτυπώνεται η μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α αλλά και του προηγούμενου ώστε να υπάρξει σύγκριση μεταξύ τους. Το πρώτο διάγραμμα αφορά την περίπτωση στην οποία έχει διατηρηθεί σταθερή η θερμοκρασία T_3 και έχει υπολογιστεί εκ νέου η θερμοκρασία T_4 . Αντίστοιχα στο δεύτερο διάγραμμα έχει υπολογιστεί εκ νέου η θερμοκρασία T_3 και έχει κρατηθεί σταθερή η θερμοκρασία T_4 .



Σχήμα 5.12 Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n'_{isT} ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στη περίπτωση υπολογισμού νέας T_4' .



Σχήμα 5.13 Μεταβολή του νέου ισεντροπικού β.α n'_{isT} ανάλογα με το φορτίο του κινητήρα στη περίπτωση υπολογισμού νέας T_3' .

Παρατηρείται ότι στη δεύτερη περίπτωση όπου έχει υπολογίσει εκ νέου η θερμοκρασία T_3' , τα αποτελέσματα που προκύπτουν δεν είναι τόσο καλά όσο στην περίπτωση υπολογισμού της θερμοκρασίας T_4' . Αυτό φαίνεται από το γεγονός ότι οι τιμές ισεντροπικού β.α που προκύπτουν είναι υψηλότερες όπως φαίνεται και από το Σχήμα 5.13 και Σχήμα 5.12. Διατηρώντας δηλαδή σταθερή τη θερμοκρασία T_3 και υπολογίζοντας μια νέα T_4' οι τιμές του ισεντροπικού β.α μειώνονται σημαντικά και προσεγγίζουν ακόμα περισσότερο τη πραγματικές. Σύμφωνα με τα νέα αποτελέσματα ο μέγιστος n_{isT} εντοπίζεται στο 90% του φορτίου και δεν ξεπερνά την τιμή 0,90. Αν και πάλι είναι αρκετά υψηλή, είναι σαφώς καλύτερη από την τιμή που προβλέπουν οι πειραματικές μετρήσεις.

6ο Κεφάλαιο

Εκτίμηση της Επίδρασης της Μεταβολής του Βαθμού Απόδοσης του Υπερπληρωτή

6.1 Εισαγωγή

Σκοπός του κεφαλαίου είναι να πραγματοποιηθεί μια εκτίμηση της επίδρασης που έχει η μεταβολή του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή στη λειτουργία του δίχρονου ναυτικού κινητήρα. Συγκεκριμένα θα εξεταστεί η μείωση του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί ταυτόχρονα με σκοπό να εξαχθούν συμπεράσματα σχετικά με το ποιος τρόπος έχει την μεγαλύτερη επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Με τη βοήθεια κατάλληλου λογισμικού θα προσομοιωθεί η λειτουργία δύο διαφορετικών κινητήρων τους οποίους, όπως και στο προηγούμενο κεφάλαιο, θα ονομαστούν για λόγους απλότητας "B" και "C". Ο κινητήρας "B" ταυτίζεται με τον έναν από τους δύο κινητήρες που εξετάστηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο. Τα αποτελέσματα της προσομοίωσης θα παρουσιαστούν με τη βοήθεια διαγραμμάτων ώστε να διευκολυνθεί η αξιολόγησή τους.

Το λογισμικό με το οποίο θα πραγματοποιηθεί η προσομοίωση παρέχει τη δυνατότητα μεταβολής της απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί. Σκοπός είναι μέσα από τα αποτελέσματα που προκύπτουν να πραγματοποιηθεί συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης που έχει ο εκάστοτε τρόπος μείωσης της απόδοσης υπερπληρωτή στη λειτουργία του κινητήρα. Συγκεκριμένα θα διερευνηθεί σε δύο διαφορετικούς κινητήρες η επίδραση που έχει ο κάθε τρόπος στις εξής παραμέτρους:

- Απόδοση ισχύος του κινητήρα
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου
- Παροχή αέρα του κινητήρα
- Ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή
- Θερμοκρασία καυσαερίων πριν το στρόβιλο του υπερπληρωτή
- Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή

Η προσομοίωση θα γίνει και για τους δύο κινητήρες σε 6 διαφορετικά φορτία:

Πίνακας 6.1 Φορτία στα οποία πραγματοποιήθηκε η προσομοίωση.

Φορτίο
25%
50%
75%
90%
100%
110%

Για να διερευνηθεί ο τρόπος επίδρασης του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή σε κάθε ένα από τα φορτία θα γίνει μείωση του βαθμού απόδοσης του στρόβιλου και του συμπιεστή κατά 5% σε 6 βήματα:

Πίνακας 6.2 Τιμές μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή στις οποίες θα πραγματοποιηθεί η προσομοίωση.

Επίπεδα μείωσης Απόδοσης υπερπληρωτή	Βαθμός απόδοσης υπερπληρωτή
5%	95%
10%	90%
15%	85%
20%	80%
25%	75%
30%	70%

Η απόδοση του υπερπληρωτή εξαρτάται από την απόδοση του συμπιεστή και του στρόβιλου ως εξής:

$$n_{\text{υπ}} = n_{\text{Συμπιεστή}} \times n_{\text{Στρόβιλου}} \quad (6.1)$$

Κάθε φορά που θα μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή κατά 5% θα διατηρείται η απόδοση του στρόβιλου στο 100%¹¹. Σύμφωνα με την εξίσωση (6.1) αυτό οδηγεί σε 5% μείωση της συνολικής απόδοσης του υπερπληρωτή. Με αυτόν τον

¹¹ Απόδοση συμπιεστή (ή στρόβιλου) 100% δηλώνει κανονική λειτουργία του.

τρόπο θα εξετάσσει η επίδραση που έχει η μείωση της απόδοσης του συμπιεστή στη λειτουργία του κινητήρα. Αντίστροφα, κατά την εξέταση της επίδρασης του βαθμού απόδοσης του στροβίλου στον κινητήρα, θα διατηρηθεί η απόδοση του συμπιεστή στο 100% και θα μειωθεί με βήμα 5% η απόδοση του στροβίλου. Κάθε φορά που μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή ή του στροβίλου κατά 5%, μειώνεται και η απόδοση του υπερπληρωτή συνολικά κατά 5%.

Στην περίπτωση της ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του στροβίλου και του συμπιεστή, απαιτείται ιδιαίτερη προσοχή καθώς η μείωση κατά 5% της απόδοσης και του συμπιεστή και του στροβίλου οδηγεί σε μείωση 9,75% της απόδοσης του υπερπληρωτή, καθώς ο συνολικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου είναι το γινόμενο των εκάστοτε β.α. . Σκοπός είναι και στην περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης, ο συνολικός βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή να μειώνεται κατά 5% και να ακολουθεί τις τιμές του Πίνακα 6.2 . Για να πραγματοποιηθεί αυτό θα πρέπει η απόδοση του συμπιεστή και του στροβίλου να είναι τέτοια ώστε να ικανοποιείται η εξίσωση (6.1) και το γινόμενό τους να μειώνεται σε κάθε βήμα κατά 5%. Όπως είναι προφανές στην περίπτωση που θα εξεταστεί θα ισχύει:

$$n_{\Sigma\text{συμπιεστή}} = n_{\Sigma\text{στροβίλου}} = n_{\text{κοινός}} \quad (6.2)$$

Από τις εξισώσεις (6.1) και (6.2) προκύπτει:

$$n_{\text{κοινός}} = \sqrt{n_{\text{υπ}}} \quad (6.3)$$

Και εφόσον οι τιμές του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή "n_{υπ}" πρέπει να ακολουθούν τις τιμές του Πίνακα 6.2 από την εξίσωση (6.3) υπολογίζεται ο κοινός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου που θα εφαρμοστεί στην συγκεκριμένη περίπτωση της προσομοίωσης και για τους δύο κινητήρες που θα εξεταστούν. Οι τιμές αναγράφονται στον πίνακα που ακολουθεί:

Πίνακας 6.3 Τιμές του κοινού βαθμού απόδοσης "n_{κοινός}" που θα εφαρμοστεί στον συμπιεστή και στον στροβίλο στην περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσής τους.

Κοινός βαθμός απόδοσης "n _{κοινός} "
97,5%
94,9%
92,2%
89,4%
86,6%
83,7%

Συνοψίζοντας τα παραπάνω, στο παρών κεφάλαιο θα πραγματοποιηθεί συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή σε λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα με τη βοήθεια λογισμικού. Μέσω αυτού θα μειωθεί ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή σε συγκεκριμένες τιμές που αντιστοιχούν στον Πίνακα 6.2 με τρεις διαφορετικούς τρόπους:

- Μείωση μόνο της απόδοσης του συμπιεστή.
- Μείωση μόνο της απόδοσης του στροβίλου.
- Ταυτόχρονη μείωση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου.

Η προσομοίωση θα πραγματοποιηθεί πρώτα για τον κινητήρα "C". Πρόκειται για έναν κινητήρα με διαφορετικά γεωμετρικά χαρακτηριστικά σε σχέση με αυτούς που εξετάστηκαν ως τώρα στα προηγούμενα κεφάλαια. Στη συνέχεια η προσομοίωση θα πραγματοποιηθεί στον κινητήρα "B" για τον οποίο εκτιμήθηκε ο ισηντροπικός βαθμός απόδοσης στο 5ο Κεφάλαιο.

Η παράγραφος που ακολουθεί περιέχει μια γενική περιγραφή του λογισμικού που χρησιμοποιήθηκε. Στη συνέχεια θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση για τον πρώτο και για το δεύτερο κινητήρα.

6.2 Περιγραφή του διαγνωστικού λογισμικού E.D.S

Για την προσομοίωση λειτουργίας του υπερπληρωτή, χρησιμοποιήθηκε το λογισμικό «Engine Diagnose System» (EDS). Πρόκειται για ένα λογισμικό σε κώδικα Fortran και έχει αναπτυχθεί από τον Καθηγητή κ. Δ.Θ. Χουντάλα. Το λογισμικό αυτό διαθέτει την ικανότητα καταγραφής μετρήσεων απευθείας από μετρητικές συσκευές και την επεξεργασία τους. Προσφέρει μια πληθώρα από δυνατότητες ωστόσο στην προκειμένη περίπτωση αξιοποιήθηκε η δυνατότητά του να προσομοιώνει τη λειτουργία του κινητήρα και να προβλέπει τη συμπεριφορά του σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

Το γεγονός ότι υπάρχει πληθώρα παρόμοιων λογισμικών αποδεικνύει ότι υπάρχει ανάγκη για τέτοιου είδους συστήματα που βρίσκουν εφαρμογή στη ναυτιλία. Γενικά υπάρχουν δυο ειδών συστήματα:

- Συστήματα παρακολούθησης
- Συστήματα παρακολούθησης και διάγνωσης.

Τα συστήματα παρακολούθησης συνήθως μετράνε τις πιέσεις του κυλίνδρου και την πίεση εγχύσεως του καυσίμου. Ουσιαστικά παρέχουν μόνο τα δεδομένα που μπορούν να μετρηθούν, όπως η πίεση ανάφλεξης, η μέση ενδεικνύμενη πίεση αλλά και ο χρονισμός έγχυσης του καυσίμου. Οι πληροφορίες ουσιαστικά που παρέχουν τα συστήματα αυτά αφορούν μόνο τις μετρήσεις χωρίς επιπρόσθετες πληροφορίες όπως η διάγνωση κάποιου σφάλματος.

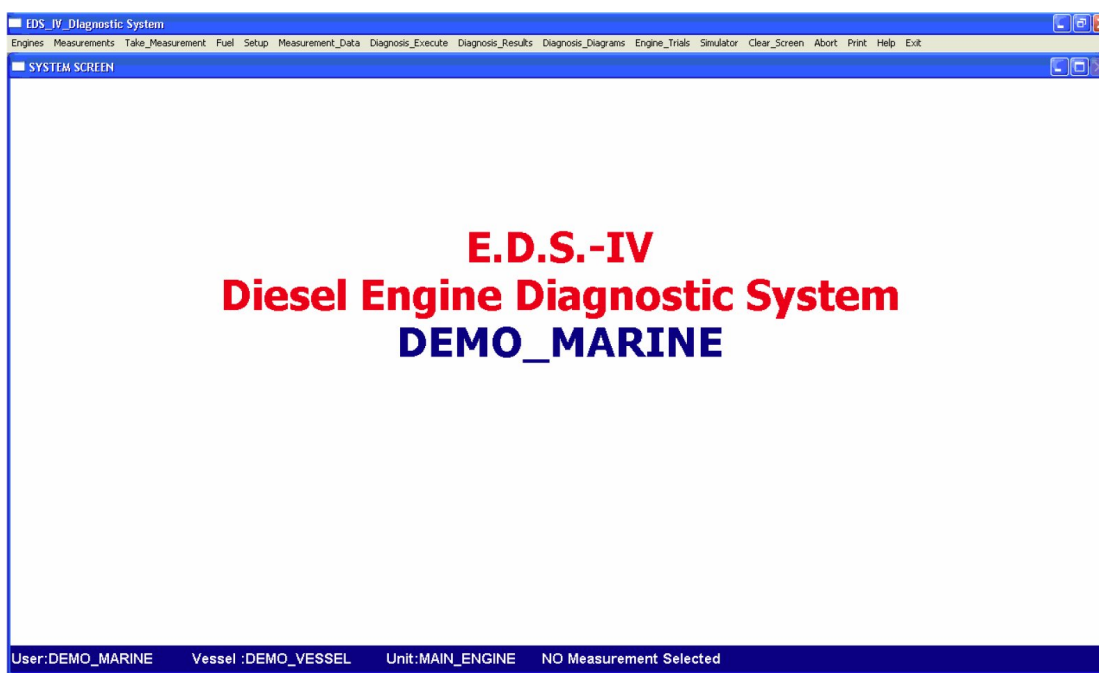
Η δεύτερη κατηγορία λογισμικών αποσκοπεί με τη χρήση μεθόδων ανάλυσης να πραγματοποιεί και διάγνωση σφάλματος στη λειτουργία του κινητήρα. Σε αντίθεση με τα περισσότερα λογισμικά που επιχειρούν να επιλύσουν το πρόβλημα με τη χρήση στατιστικών μεθόδων, το E.D.S ακολουθεί μια τελείως διαφορετική μέθοδο επίλυσης του προβλήματος. Αρχικά λειτουργεί ως λογισμικό παρακολούθησης και συλλέγει το απαραίτητο υλικό όπως και τα αντίστοιχα συστήματα. Στη συνέχεια ωστόσο ακολουθεί μια τελείως διαφορετική φιλοσοφία διάγνωσης του κινητήρα που δε βασίζεται σε στατιστικές μεθόδους αλλά σε θερμοδυναμικούς υπολογισμούς. Όλα τα αποτελέσματα που προκύπτουν είναι προϊόν θερμοδυναμικής ανάλυσης και παρέχουν στο χρήστη σημαντικές πληροφορίες. Το λογισμικό έχει ελεγχθεί επανειλημμένα και τα αποτελέσματα που παρέχει έχουν επαληθευτεί και στην πράξη.

Το λογισμικό μπορεί να εφαρμοστεί σε κάθε τύπο κινητήρα Diesel. Από βραδύστροφους δίχρονους υπερπληρωμένους κινητήρες πρόωσης έως ταχύστροφους τετράχρονους. Το λογισμικό έχει εφαρμοστεί και ελεγχθεί σε πληθώρα εφαρμογών. Σε ναυτικούς κινητήρες, κινητήρες ηλεκτροπαραγωγής, κινητήρες αμαξοστοιχίας κλπ. Μερικά από τα πλεονεκτήματα που προσφέρει η χρήση του είναι:

- Καθορισμός του σφάλματος ενός κινητήρα μέσα σε λίγα λεπτά.
- Πρόβλεψη της μέγιστης ταχύτητας του ενός πλοίου για συγκεκριμένη κατάσταση του κινητήρα.
- Μείωση της κατανάλωσης του καυσίμου μέσω σωστής ρύθμισης του κινητήρα.
- Σημαντική μείωση του χρόνου αλλά και του κόστους επισκευής
- Εντοπισμός σφάλματος πριν γίνει ιδιαίτερα σημαντικό.
- Συνεχής παρακολούθηση της λειτουργίας όλων των κινητήρων από κάποιο γραφείο για όλο το στόλο.

- Πρόβλεψη της συμπεριφοράς του κινητήρα στην περίπτωση μεταβολής κάποιας ρύθμισης όπως για παράδειγμα το χρονισμό έγχυσης του καυσίμου.

Στο σχήμα που ακολουθεί παρουσιάζεται το βασικό μενού επιλογών του λογισμικού.



Σχήμα 6.1 Βασικό μενού επιλογών του λογισμικού E.D.S

Οι βασικές επιλογές του λογισμικού όπως παρουσιάζονται και στο παραπάνω σχήμα είναι οι εξής:

Engines : Χρησιμοποιείται για την επιλογή του κινητήρα για μέτρηση ή διάγνωση. Επίσης χρησιμοποιείται για την επαναφορά ενός αντίγραφου ή τη δημιουργία ενός νέου.

Measurements : Χρησιμοποιείται για να επιλεγεί η επιθυμητή μέτρηση από μια βάση δεδομένων, να αποθηκευτεί μια μέτρηση σε περίπτωση που αυτό δεν έχει ήδη γίνει, να διαγραφεί κάποια μέτρηση ή να εισαχθεί κάποια μέτρηση από κάποιο χώρο αποθήκευσης δεδομένων. Μπορεί επίσης να πραγματοποιηθεί και το αντίστροφο.

Take – Measurement : Χρησιμοποιείται για να ξεκινήσει η διαδικασία της μέτρησης.

Fuel : Χρησιμοποιείται για να καθοριστούν οι ιδιότητες του καυσίμου.

Setup : Η επιλογή αυτή χρησιμεύει για να καθορίσει της παραμέτρους της διάγνωσης, τα αποδεκτά όρια λειτουργίας του κινητήρα αλλά και να αποθήκευσης ή να επαναφέρει αποθηκευμένες ρυθμίσεις.

Measurement – Data : Χρησιμοποιείται για να απεικονιστούν, να εισαχθούν και να τροποποιηθούν οι μετρήσεις ή να απεικονιστούν τα δεδομένα των μετρήσεων πίεσης και έγχυσης καυσίμου μετά την επεξεργασία τους.

Diagnosis – Execute : Χρησιμοποιείται για την επεξεργασία των δεδομένων πριν από τη διάγνωση ή στον να αποκλειστεί κάποιος κύλινδρος από τη διαδικασία διάγνωσης σε περίπτωση που το αρχείο είναι κατεστραμμένο.

Diagnosis – Result : Χρησιμοποιείται για να απεικονίσει τα αποτελέσματα της διάγνωσης.

Diagrams : Παρέχει τα γραφήματα για την πίεση του κυλίνδρου, το ρυθμό καύσης και την πίεση έγχυσης, αν αυτή είναι διαθέσιμη, αλλά και τη δυνατότητα σύγκρισης αυτών.

Trials : Παρέχει πρόσβαση σε μετρήσεις που έγιναν στο εργοστάσιο κατασκευής του κινητήρα ή στη διάρκεια των θαλάσσιων δοκιμών του πλοίου.

Simulator : Είναι μια προηγμένη διαδικασία που χρησιμοποιείται για να πραγματοποιήσει μια προσομοίωση της λειτουργίας του κινητήρα με βάση αρχικών ρυθμίσεων που έχουν καθοριστεί από το χρήστη. Με την επιλογή αυτή ο χρήστης μπορεί ουσιαστικά να προσομοιώσει ένα σφάλμα του κινητήρα και να δει τις επιδράσεις που αυτό έχει στη λειτουργία του.

Abort : Τερματίζει τη διαδικασία διάγνωσης όταν αυτή εκτελείται.

Clean – Screen : Καθαρίζει την οθόνη.

Print : Τυπώνει την οθόνη.

Help : Παρέχει βοήθεια για βασικές διαγνωστικές διαδικασίες.

Exit : Τερματίζει τη λειτουργία του λογισμικού.

Η συγκεκριμένη εργασία αξιοποιεί τη δυνατότητα του λογισμικού για προσομοίωση μέσα από την επιλογή Simulator. Κατά την έναρξη της διαδικασίας προσομοίωσης εμφανίζεται στο χρήστη μια σειρά επιλογών όπου καθορίζεται η κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα και των υποσυστημάτων του. Στο σχήμα που ακολουθεί απεικονίζονται οι επιλογές αυτές.

Engine Component Condition

Cylinder Condition	
Compression Condition (%)	100.0
Exhaust Port Condition (%)	100.0

Fuel System	
Injector Condition (%)	100.0
Fuel Pump Condition (%)	100.0

Air Induction System	
Compressor Condition (%)	100.0
Air Cooler Efficiency (%)	100.0
Air Cooler Pressure Drop (%)	100.0
Air Filter Condition (%)	100.0

Exhaust System	
Turbine Condition (%)	100.0
Turbine Inlet Nozzle Area (%)	100.0
Exhaust Pipe Condition (%)	100.0

OK Cancel

Σχήμα 6.2 Επιλογές των παραμέτρων της προσομοίωσης

Οι διαθέσιμες επιλογές για προσομοίωση θέτουν ουσιαστικά ένα βαθμό απόδοσης (%) για την κατάσταση στην οποία βρίσκονται τα εξής:

- Η συμπίεση στον κύλινδρο.
- Οι θυρίδες εξαγωγής.
- Ο εγχυτήρας.
- Η αντλία καυσίμου.
- Ο συμπιεστής του υπερπληρωτή.
- Το ψυγείο αέρα εισαγωγής.
- Η πτώση πίεσης στο ψυγείο αέρα εισαγωγής.
- Το φίλτρο αέρα.
- Ο στρόβιλος του υπερπληρωτή.
- Ο διάχυτης του στροβίλου.
- Ο σωλήνας εξαγωγής των καυσαερίων.

Από τις συγκεκριμένες παραμέτρους στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας θα αξιοποιηθεί η ικανότητα του λογισμικού να μεταβάλλει την απόδοση του συμπιεστή και του στροβίλου.

Μετά τον καθορισμό των παραμέτρων της προσομοίωσης, στο χρήστη παρουσιάζεται ένα νέο παράθυρο στο οποίο τίθενται οι αρχικές συνθήκες λειτουργίας και είναι απαραίτητες ώστε το πρόγραμμα να προβλέψει με όσο το δυνατόν

μεγαλύτερη ακρίβεια την λειτουργία του κινητήρα. Στο σχήμα που ακολουθεί οι απεικονίζονται οι αρχικές συνθήκες που πρέπει να οριστούν για από το χρήστη.

Main Engine Data		Induction/Exhaust	
Engine Speed (rpm)	100.0	Ambient Conditions	
Engine Load (%)	10.0	Room Air Temperature (C)	10.0
Injection Timing (deg)	1	Room Pressure (mbar)	10.0
Fuel Rack Position (mm)	10.0	A/C Water Inlet Temp. (C)	10.0
Fuel Flow Rate (kg/h)	10.0	Boost Air/Exhaust	
Options for Operating Data Source		Boost Pressure (bar)	10.00
<input checked="" type="checkbox"/> Define Operating Data Manually		Boost Air Temperature (C)	10.0
<input type="checkbox"/> Define Operating Data from Shop Tests		Exhaust Pressure (bar)	10.00
Component Simulation		Exhaust Back Pressure (mmW)	10.0
<input type="checkbox"/> Enable Fuel Rack Simulation			
<input type="checkbox"/> Enable T/C Simulation			

Σχήμα 6.3 Πίνακας ρύθμισης των αρχικών συνθηκών λειτουργίας του κινητήρα κατά την προσομοίωση.

Σύμφωνα με το λογισμικό οι απαραίτητες συνθήκες που πρέπει να οριστούν είναι:

- Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (RPM)
- Ρυθμός έγχυσης καυσίμου (kg/ h)
- Ατμοσφαιρική θερμοκρασία (°C)
- Ατμοσφαιρική πίεση (mbar)
- Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης (°C)
- Θερμοκρασία αέρα μετά το συμπιεστή (°C)
- Πίεση αέρα μετά το συμπιεστή (bar)
- Πίεση καυσαερίων πριν το στρόβιλο (bar)
- Πίεση αντίθλιψης (mmWC)

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την προσομοίωση αποθηκεύονται. Στις παραγράφους που ακολουθούν θα μεταβληθεί ξεχωριστά αλλά και ταυτόχρονα η απόδοση του συμπιεστή και του στρόβιλου για να μελετηθεί η επίδραση που έχει αυτό στη λειτουργία του κινητήρα.

6.3 Συγκριτική Αξιολόγηση των Επιπτώσεων της Μείωσης της Απόδοσης του Υπερπληρωτή στον Κινητήρα "C".

6.3.1 Εισαγωγικά στοιχεία

Ο κινητήρας που θα εξεταστεί στην παράγραφο είναι διαφορετικός σε σχέση με τους κινητήρες που εξετάστηκαν στις προηγούμενες περιπτώσεις. Έχει τα ακόλουθα χαρακτηριστικά:

Πίνακας 6.4 Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα "C"

Κινητήρας "C"	
Αριθμός κυλίνδρων	7
Διάμετρος Εμβόλου "B" (mm)	600
Διαδρομή Εμβόλου "s " (mm)	2400
Βαθμός συμπίεσης "ε"	17,9
Πραγματική ισχύς στο 100% (KW)	16660
Ταχύτητα περιστροφής στο 100% του φορτίου (RPM)	105

Η ανάλυση που ακολουθεί περιγράφει την επίδραση που έχει ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή σε βασικές λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή εξαρτάται από την εκάστοτε απόδοση του συμπιεστή και του στροβίλου σύμφωνα με την εξίσωση (6.1). Η προσομοίωση πραγματοποιείται για 6 διαφορετικά φορτία του κινητήρα (Πίνακας 6.1) μεταβάλλοντας την απόδοση του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί ταυτόχρονα. Σκοπός της ανάλυσης είναι να διερευνηθεί ποιος από τους τρεις τρόπους μεταβολής της απόδοσης του υπερπληρωτή επηρεάζει περισσότερο τη λειτουργία του άνωθεν κινητήρα.

Τα 6 φορτία στα οποία έγινε η προσομοίωση του κινητήρα αντιστοιχούν στις ταχύτητες περιστροφής που αναγράφονται στον Πίνακα που ακολουθεί.

Πίνακας 6.5 Ταχύτητες περιστροφής (RPM) για τις οποίες έγινε η προσομοίωση στον κινητήρα "C".

Φορτίο (%)	Ταχύτητα περιστροφής Κινητήρα "C" (RPM)
25%	66.1
50%	83.3
75%	95.4
90%	101.4
100%	105
110%	108.4

Σύμφωνα με την παράγραφο 6.2 για την εκτέλεση της προσομοίωσης, το λογισμικό απαιτεί τον ορισμό συγκεκριμένων παραμέτρων. Οι τιμές αυτές έχουν μετρηθεί στο εργοστάσιο κατασκευής του κινητήρα για τις στροφές του κινητήρα που αντιστοιχούν στον Πίνακα 6.5 και είναι απαραίτητες ώστε να μπορεί το εκάστοτε πρόγραμμα να προβλέψει με όσο το δυνατόν μεγαλύτερη ακρίβεια την λειτουργία του κινητήρα. Επιπρόσθετα, επειδή τα τελικά αποτελέσματα του λογισμικού ουσιαστικά αποτελούν το σημείο σύγκλισης πολύπλοκων υπολογισμών, είναι σημαντικό οι αρχικές τιμές που θα δοθούν στο πρόγραμμα να είναι πραγματικές ούτως ώστε να επιταχυνθεί η σύγκλιση, και τα αποτελέσματα να είναι περισσότερο αξιόπιστα. Ο Πίνακας που ακολουθεί περιέχει όλες τις αρχικές τιμές λειτουργίας του κινητήρα "C", για κάθε φορτίο, οι οποίες χρησιμοποιήθηκαν κατά την προσομοίωση.

Πίνακας 6.6 Οι αρχικές τιμές προσομοίωσης για τον κινητήρα "C".

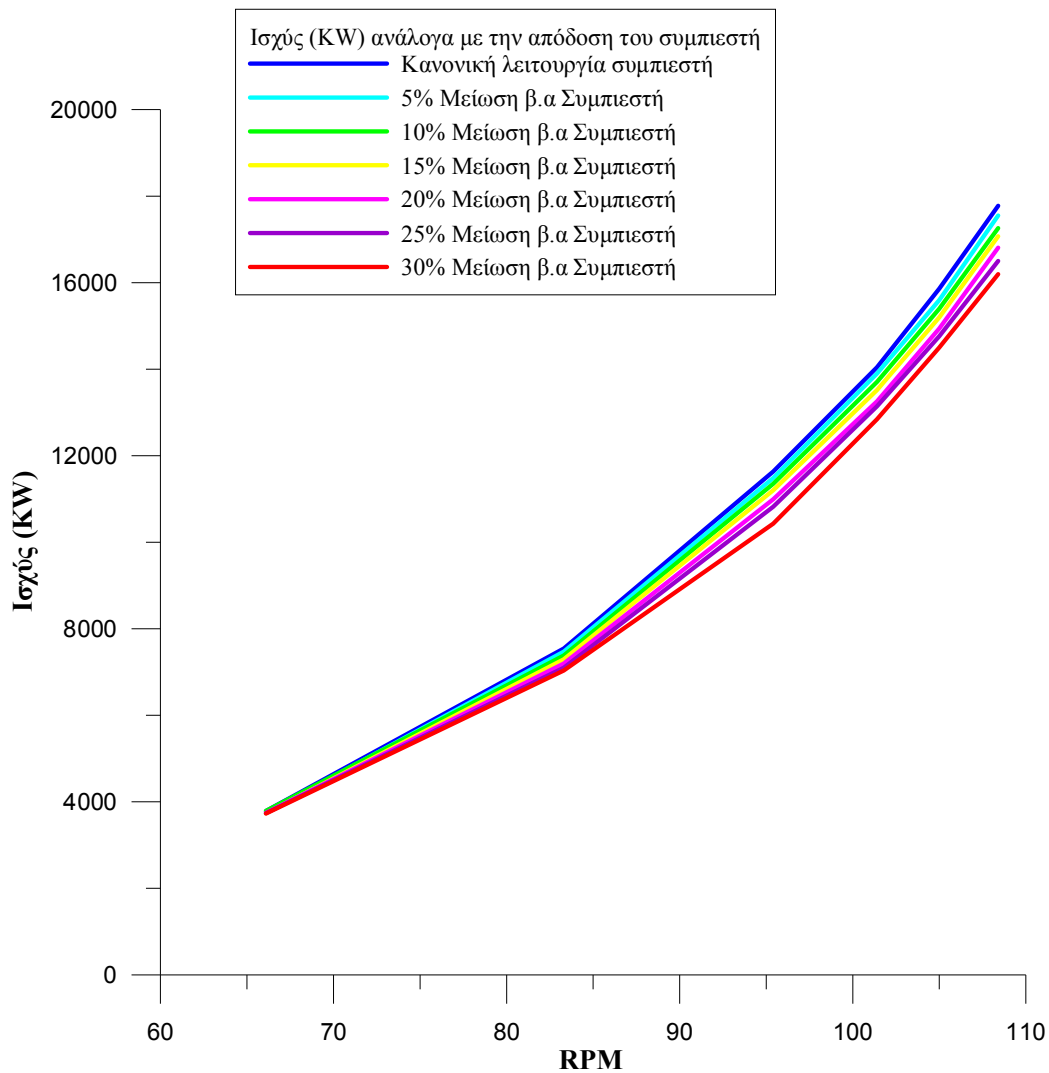
Φορτίο	25%	50%	75%	90%	100%	110%
Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (RPM)	66,10	83,30	95,40	101,40	105,00	108,40
Παροχή καυσίμου (kg/ h)	773,5	1482,7	2189,5	2642	2977,6	3361,3
Θερμοκρασία περιβάλλοντος(°C)	10,00	11,50	12,00	10,50	11,80	12,20
Ατμοσφαιρική πίεση (mbar)	1026,5	1026,5	1026,5	1026,5	1026,5	1026,5
Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης (°C)	10	10	10	10	10	10
Πίεση αέρα μετά το συμπιεστή (bar)	0,40	1,23	2,23	2,76	3,06	3,34
Θερμοκρασία αέρα μετά το συμπιεστή (°C)	35	90	137	161	176	188
Πίεση καυσαερίων πριν το στρόβιλο (bar)	0,29	1,00	1,85	2,35	2,63	2,86
Πίεση αντίθλιψης (mmWC)	25	90	180	210	250	280

Στη συνέχεια παρατίθενται τα αποτελέσματα με τη μορφή διαγραμμάτων όπως προέκυψαν έπειτα από ολοκλήρωση των διεργασιών του λογισμικού. Στο σημείο αυτό αξίζει να σημειωθεί το ζητούμενο από μια προσομοίωση δεν είναι οι απόλυτες τιμές των αποτελεσμάτων, αλλά η πρόβλεψη της τάσης μεταβολής αυτών.

6.3.2 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην καμπύλη φορτίου του κινητήρα "C"

Στη συγκεκριμένη παράγραφο μελετάται η επίδραση που έχει ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή στην ισχύ του κινητήρα. Εξετάζονται τρεις διαφορετικές περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Στην πρώτη περίπτωση η μείωση της απόδοσης πραγματοποιείται μέσω μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή. Στη δεύτερη περίπτωση μέσω μείωσης της απόδοσης του στροβίλου και στην τρίτη περίπτωση μέσω ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου μαζί. Σκοπός είναι με συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων να ελεγχθεί ποια από τις τρεις περιπτώσεις έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στην ισχύ του κινητήρα.

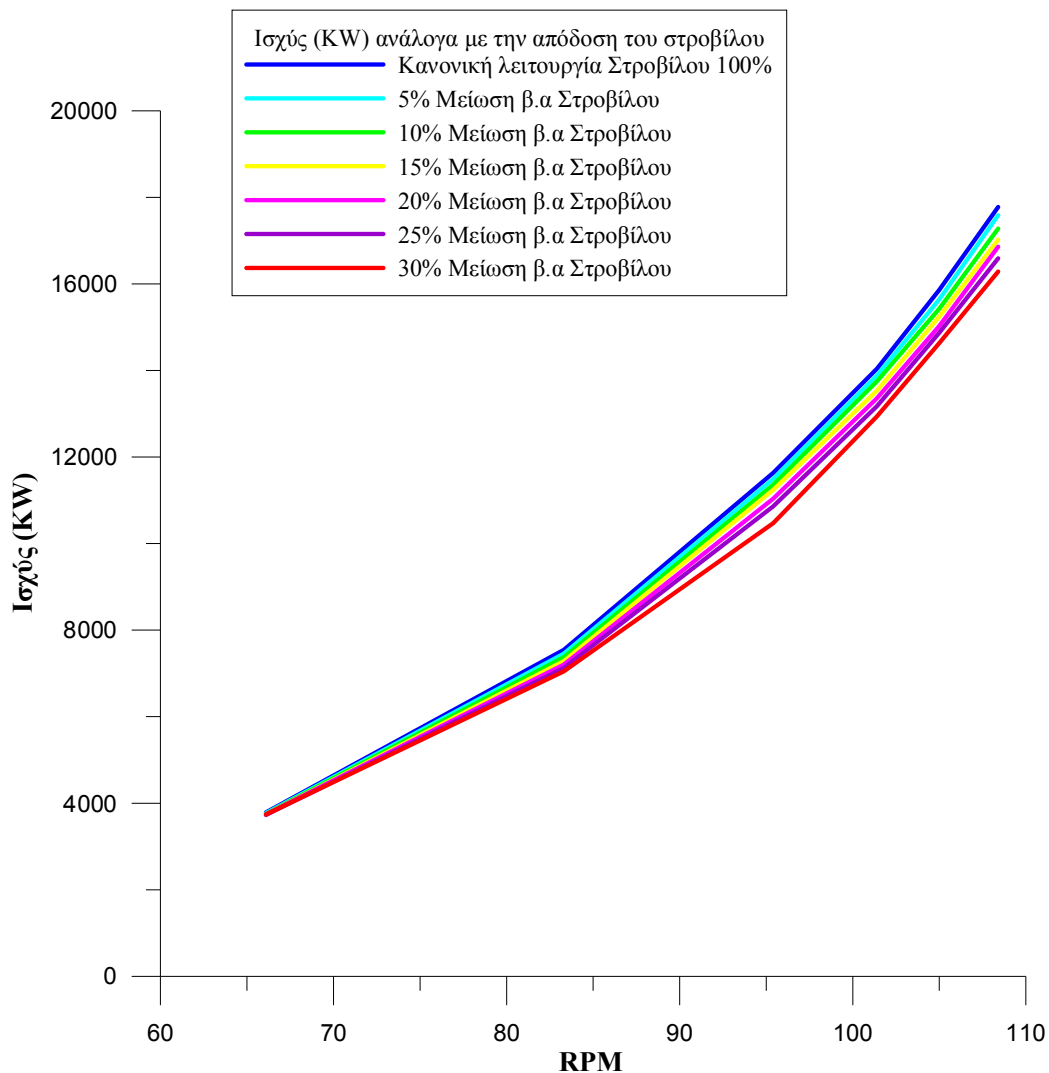
Μέσω του λογισμικού προσομοίωσης μειώνεται σταδιακά η απόδοση του συμπιεστή από 5% έως 30% με βήμα 5% σε έξι διαφορετικά φορτία του κινητήρα. Κάθε διαφορετικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή απεικονίζεται με μια διαφορετική καμπύλη διαφορετικού χρώματος. Στο διάγραμμα που ακολουθεί απεικονίζεται μόνο η επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα ισχύος.



Σχήμα 6.4 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".

Στο παραπάνω διάγραμμα απεικονίζεται η ισχύς του κινητήρα, καθώς μεταβάλεται σταδιακά η απόδοση του συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Παρατηρείται ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή μειώνεται και η ισχύς του κινητήρα σε κάθε ταχύτητα περιστροφής που εξετάζεται. Συγκρίνοντας τις καμπύλες ισχύος, παρατηρείται ότι στην μικρότερη απόδοση του συμπιεστή (30% Μείωση απόδοσης) η καμπύλη ισχύος αντιστοιχεί σε χαμηλότερες τιμές. Η επίδραση όμως στην ισχύ που εμφανίζεται, δεν είναι το ίδιο έντονη σε κάθε ταχύτητα περιστροφής αλλά διαφέρει. Σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής η επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή, είναι ελάχιστη. Δηλαδή η ισχύς σε κάθε περίπτωση απόδοσης του συμπιεστή δεν παρουσιάζει μεγάλες αποκλίσεις. Με την αύξηση όμως της ταχύτητας περιστροφής σύμφωνα με το διάγραμμα, ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή δείχνει να επηρεάζει περισσότερο την ισχύ του κινητήρα. Η μέγιστη επίδραση παρουσιάζεται στις μέγιστες στροφές.

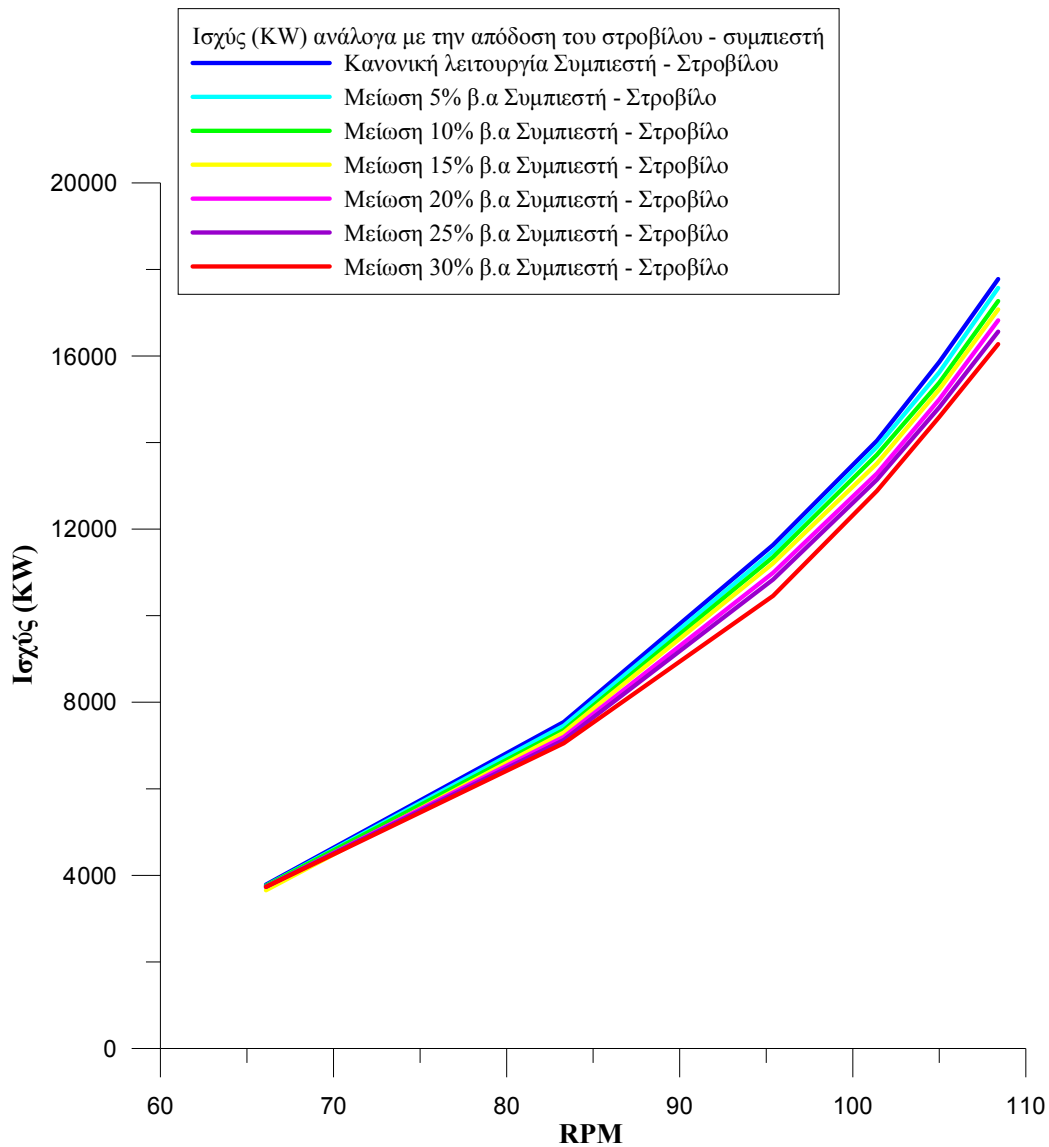
Το διάγραμμα αυτό περιορίζεται στην επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στην ισχύ του κινητήρα. Στο σχήμα που ακολουθεί θα εξεταστεί η περίπτωση μείωσης της απόδοσης του στροβίλου.



Σχήμα 6.5 Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".

Η μορφή του διαγράμματος είναι ίδια με την περίπτωση του στροβίλου. Σύμφωνα με το διάγραμμα η ισχύς του κινητήρα μειώνεται σε όλο το φάσμα ταχυτήτων περιστροφής. Η δυσμενέστερη περίπτωση αντιστοιχεί στην περίπτωση όπου η απόδοση του στροβίλου έχει μειωθεί κατά 30%. Η μείωση της ισχύος όπως και στην προηγούμενη περίπτωση, δεν είναι ομοιόμορφη για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Στις χαμηλές στροφές η επίδραση είναι ελάχιστη και η επίδραση στην ισχύ του κινητήρα είναι αμελητέα. Στις υψηλές στροφές όμως είναι ξεκάθαρη η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου. Αξίζει να σημειωθεί ότι η καμπύλη που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του στροβίλου (—) ταυτίζεται με την καμπύλη του προηγούμενου σχήματος που αντιστοιχούσε στην κανονική λειτουργία του συμπιεστή.

Στο σχήμα που ακολουθεί θα εξεταστεί η περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου.

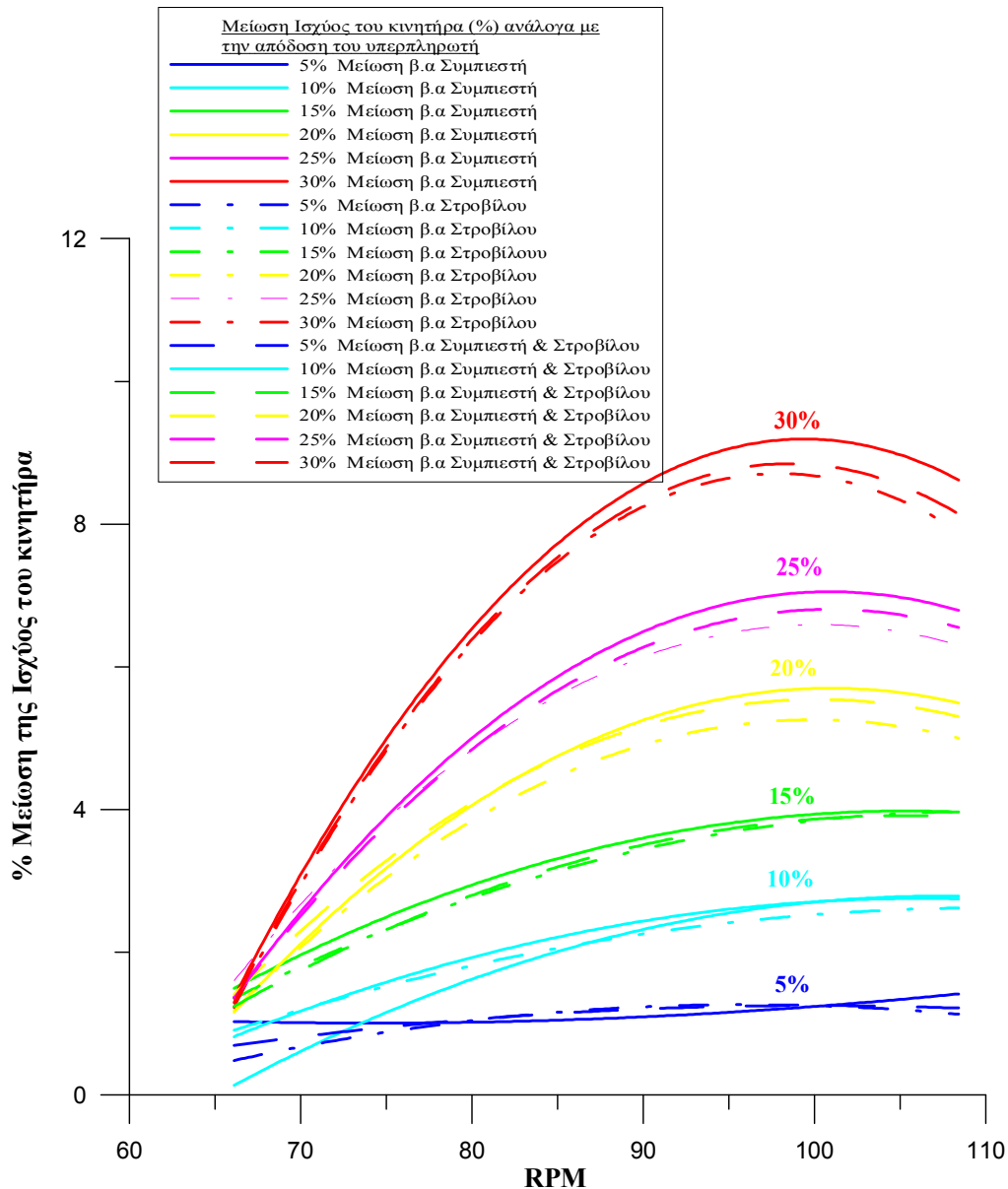


Σχήμα 6.6 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "C".

Στο σχήμα εξετάζεται η τρίτη περίπτωση μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή κατά την οποία μειώνεται ο ταυτόχρονα ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου με σκοπό να μειωθεί η απόδοση του υπερπληρωτή στα σημεία που ορίστηκαν στον Πίνακα 6.2. Η επίδραση που έχει η ταυτόχρονη μείωση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου είναι όμοια με τις προηγούμενες δύο περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Με τη μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, μειώνεται σε κάθε ταχύτητα περιστροφής η ισχύς του κινητήρα. Η επίδραση είναι εντονότερη στις υψηλές στροφές ενώ στις χαμηλές είναι αμελητέα.

Σκοπός της διπλωματικής εργασίας είναι να εξεταστούν οι τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης συγκριτικά. Τα σχήματα που παρουσιάστηκαν έως τώρα απεικονίζουν την επίδραση που έχει κάθε περίπτωση ξεχωριστά. Για το λόγο αυτό τα αποτελέσματα θα παρουσιαστούν με τέτοιο τρόπο ώστε να διευκολυνθεί η συγκριτική αξιολόγηση.

Γνωρίζοντας την απόδοση ισχύος του κινητήρα στην κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή, μπορεί να βρεθεί η ποσοστιαία μείωση της ισχύος σε σχέση με αυτή, για καθεμία από τις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Στο σχήμα που ακολουθεί απεικονίζεται η ποσοστιαία μείωση της ισχύος από την κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή για τα έξι επίπεδα μείωσης που μελετήθηκαν.



Σχήμα 6.7 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "C" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.

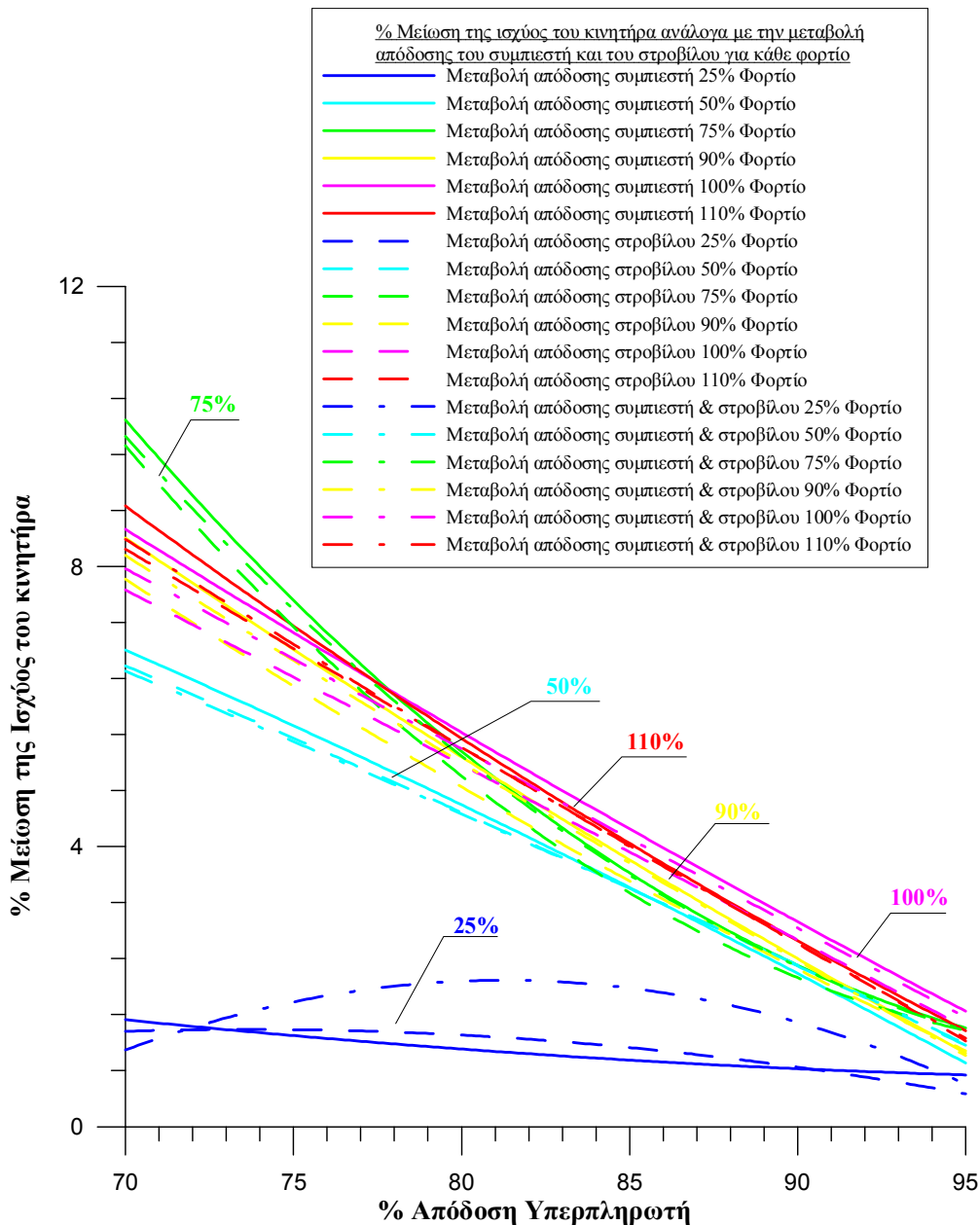
Για τα έξι διαφορετικά επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή απεικονίζεται στο διάγραμμα η ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής. Σύμφωνα με αυτό όσο μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή τόσο περισσότερο μειώνεται η ισχύς του κινητήρα. Για

5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, η μείωση ισχύος είναι ελάχιστη και παραμένει πρακτικά σταθερή σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Σε μεγαλύτερες τιμές μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, η μείωση ισχύος είναι εντονότερη. Μάλιστα από ένα επίπεδο μείωσης και μετά, οι καμπύλες αποκτούν εκθετική μορφή. Δηλαδή η ισχύς του κινητήρα μειώνεται εκθετικά καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής του. Η δυσμενέστερη περίπτωση εμφανίζεται στην περίπτωση όπου η απόδοση του υπερπληρωτή μειώνεται κατά 30%. Η περίπτωση αυτή παρουσιάζει εκθετική μορφή και εμφανίζει τη μεγαλύτερη μείωση στην ισχύ του κινητήρα.

Παρατηρείται επίσης ότι σε πολύ χαμηλές στροφές, τα διάφορα επίπεδα μείωσης που εξετάζονται έχουν παρόμοια επίδραση στην ισχύ του κινητήρα.

Για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή στο διάγραμμα απεικονίζονται τρεις καμπύλες. Οι καμπύλες αυτές αντιστοιχούν στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή που εξετάζονται. Στην περίπτωση μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου, ή και των δύο μαζί. Σε αντίθεση με τα προηγούμενα διάγραμμα που εξετάστηκαν, στο συγκεκριμένο μπορεί να πραγματοποιηθεί συγκριτική αξιολόγηση. Σύμφωνα με το διάγραμμα οι διαφορές ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις είναι αμελητέες και η ισχύς του κινητήρα δείχνει να επηρεάζεται με τον ίδιο τρόπο και στις τρεις περιπτώσεις.

Στα διαγράμματα που ακολουθούν, θα αναπαρασταθεί η ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή για καθένα από τα έξι διαφορετικά φορτία. Ουσιαστικά πρόκειται για την ίδια ανάλυση με πριν μόνο που αλλάζει ο τρόπος αναπαράστασης των δεδομένων. Όσον αφορά τη μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, αυτή θα πραγματοποιηθεί με τους τρεις διαφορετικούς τρόπους που έχουν ήδη αναφερθεί. Μειώνοντας την απόδοση του συμπιεστή, του στροβίλου ή και των δύο μαζί.



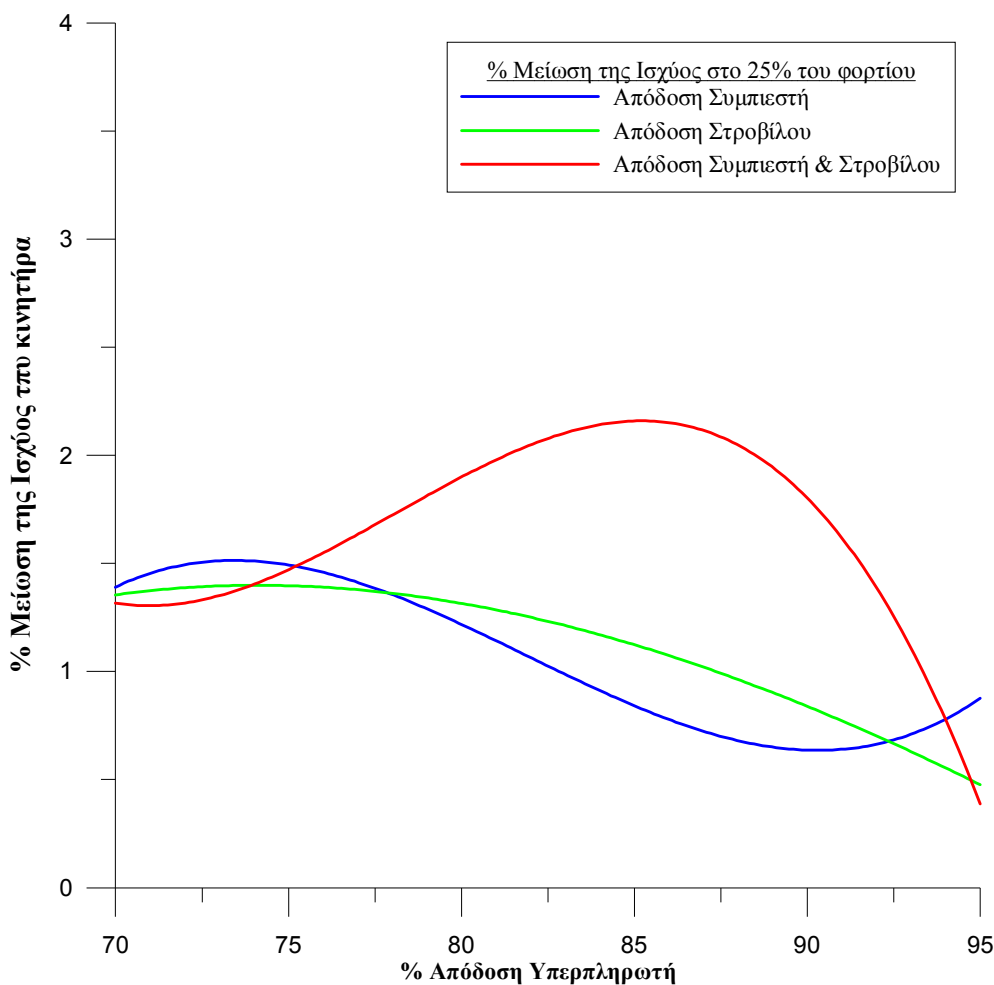
Σχήμα 6.8 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος για κάθε φορτίο ξεχωριστά συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή στον κινητήρα "C".

Από το σχήμα είναι ξεκάθαρο, ότι στο χαμηλότερο φορτίο (25%) παρατηρείται η μικρότερη μείωση της ισχύος και μάλιστα είναι σχεδόν ανεξάρτητη από την απόδοση του υπερπληρωτή. Αυτό είναι λογικό καθώς στα πολύ χαμηλά φορτία, οι απώλειες του κινητήρα είναι μεγάλες με αποτέλεσμα η απόδοση του υπερπληρωτή να έχει αμελητέα επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα.

Για υψηλές τιμές απόδοσης του υπερπληρωτή, η επίδραση στην ισχύ του κινητήρα είναι παρόμοια για κάθε φορτίο. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή η μείωση ισχύος του κινητήρα, αυξάνει για όλα τα φορτία, πλην του χαμηλότερου (25%). Για τιμές απόδοσης του υπερπληρωτή μικρότερες του 75% παρατηρείται ότι σε ορισμένα φορτία ο κινητήρα έχει διαφορετική συμπεριφορά. Συγκεκριμένα στο 50% του φορτίου, η μείωση της ισχύος φαίνεται να είναι ηπιότερη

σε σχέση με τα άλλα φορτία, ενώ στο 75% του φορτίου ο κινητήρας φαίνεται να επηρεάζεται περισσότερο φτάνοντας μέχρι και 10% μείωση στην ισχύ του κινητήρα. Σε αντίθεση με τα υψηλότερα φορτία που δεν υπερβαίνουν το 8,5%.

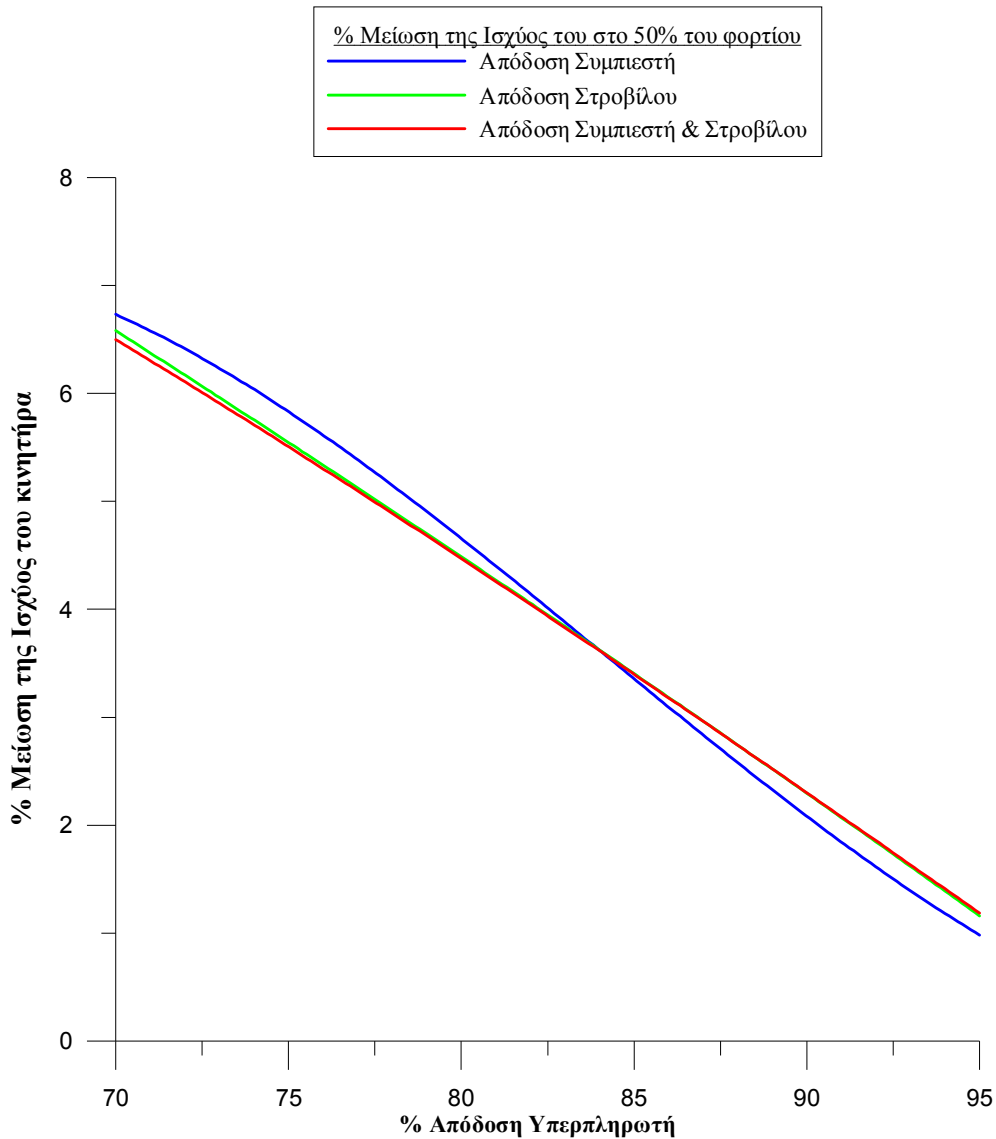
Στο σχήμα, αναπαρίστανται και οι τρεις τρόποι μεταβολής της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι διαφορές μεταξύ τους ωστόσο μπορούν να θεωρηθούν αμελητέες. Στα σχήματα που ακολουθούν θα αναλυθεί κάθε φορτίο ξεχωριστά ώστε να είναι ξεκάθαρη η επίδραση που έχει ο εκάστοτε τρόπος μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ισχύ του κινητήρα.



Σχήμα 6.9 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 25% του φορτίου στον κινητήρα "C".

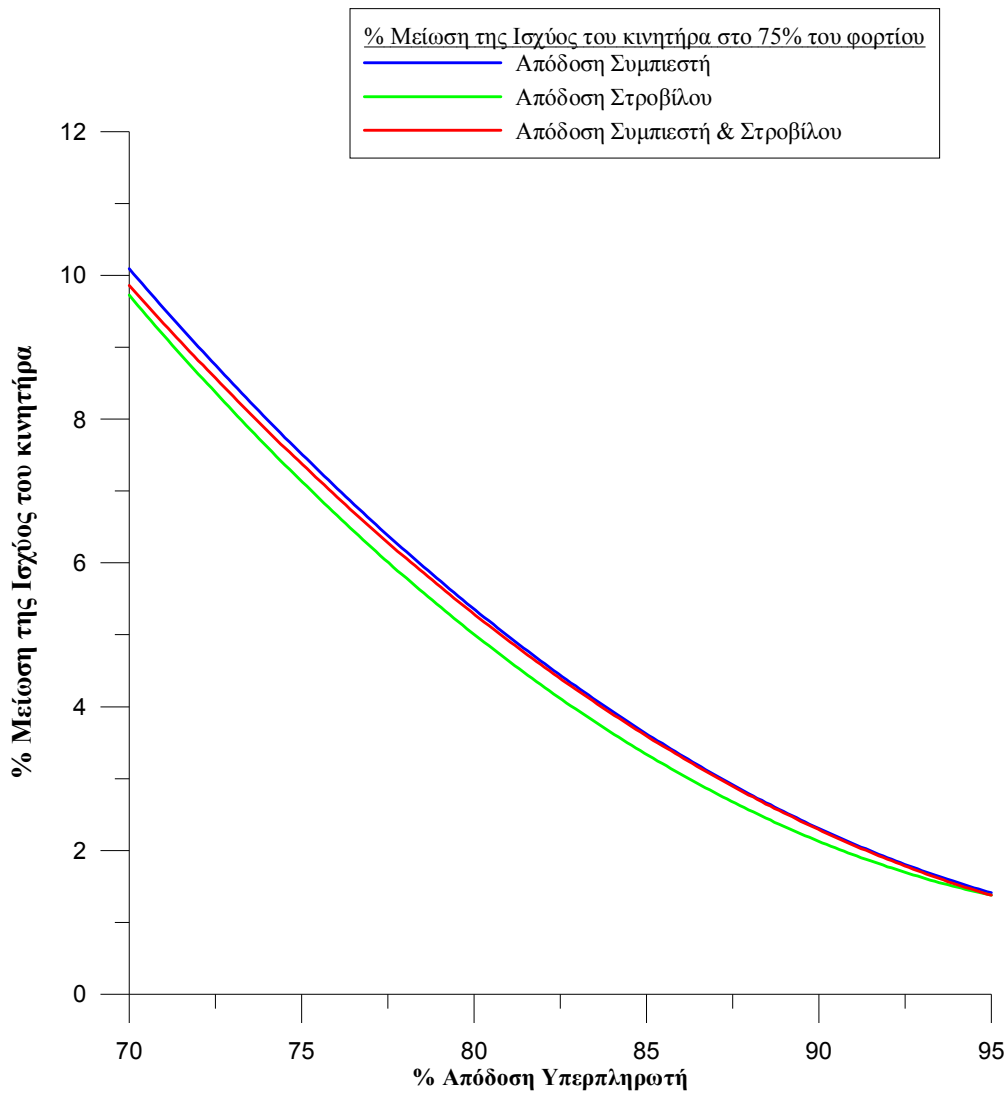
Στο παραπάνω σχήμα αναπαρίσταται η ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα καθώς μειώνεται η απόδοση υπερπληρωτή, στο 25% του φορτίου. Η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή πραγματοποιείται με τους τρεις διαφορετικούς τρόπους που αναφέρθηκαν. Από το διάγραμμα, δεν μπορεί να προκύψει κάποιο ουσιαστικό συμπέρασμα για το ποιός από τους τρεις τρόπους επιφέρει τη μεγαλύτερη μεταβολή της ισχύος. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι στο 25% του φορτίου του κινητήρα η ενεργειακές απώλειες αυτού είτε λόγω ροής είτε λόγω τριβών, είναι πολύ μεγάλες σε σχέση με την αποδιδόμενη ισχύ του κινητήρα με

αποτέλεσμα η επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή να είναι αμελητέα. Στο σχήμα που ακολουθεί μελετάται η μείωση της ισχύος στο 50% του φορτίου.



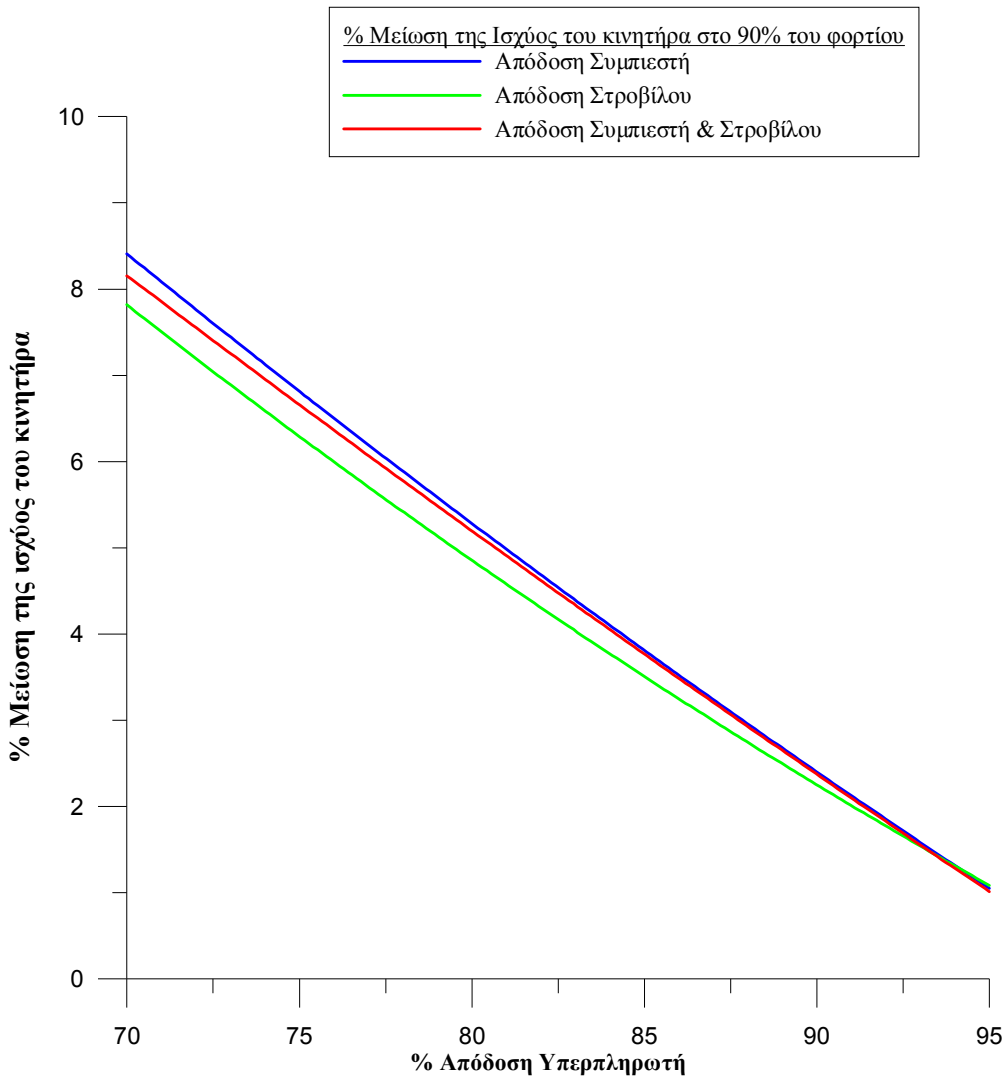
Σχήμα 6.10 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 50% του φορτίου στον κινητήρα "C"

Στο 50% του φορτίου του κινητήρα, η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή επιφέρει μείωση στην ισχύ του κινητήρα. Σύμφωνα με το διάγραμμα η διαφορά ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή είναι αμελητέα. Με άλλα λόγια είτε μειωθεί η απόδοση του συμπιεστή είτε μειωθεί η απόδοση του στροβίλου είτε μειωθεί ταυτόχρονα η απόδοση και των δύο μαζί, οι επιπτώσεις στην ισχύ του κινητήρα θα είναι ουσιαστικά ίδιες. Ακολουθεί το αντίστοιχο σχήμα για το 75% του φορτίου.



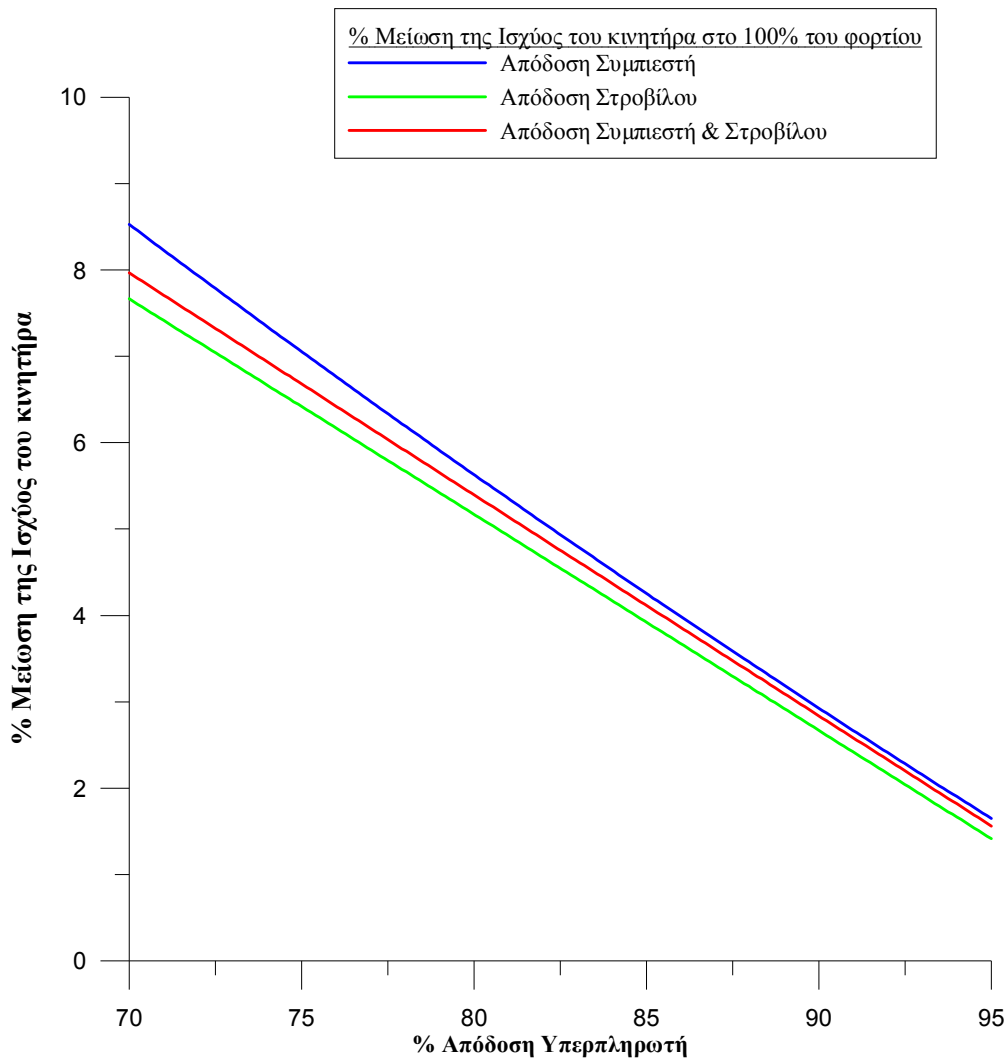
Σχήμα 6.11 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 75% του φορτίου στον κινητήρα "C"

Στο 75% του φορτίου, η μεταβολή της ισχύος του κινητήρα αποκτά περισσότερη ομοιομορφία σε όλο το φάσμα της απόδοσης του υπερπληρωτή. Τα αποτελέσματα είναι παρόμοια και στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Στο επόμενο σχήμα μελετάται η περίπτωση που αντιστοιχεί στο 90% του φορτίου.



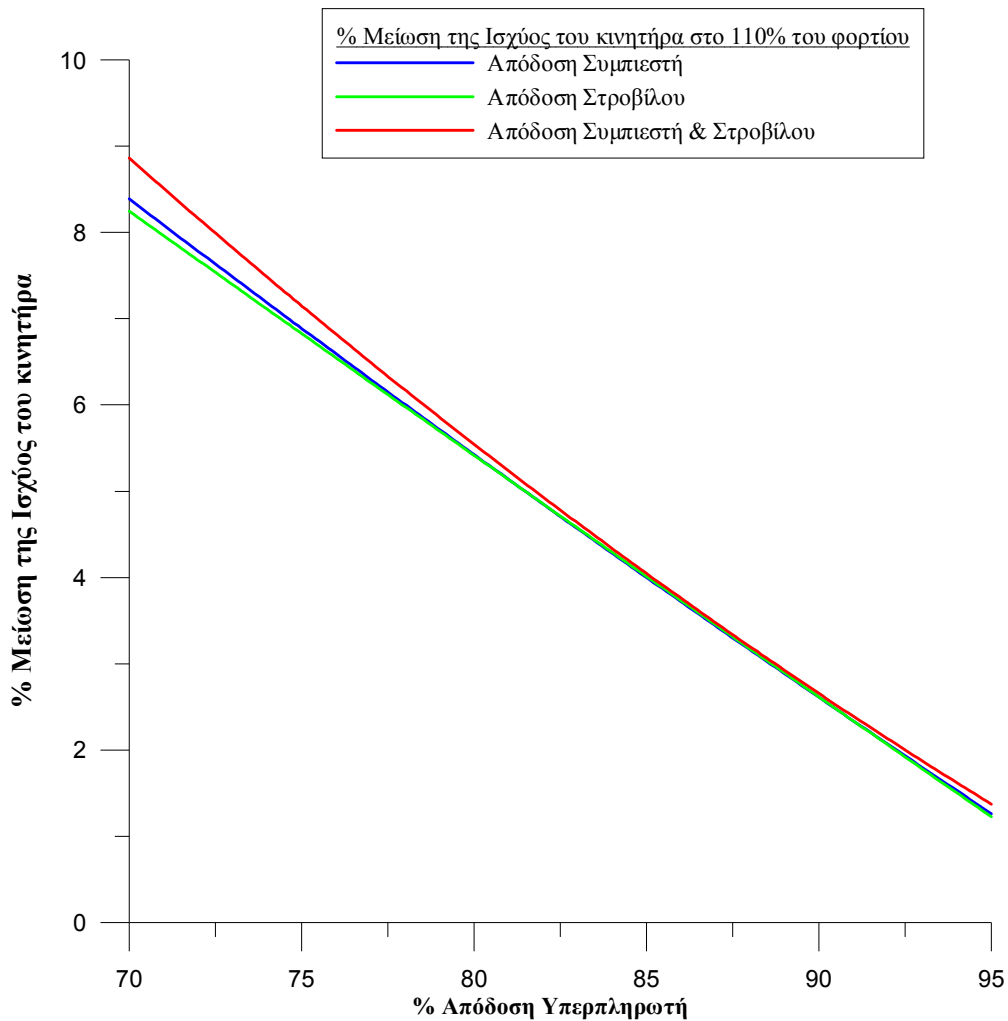
Σχήμα 6.12 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 90% του φορτίου στον κινητήρα "C"

Στο 90% του φορτίου, η μεταβολή της ισχύος διατηρεί την προηγούμενή της μορφή. Για απόδοση πάνω από 90% του υπερπληρωτή, η διαφορά ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις, είναι δυσδιάκριτη. Καθώς μειώνεται η απόδοση οι τρεις περιπτώσεις αρχίζουν να ξεχωρίζουν με την περίπτωση του συμπιεστή να επιφέρει τη μεγαλύτερη μεταβολή της ισχύος, η περίπτωση του στροβίλου τη μικρότερη ενώ η τρίτη περίπτωση να επιτυγχάνει μια ενδιάμεση κατάσταση. Ωστόσο και πάλι οι διαφορές που εμφανίζονται είναι αμελητέες και δεν υπάρχει σαφής διαχωρισμός των περιπτώσεων. Ακολουθεί το σχήμα για το 100% του φορτίου.



Σχήμα 6.13 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 100% του φορτίου στον κινητήρα "C"

Το διάγραμμα παρουσιάζει την ίδια ακριβώς εικόνα. Οι διαφορές που εμφανίζονται είναι πρακτικά αμελητέες και πολύ πιθανό να βρίσκονται μέσα στα όρια σφάλματος του λογισμικού. Γι αυτό το λόγο αν και στα σχήματα απεικονίζεται κάποια διαφορά, αυτή δεν είναι και τόσο αξιόλογη ώστε να εξασφαλίσει ότι η εκάστοτε μείωση της απόδοσης έχει διαφορετική επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Ακολουθεί η τελευταία περίπτωση που αντιστοιχεί στο 110% του φορτίου.



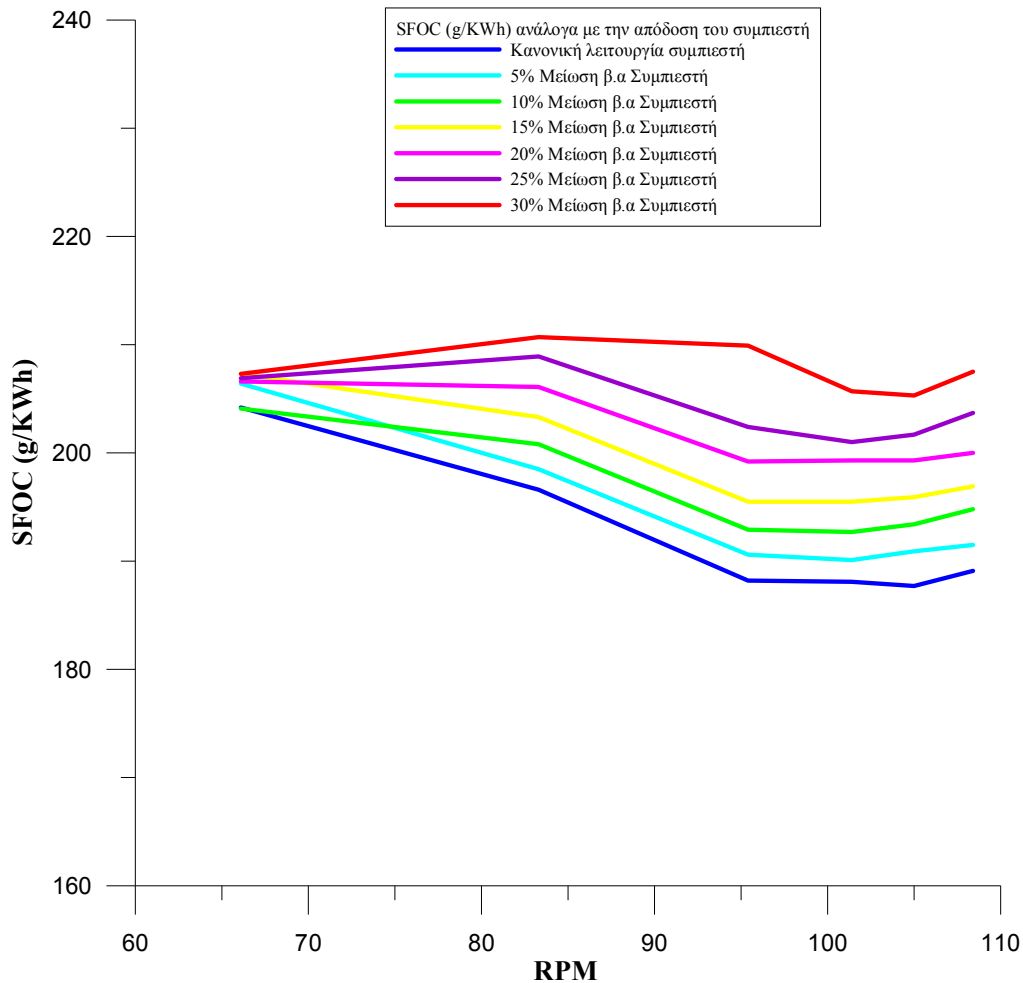
Σχήμα 6.14 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή στο 110% του φορτίου στον κινητήρα "C".

Η αύξηση του φορτίου στο 110% προκαλεί αύξηση στις μηχανικές απώλειες του κινητήρα. Παρατηρείται ότι η διαφορά ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή είναι αρκετά δυσδιάκριτη, συνεπώς είναι ανεξάρτητη από τον τρόπο με τον οποίο επιτυγχάνεται η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή.

6.3.3 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου του κινητήρα "C".

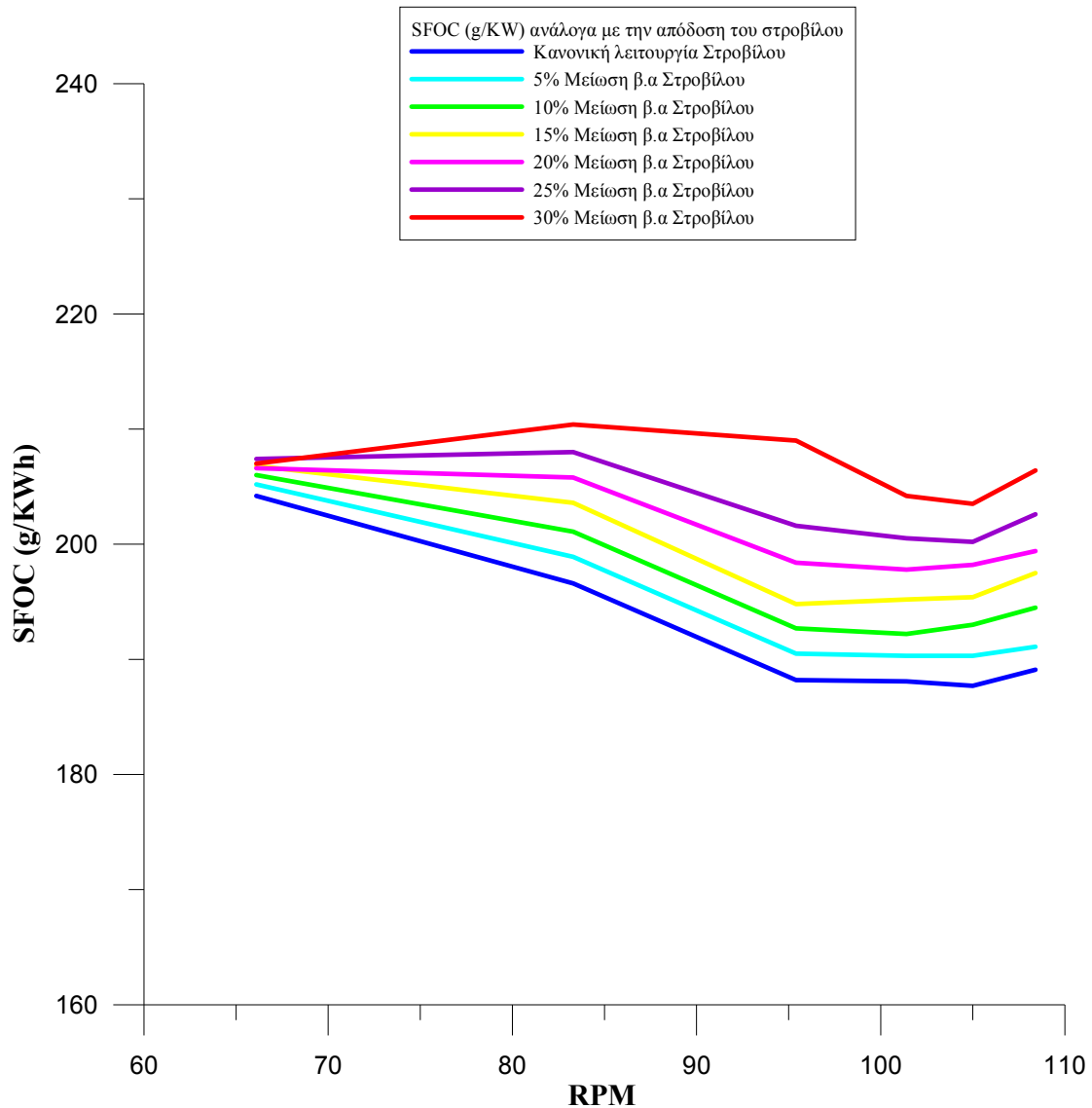
Σκοπός της συγκεκριμένης παραγράφου είναι η μελέτη επίδρασης της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου (Special Fuel Oil Consumption). Η απόδοση του υπερπληρωτή θα μεταβληθεί με τρεις διαφορετικούς τρόπους έτσι ώστε να πραγματοποιηθεί η συγκριτική αξιολόγηση αυτών.

Στο επόμενο διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή της ειδικής κατανάλωσης του καυσίμου ανάλογα με την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα για κάθε βαθμό απόδοσης του συμπιεστή. Στο σύνολο των καμπύλων, περιλαμβάνεται και η περίπτωση της κανονικής λειτουργίας του συμπιεστή (100% απόδοση) και αντιστοιχεί ουσιαστικά στη βέλτιστη απόδοση του κινητήρα.



Σχήμα 6.15 Επίδραση της απόδοσης του συμπίεστή στο διάγραμμα Ε.Κ.Κ – ταχύτητας περιστροφής σύμφωνα στον κινητήρα "C".

Στο σχήμα απεικονίζονται οι καμπύλες Ε.Κ.Κ που αντιστοιχούν σε έξι διαφορετικές τιμές απόδοσης του συμπίεστή, αλλά και η καμπύλη κανονικής λειτουργίας του συμπίεστή όπως ήδη αναφέρθηκε. Σύμφωνα με το διάγραμμα η απόδοση του συμπίεστή έχει σημαντική επίδραση στην ειδική κατανάλωση καυσίμου (Ε.Κ.Κ). Η μείωση της απόδοσης του συμπίεστή προκαλεί αύξηση της Ε.Κ.Κ. Σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής η επίδραση της απόδοσης του συμπίεστή είναι αρκετά περιορισμένη. Καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής η επίδραση αυτή αρχίζει και γίνεται εντονότερη ανάλογα με την απόδοση του συμπίεστή. Αυτό φαίνεται από το διάγραμμα καθώς αυξάνει το εύρος των τιμών. Ενώ καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής στην κανονική λειτουργία του συμπίεστή η Ε.Κ.Κ μειώνεται, για 30% μείωση του β.α του συμπίεστή η Ε.Κ.Κ διατηρείται σταθερή σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Στο σχήμα που ακολουθεί θα εξεταστεί η περίπτωση του στροβίλου.

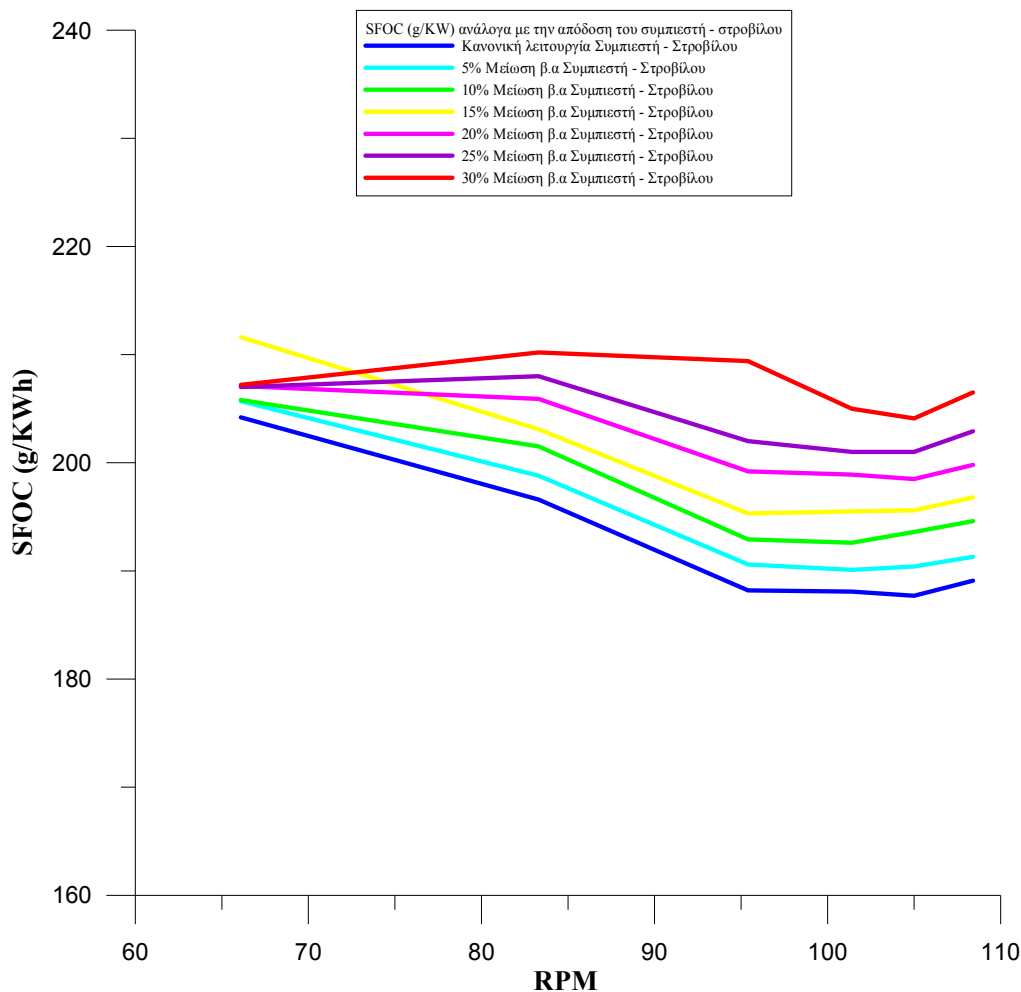


Σχήμα 6.16 Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα Ε.Κ.Κ – ταχύτητας περιστροφής "C".

Όπως και στο προηγούμενο διάγραμμα, έτσι και εδώ αναπαρίσταται η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στην Ε.Κ.Κ. Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του στροβίλου, ταυτίζεται με αυτήν που αντιστοιχούσε στο Σχήμα 6.15 στην κανονική λειτουργία του συμπιεστή.

Σύμφωνα με το διάγραμμα η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου είναι παρόμοια με την προηγούμενη περίπτωση. Σε χαμηλές στροφές η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στην Ε.Κ.Κ είναι ελάχιστη ενώ με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής η επίδραση στην Ε.Κ.Κ γίνεται εντονότερη καθώς μειώνεται η απόδοση του στροβίλου. Όπως και στην περίπτωση του συμπιεστή ενώ η Ε.Κ.Κ θα έπρεπε με την αύξηση των στροφών να μειώνεται, για 30% μείωση της απόδοσης του στροβίλου παραμένει πρακτικά σταθερή. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα να μεγαλώνει το εύρος που χωρίζει την κανονική λειτουργία από την δυσμενέστερη απόδοση καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα.

Στο σχήμα που ακολουθεί αναπαρίστανται τα αποτελέσματα για την τελευταία περίπτωση μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή μέσω ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου.

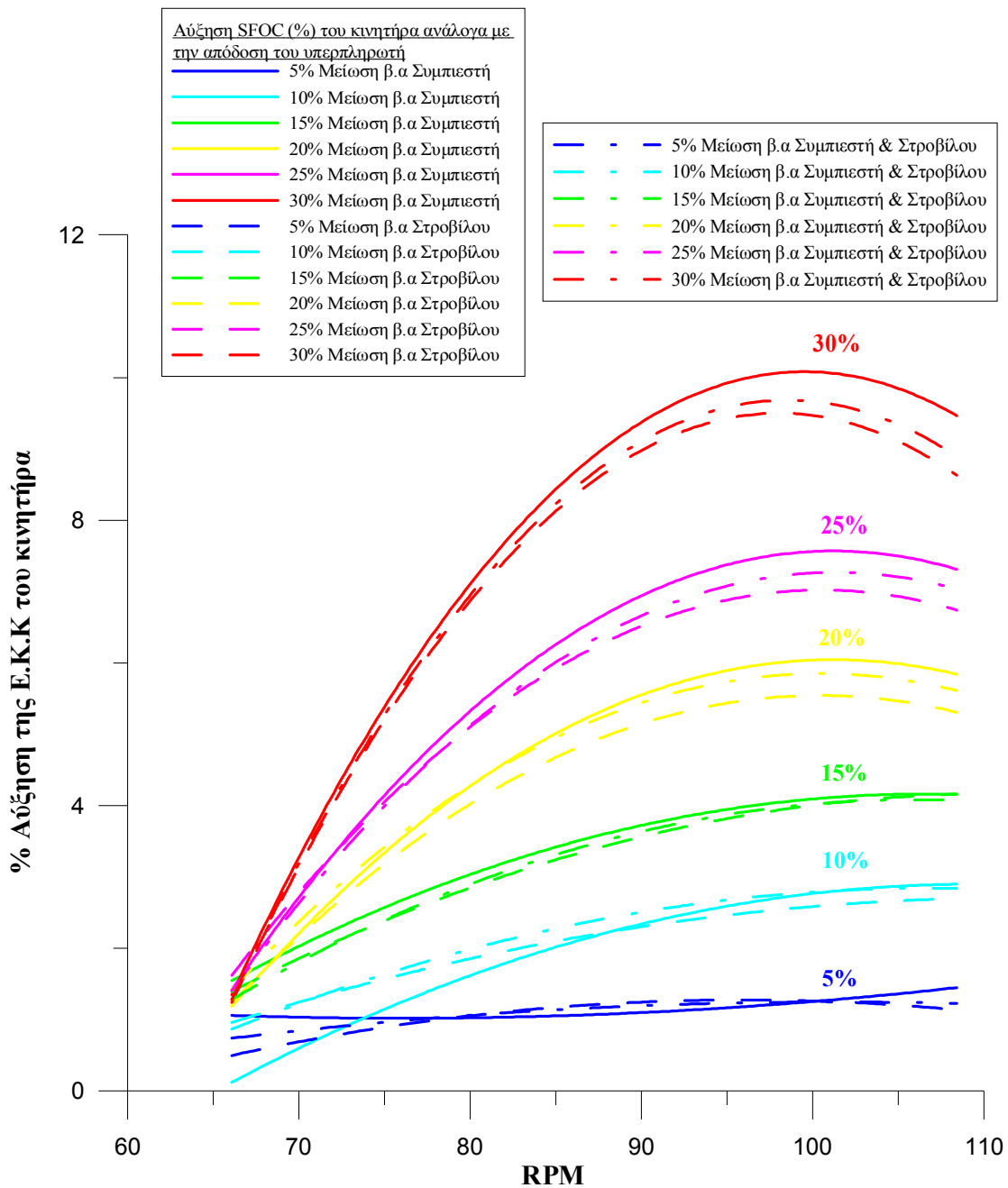


Σχήμα 6.17 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα Ε.Κ.Κ – ταχύτητας περιστροφής "C".

Το διάγραμμα έχει ακριβώς την ίδια μορφή με τα προηγούμενα διαγράμματα. Σύμφωνα με αυτά η επίδραση στην Ε.Κ.Κ μέσω μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί ταυτόχρονα είναι προφανής. Ωστόσο τα διαγράμματα αυτά δεν βοηθούν στο βασικό σκοπό της παραγράφου που είναι η συγκριτική αξιολόγηση των αποτελεσμάτων.

Γνωρίζοντας την Ε.Κ.Κ στην κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή θα υπολογιστεί η ποσοστιαία αύξηση της Ε.Κ.Κ καθώς μειώνεται η απόδοση του για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Ο υπολογισμός θα γίνει για κάθε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Στα σχήμα που ακολουθεί απεικονίζεται η ποσοστιαία αύξηση της Ε.Κ.Κ συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για τα έξι επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή που μελετήθηκαν.



Σχήμα 6.18 Ποσοστιαία αύξηση της Ε.Κ.Κ του κινητήρα "C" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

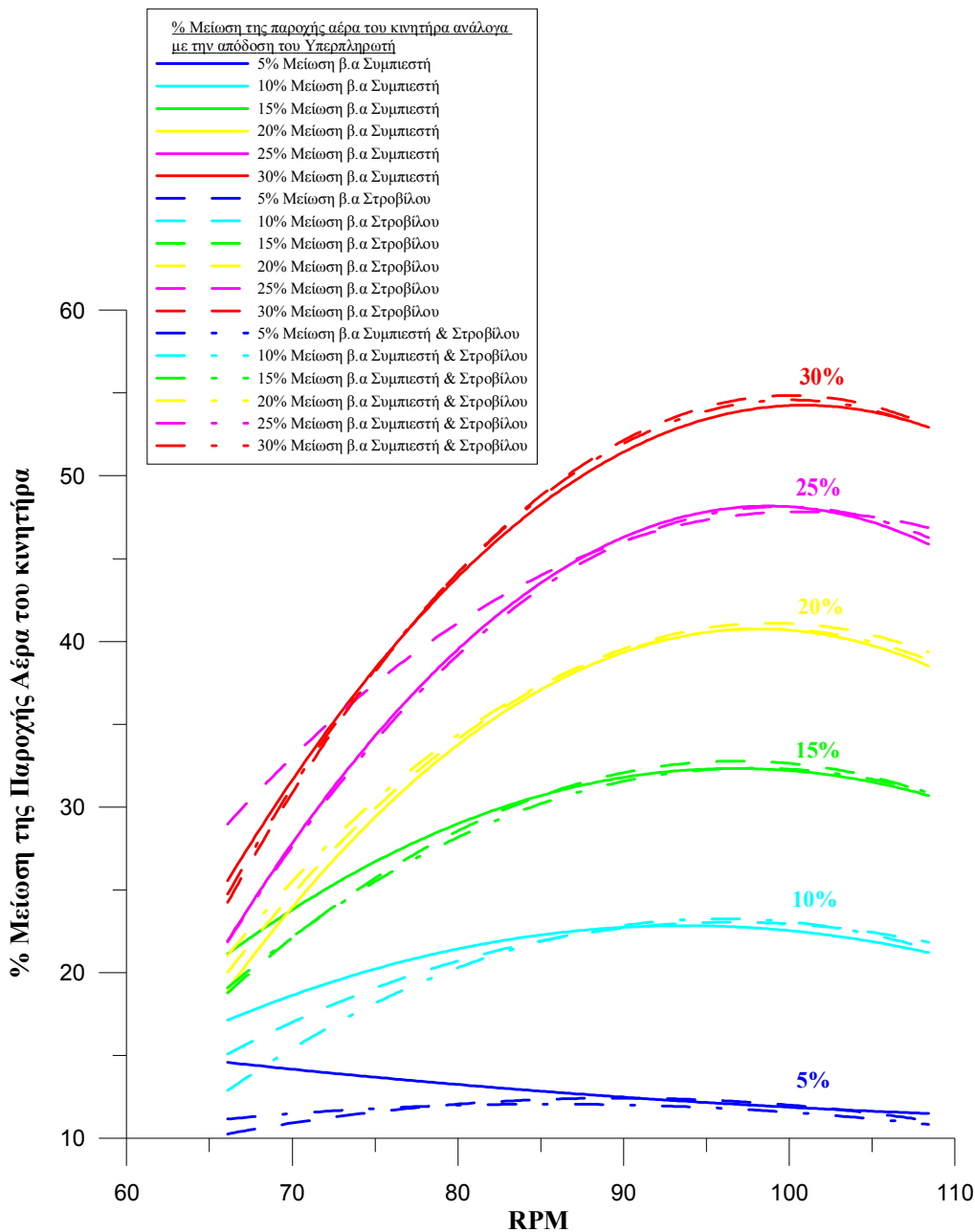
Στο παραπάνω σχήμα παρατηρείται ότι για 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, η επίδραση είναι ασθενής και πρακτικά σταθερή για όλο το φάσμα των στροφών. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, η επίδραση στην Ε.Κ.Κ γίνεται ολοένα και μεγαλύτερη ιδιαίτερα στις υψηλές στροφές. Αντίθετα στις χαμηλές στροφές του κινητήρα, είναι περίπου ίδια για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή. Για μεγάλες μειώσεις της απόδοσης του υπερπληρωτή παρατηρείται ότι η αύξηση της Ε.Κ.Κ έχει ουσιαστικά εκθετική μορφή καθώς αυξάνουν οι στροφές. Αυτό έχει σα συνέπεια οι καμπύλες να αποκτούν αύξουσα μορφή η οποία είναι εντονότερη στην περίπτωση που αντιστοιχεί σε 30% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Στο σχήμα απεικονίζονται και οι τρεις τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Συγκρίνοντας τους τρεις διαφορετικούς τρόπους μείωσης παρατηρείται ότι τα αποτελέσματα είναι παρόμοια. Για μειώσεις μεγαλύτερες από 20% στην απόδοση του υπερπληρωτή παρουσιάζεται μια μικρή διαφοροποίηση ανάμεσα στους τρεις τρόπους με τους οποίους μεταβάλλεται η απόδοση. Το φαινόμενο αυτό παρουσιάζεται εντονότερα από τις 90 RPM και μετά. Συγκεκριμένα η περίπτωση του συμπιεστή αυξάνει έστω και ελάχιστα περισσότερο την Ε.Κ.Κ του κινητήρα σε σχέση με την περίπτωση του στροβίλου ενώ η περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης συμπιεστή και στροβίλου προκαλεί μια ενδιάμεση κατάσταση. Ωστόσο οι διαφορές είναι της τάξεως του 1% και μπορούν να αμεληθούν.

6.3.4 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην παροχή αέρα κινητήρα "C"

Εκτός από την ισχύ του κινητήρα και την ειδική κατανάλωση του καυσίμου, υπάρχουν και άλλα μεγέθη λειτουργίας του κινητήρα που επηρεάζονται από τη μεταβολή της απόδοσης του υπερπληρωτή. Η παροχή αέρα του κινητήρα είναι ένα τέτοιο μέγεθος. Σκοπός στη συγκεκριμένη παράγραφο είναι να μελετηθεί η επίδραση που θα έχει στην παροχή αέρα του κινητήρα η κάθε αιτία μεταβολής του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή.

Στο σχήμα που ακολουθεί αναπαρίσταται η ποσοστιαία μείωση της παροχής του αέρα ως προς τη λειτουργία του κινητήρα με κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή. Η μείωση δίνεται συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα.



Σχήμα 6.19 Ποσοστιαία μείωση της παροχής αέρα στον κινητήρα "C" συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.

Σύμφωνα με το παραπάνω σχήμα, για μικρή μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή (5%), η μεταβολή της παροχής αέρα κυμαίνεται στο 12,5% και είναι πρακτικά σταθερή σε όλο το φάσμα των στροφών. Όσο μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, τόσο μεγαλύτερη είναι η μείωση της παροχής του αέρα σε σχέση με την κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή. Οι καμπύλες αποκτούν όλο και πιο αύξουσα μορφή, που σημαίνει ότι η μεταβολή αυξάνεται ακόμα περισσότερο με την αύξηση των στροφών του κινητήρα.

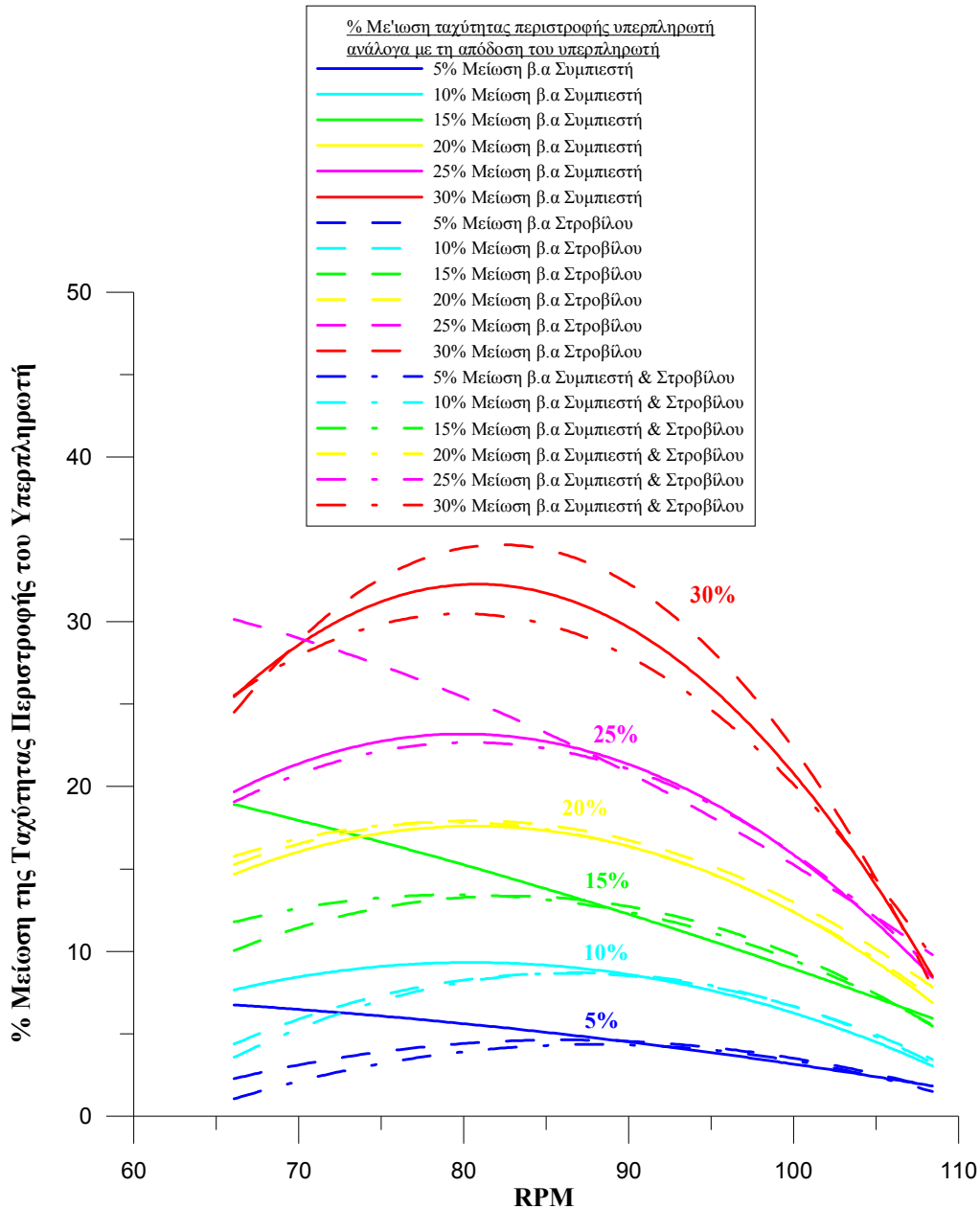
Η επίδραση είναι εντονότερη στην πιο δυσμενή περίπτωση (30% μείωση απόδοσης υπερπληρωτή) και ακολουθεί εκθετική μορφή καθώς αυξάνουν οι ταχύτητες περιστροφής. Ιδιαίτερα σημαντική είναι η επίδραση και στα υπόλοιπα

επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι καμπύλες που αντιστοιχούν σε 25% και 20% μείωση της απόδοσης παρουσιάζουν και αυτές αύξουσα μορφή σε αντίθεση με τα υπόλοιπα επίπεδα μείωσης. Στην περίπτωση 15% και 10% μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, η μείωση της παροχής αέρα τείνει να σταθεροποιείται από μια ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα και μετά. Αξίζει να σημειωθεί ότι τα μέγιστα στις καμπύλες, δεν παρουσιάζονται στο 110% του φορτίου αλλά στο 90% του φορτίου.

Βασικός σκοπός ωστόσο της μελέτης είναι να μελετηθούν τυχόν διαφορές στην επίδραση που έχει η κάθε αιτία μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή στην παροχή του αέρα. Στο σχήμα διακρίνονται τρεις καμπύλες για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή. Κάθε καμπύλη αντιστοιχεί σε διαφορετικό τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι διαφορές ανάμεσα στους τρεις τρόπους είναι αμελητέες, που σημαίνει ότι είτε μειωθεί η απόδοση του συμπιεστή, είτε η απόδοση του στροβίλου είτε και των δυο μαζί ταυτόχρονα, η επίδραση στην παροχή αέρα του κινητήρα είναι η ίδια.

6.3.5 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ταχύτητα περιστροφής του, στον κινητήρα "C".

Η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή είναι άρρηκτα συνδεδεμένη με την παροχή αέρα του κινητήρα. Συνεπώς οι στροφές του υπερπληρωτή θα πρέπει να επηρεάζονται εξίσου από την απόδοσή του.



Σχήμα 6.20 Ποσοστιαία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για κάθε απόδοση συναρτήσει της ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα "C".

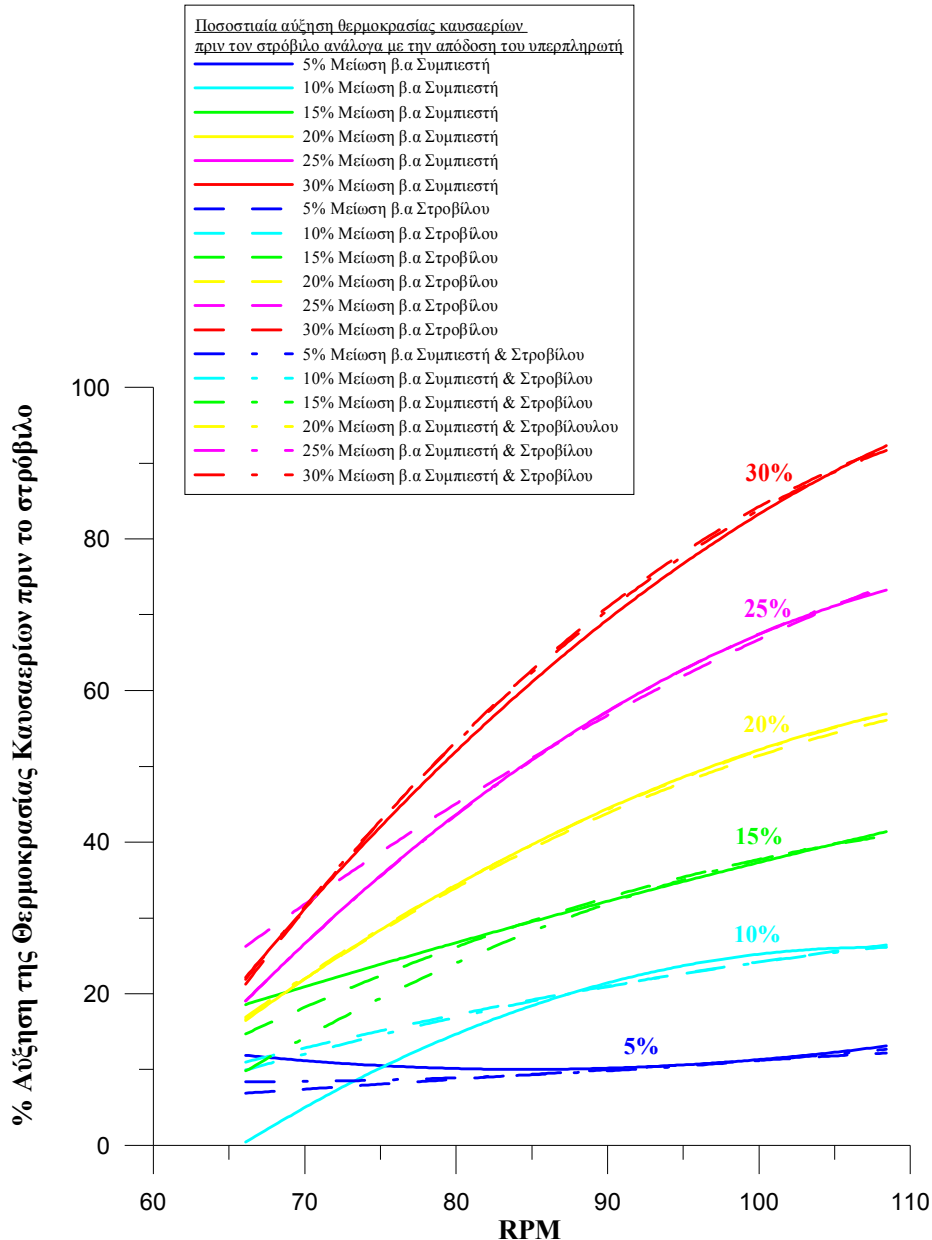
Στο σχήμα αναπαρίσταται η ποσοστιαία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για έξι διαφορετικά επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Σύμφωνα με το διάγραμμα η περίπτωση που αντιστοιχεί σε 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, παρουσιάζει την ασθενέστερη επίδραση στην ταχύτητα περιστροφής αυτού. Μάλιστα σύμφωνα με το διάγραμμα η επίδραση διατηρείται σταθερή σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή η επίδραση γίνεται εντονότερη. Στη δυσμενέστερη μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η μείωση στην ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή είναι η μεγαλύτερη. Κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης παρουσιάζει μέγιστο στις μεσαίες στροφές ενώ στις υψηλές στροφές όλα έχουν την τάση να συγκλίνουν.

Όπως και στις προηγούμενες περιπτώσεις στο σχήμα απεικονίζονται τρεις διαφορετικές καμπύλες για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή. Καθεμία αντιστοιχεί είτε σε μείωση της απόδοσης του συμπιεστή είτε του στροβίλου είτε της ταυτόχρονης μείωσης και των δύο. Όσον αφορά την διαφορετική επίδραση που έχει ο κάθε τρόπος μεταβολής της απόδοσης του υπερπληρωτή, οι διαφορές που προκύπτουν είναι αμελητέες σε όλες τις περιπτώσεις πλην της δυσμενέστερης περίπτωσης (30% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή). Στην περίπτωση αυτή, στις μεσαίες στροφές, παρατηρείται ελαφρά διαφοροποίηση ανάμεσα στους τρεις τρόπους μείωσης της απόδοσης. Φαίνεται ότι η απόδοση του στροβίλου επηρεάζει περισσότερο την ταχύτητα περιστροφής από την ταυτόχρονη μείωση της απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου. Ενώ η μείωση της απόδοσης του συμπιεστή επιφέρει μια ενδιάμεση κατάσταση. Οι διαφορές αυτές θα αγνοηθούν καθώς είναι αρκετά μικρές και στην ουσία περιορίζονται το μέγιστο σε 5% απόκλιση.

6.3.6 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το στρόβιλο στον κινητήρα "C"

Ένα απο τα μεγέθη που μας ενδιαφέρει είναι και η θερμοκρασία των καυσαερίων πριν από το στρόβιλο. Στο σχήμα που ακολουθεί αποτυπώνεται η ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στη θέση αυτή, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Στο σχήμα υπάρχουν περισσότερες απο μια καμπύλες οι οποίες αντιστοιχούν η καθεμία σε συγκεκριμένη απόδοση του υπερπληρωτή.



Σχήμα 6.21 Ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων στην είσοδο του στρόβιλου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "C" για διάφορους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή.

Παρατηρείται ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, αυξάνεται ακόμα περισσότερο η μεταβολή της θερμοκρασίας των καυσαερίων σε όλο το φάσμα των στροφών του κινητήρα. Για μικρή μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή (5% μείωση), η αύξηση της θερμοκρασίας κινείται στο χαμηλότερο δυνατό επίπεδο. Η αύξηση της θερμοκρασίας σε αυτό το επίπεδο είναι, σύμφωνα με το διάγραμμα, περίπου σταθερή για όλο το φάσμα των στροφών του κινητήρα και ίση με 10% κατά μέσο όρο.

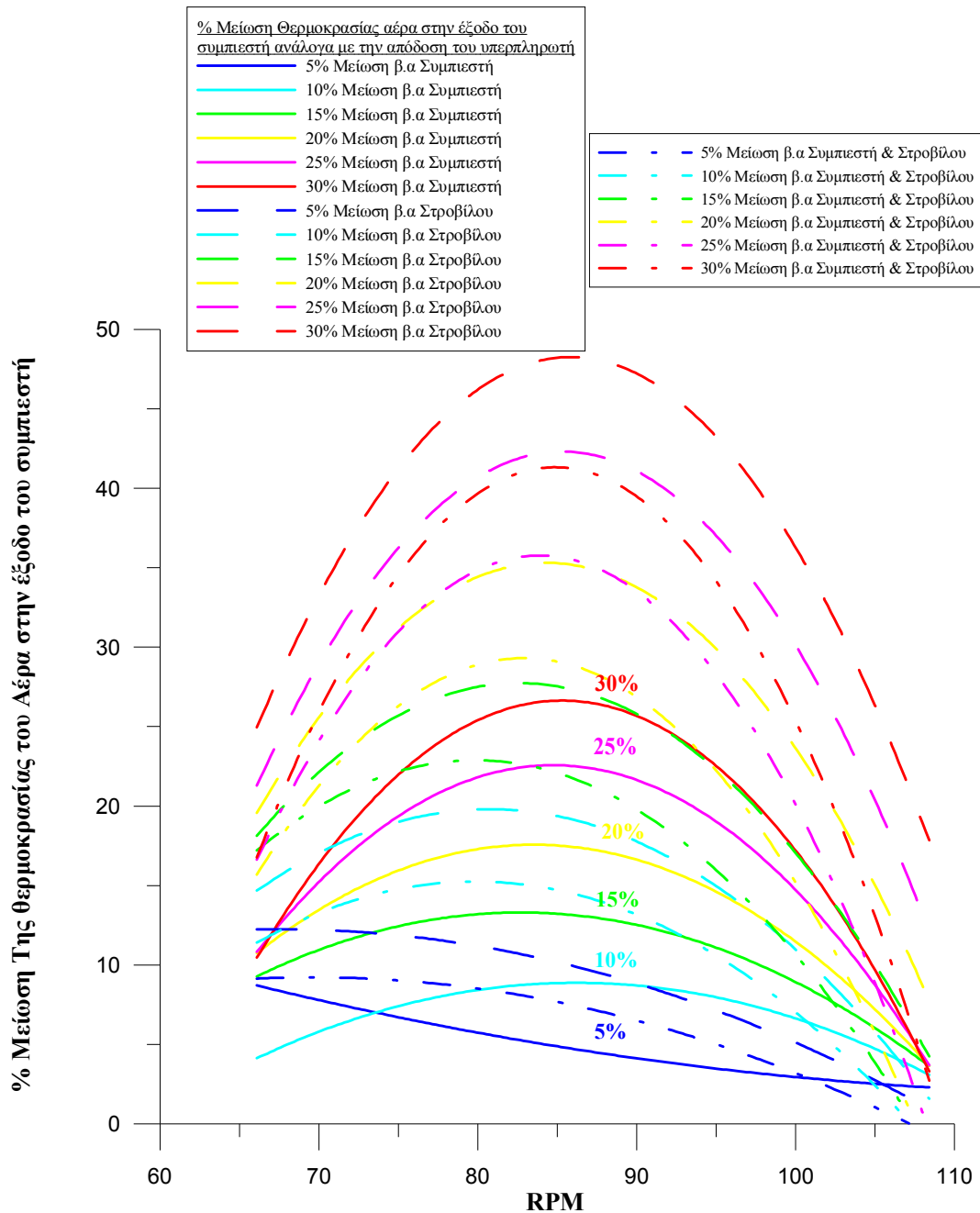
Με περαιτέρω μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή παρατηρείται ότι η μεταβολή της θερμοκρασίας έχει αύξουσα μορφή καθώς αυξάνουν οι στροφές του κινητήρα. Είναι δηλαδή εντονότερη καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Χαρακτηριστικά για 10% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η μέγιστη αύξηση της θερμοκρασίας φτάνει το 25%, για 15% μείωση φτάνει το 40%, για 20% το 55%, για 25% το 70% και για 30% το 90%. Με άλλα λόγια παρατηρείται ότι όταν η απόδοση του υπερπληρωτή μειωθεί κατά 30%, η θερμοκρασία των καυσαερίων σχεδόν διπλασιάζεται σε σχέση με την αρχική. Ωστόσο από ποσοτική άποψη, διπλασιασμός των αρχικών θερμοκρασιών οδηγεί σε θερμοκρασίες πάρα πολύ υψηλές που δεν αντιπροσωπεύουν την πραγματικότητα σε ένα κινητήρα Diesel. Αυτό που μας ενδιαφέρει ωστόσο είναι η ποιοτική μεταβολή της και αυτή αποτυπώνεται. Καθώς αυξάνει η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα για μικρές μειώσεις της απόδοσης του υπερπληρωτή η μεταβολή είναι γραμμική. Ενώ για μεγάλες μειώσεις της απόδοσης η μεταβολή ουσιαστικά είναι εκθετική.

Η μείωση της απόδοσης προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων με αποτέλεσμα να τίθεται ο στρόβιλος υπό ακόμα μεγαλύτερες θερμοκρασίες. Οι υψηλές θερμοκρασίες στο στρόβιλο τον καταπονούν και μειώνουν με το χρόνο ακόμα περισσότερο την απόδοσή του. Η αύξηση της θερμοκρασίας είναι λογική συνέπεια αφού όπως φάνηκε και στην παράγραφο 6.3.4 μειώνεται η παροχή του αέρα. Λιγότερος αέρας σημαίνει ότι και λιγότερη μάζα εισέρχεται στο κύλινδρο. Εφόσον η παροχή καυσίμου παραμένει σταθερή, η ενέργεια της καύσης απορροφάται από λιγότερη μάζα καυσίμου και κατά συνέπεια θερμαίνεται περισσότερο. Οι υψηλές θερμοκρασίες καυσαερίων δεν καταπονούν μόνο την περύγωση του στρόβιλου, αλλά όπως έχει αποδειχθεί αυξάνουν και κατά πολύ τους ρύπους του κινητήρα και ιδιαίτερα τα οξείδια του αζώτου (NO_x).

Στο Σχήμα 6.21 απεικονίζονται και οι τρεις τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Είτε με μείωση της απόδοσης του συμπιεστή είτε με μείωση της απόδοσης του στρόβιλου είτε με ταυτόχρονη μείωση και των δύο. Οι διαφορές όμως ανάμεσα στους τρεις τρόπους, όσον αφορά την αύξηση της θερμοκρασίας, είναι αμελητέες.

6.3.7 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή στον κινητήρα "C".

Στο σχήμα που ακολουθεί αποτυπώνεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αέρα πριν από το ψυγείο, στην έξοδο δηλαδή του συμπιεστή, για όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Ελέγχεται επίσης κάθε μια απο τις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.



Σχήμα 6.22 Ποσοστιαία μείωση της θερμοκρασίας του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "C" και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.

Στο σχήμα παρατηρείται μείωση της θερμοκρασίας του αέρα στη έξοδο του συμπιεστή καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή. Για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή η επίδραση είναι διαφορετική. Όσο χαμηλότερη είναι η απόδοση του υπερπληρωτή, τόσο μεγαλύτερη είναι η επίδραση. Για 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η επίδραση είναι ασθενέστερη και διατηρείται σταθερή σε όλο το φάσμα των στροφών. Για μείωση 30% της απόδοσης του υπερπληρωτή παρατηρείται η μεγαλύτερη επίδραση ιδιαίτερα στις μεσαίες στροφές. Δεύτερον παρατηρείται ότι οι καμπύλες των μεταβολών, για τις διάφορες περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης έχουν παραβολική μορφή και παρουσιάζουν μέγιστο στις μεσαίες στροφές ενώ στα πολύ χαμηλά φορτία και στα πολύ υψηλά παρουσιάζουν μικρότερες μεταβολές. Στις χαμηλές και στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, η επίδραση είναι παρόμοια και για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Όπως και στα προηγούμενα σχήματα έτσι και εδώ για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή, αντιστοιχούν τρεις καμπύλες, μια για κάθε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Σε αντίθεση με τα προηγούμενα μεγέθη του κινητήρα που εξετάστηκαν στο συγκεκριμένο παρουσιάζεται διαφοροποίηση ανάμεσα στους τρεις τρόπους με τους οποίους μεταβάλεται η απόδοση του υπερπληρωτή. Η διαφοροποίηση είναι εντονότερη όσο μεγαλύτερη είναι η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή. Για 30% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η διαφορά ανάμεσα στην περίπτωση του συμπιεστή και του στροβίλου παρουσιάζει τη μεγαλύτερη διαφοροποίηση στην επίδραση της θερμοκρασίας του αέρα. Συγκεκριμένα σύμφωνα με το σχήμα όταν η απόδοση του υπερπληρωτή μειώνεται μέσω της απόδοσης του συμπιεστή, η μείωση της θερμοκρασίας του αέρα είναι ασθενέστερη. Ενώ όταν μεταβάλεται η απόδοση του στροβίλου η μείωση είναι εντονότερη. Στην περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου η μείωση της θερμοκρασίας κυμαίνεται σε ενδιάμεσες τιμές.

Οι περιπτώσεις που αντιστοιχούν σε 25% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, αν και παρουσιάζουν μικρότερη διαφοροποίηση σε σχέση με τη δυσμενέστερη περίπτωση (30% Μείωση) αυτή είναι αρκετή ώστε οι καμπύλες που αντιστοιχούν στις δύο διαφορετικές αποδόσεις του υπερπληρωτή να αλληλεπικαλύπτονται. Παρατηρείται δηλαδή ότι η μείωση της θερμοκρασίας του αέρα που προκαλείται με μείωση της απόδοσης του στροβίλου κατά 20% είναι μεγαλύτερη από τη μείωση της θερμοκρασίας του αέρα που προκαλεί η μείωση της απόδοσης του συμπιεστή κατά 30%. Ομοίως και στις υπόλοιπες περιπτώσεις.

Η θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή είναι το μόνο μέγεθος που εξετάστηκε και παρουσίασε σημαντικές διαφορές στην επίδραση που έχει η κάθε αιτία μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Στην επόμενη παράγραφο θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση ενός διαφορετικού κινητήρα. Η ανάλυση που έγινε ακολουθεί την ίδια δομή και εξετάζει τις ίδιες παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα.

6.4 Συγκριτική Αξιολόγηση των Επιπτώσεων της Μείωσης της Απόδοσης του Υπερπληρωτή στον Κινητήρα "B".

6.4.1 Εισαγωγικά στοιχεία

Ο κινητήρας που θα εξεταστεί στην παράγραφο αυτή έχει τα εξής χαρακτηριστικά:

Πίνακας 6.7 Βασικά χαρακτηριστικά κινητήρα "B"

Κινητήρας "B"	
Αριθμός κυλίνδρων	6
Διάμετρος Εμβόλου "B" (mm)	700
Διαδρομή Εμβόλου "s " (mm)	2800
Βαθμός συμπίεσης "ε"	17,9
Πραγματική ισχύς στο 100% (KW)	19631.9
Ταχύτητα περιστροφής στο 100% του φορτίου (RPM)	91

Η ανάλυση που ακολουθεί έχει σκοπό να περιγράψει την επίδραση που έχει ο εκάστοτε τρόπος μεταβολής της απόδοσης του υπερπληρωτή στις λειτουργικές παραμέτρους του κινητήρα. Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε για έξι διαφορετικά φορτία τα οποία αντιστοιχούν στις ταχύτητες περιστροφής που αναγράφονται στον Πίνακα που ακολουθεί.

Πίνακας 6.8 Ταχύτητες περιστροφής (RPM) για τις οποίες έγινε η προσομοίωση στον κινητήρα "B".

Φορτίο (%)	Ταχύτητα περιστροφής Κινητήρα "B" (RPM)
25%	57.3
50%	72.2
75%	82.7
90%	87.9
100%	91
110%	93.9

Η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε για έξι διαφορετικά επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή όπως αναγράφονται στον Πίνακα 6.2. Για την εκτέλεση της προσομοίωσης το λογισμικό απαιτεί τον ορισμό συγκεκριμένων αρχικών συνθηκών οι οποίες παρατίθενται στον Πίνακα που ακολουθεί.

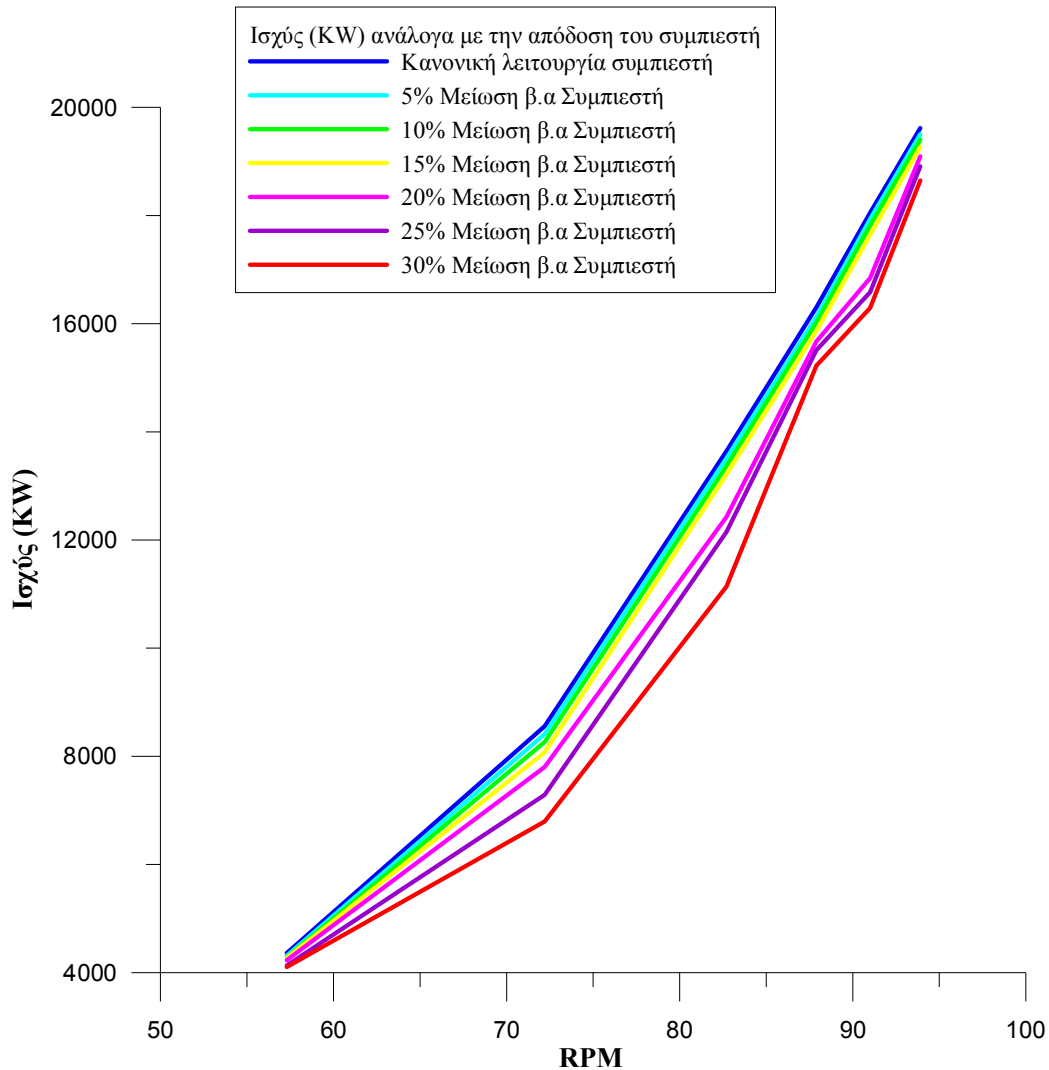
Πίνακας 6.9 Οι αρχικές τιμές προσομοίωσης για τον κινητήρα "B".

Φορτίο	25%	50%	75%	90%	100%	110%
Ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα (RPM)	57.3	72.2	82.7	87.9	91	93.9
Παροχή καυσίμου (kg/ h)	905	1730	2535	3051	3418	3819
Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)	26.3	26.6	27	27.9	29	29
Ατμοσφαιρική πίεση (mbar)	1010	1011	1010	1010	1009	1009
Θερμοκρασία εισόδου νερού ψύξης (°C)	23	23	27	28	30	32
Πίεση αέρα μετά το συμπιεστή (bar)	0.38	1.15	1.90	2.41	2.80	3.17
Θερμοκρασία αέρα μετά το συμπιεστή (°C)	28	31	35	38	42	46
Πίεση καυσαερίων πριν το στρόβιλο (bar)	0.29	0.97	1.65	2.11	2.48	2.85
Πίεση αντίθλιψης (mmWC)	10	65	185	235	300	355

Στις παραγράφους που ακολουθούν τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την προσομοίωση, για κάθε φορτίο του κινητήρα και για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή, του στρόβιλου αλλά και των δύο μαζί ταυτόχρονα παρατίθενται με τη μορφή διαγραμμάτων. Η ανάλυση έχει την ίδια μορφή με την περίπτωση που εξετάστηκαν στην προηγούμενη παράγραφο και αφορούσαν τον κινητήρα "C". Σκοπός είναι να επιβεβαιωθούν τα αποτελέσματα.

6.4.2 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην καμπύλη φορτίου του κινητήρα "B".

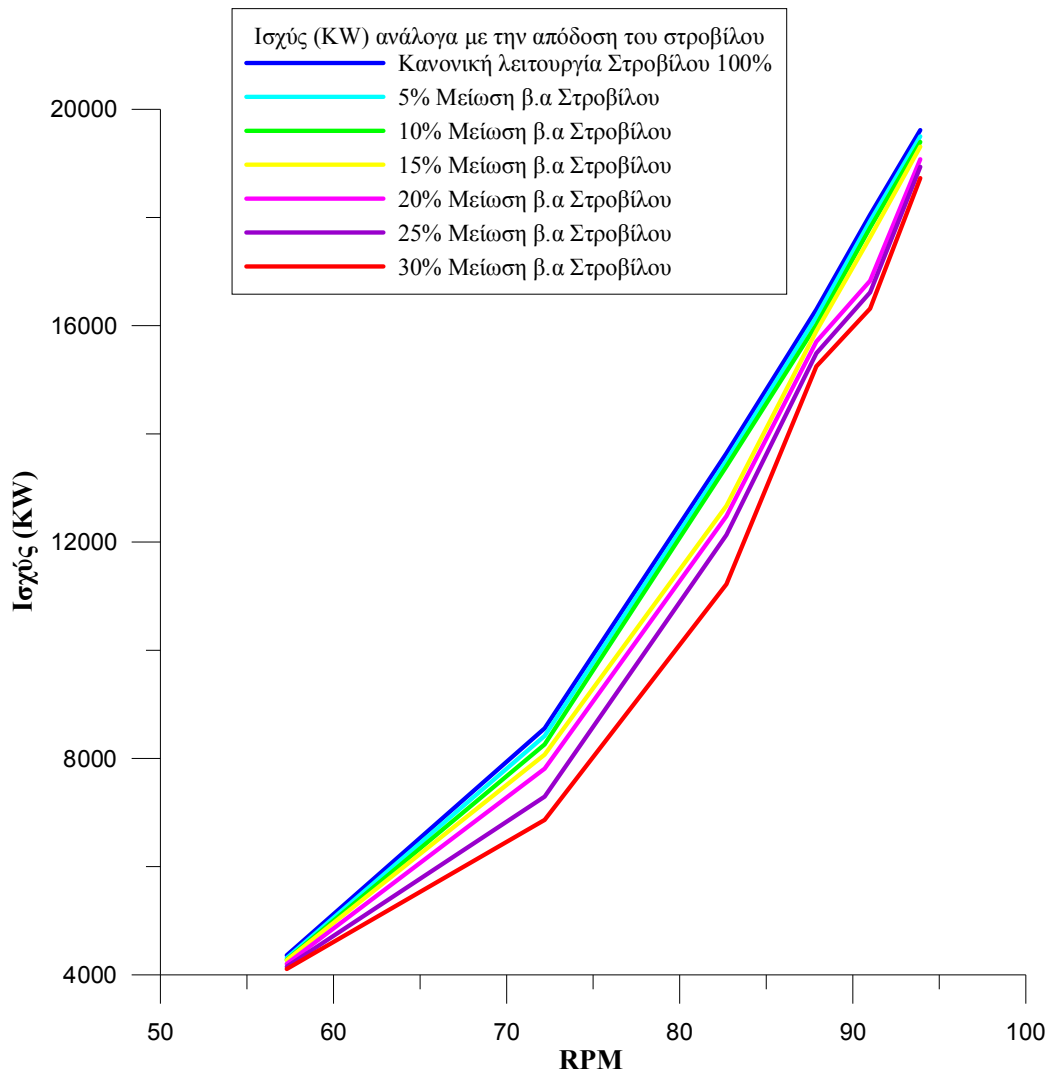
Το βασικό μέγεθος του κινητήρα που θα ελεγχθεί είναι η ισχύς. Στο παρακάτω σχήμα, απεικονίζεται το διάγραμμα ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για τις τιμές απόδοσης του συμπιεστή που έχει ορίσει.



Σχήμα 6.23 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Όπως και στην περίπτωση του κινητήρα "C", η επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή επιφέρει παρόμοια αποτελέσματα στην ισχύ του κινητήρα. Σύμφωνα με το σχήμα καθώς μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή μειώνεται και η ισχύς του κινητήρα σε όλο το φάσμα ταχυτήτων περιστροφής. Παρατηρείται επίσης ότι σε χαμηλές τιμές ταχυτήτων περιστροφής η επίδραση είναι ηπιότερη. Σε μεσαίες ταχύτητες περιστροφής η επίδραση φαίνεται να μεγιστοποιείται ενώ στις μεγαλύτερες τιμές φαίνεται ότι η ισχύς επηρεάζεται λιγότερο από την απόδοση του συμπιεστή.

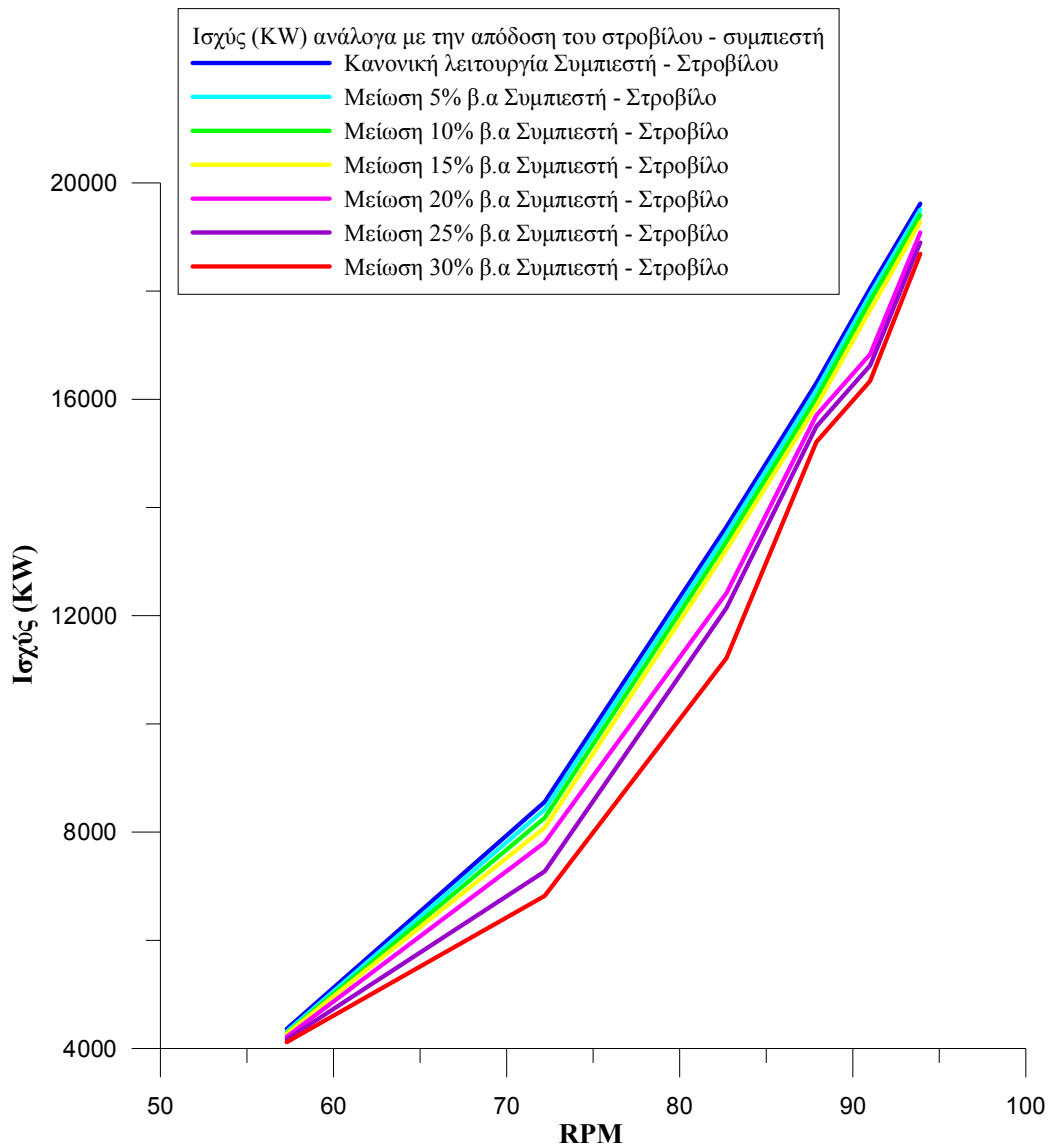
Στο επόμενο σχήμα απεικονίζεται η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στην ισχύ του κινητήρα.



Σχήμα 6.24 Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Σύμφωνα με το παραπάνω σχήμα η ισχύς του κινητήρα μειώνεται όσο μειώνεται η απόδοση του στροβίλου. Όπως και στο παραπάνω σχήμα η καμπύλη ισχύος που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του στροβίλου ταυτίζεται με την καμπύλη που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του συμπιεστή στο προηγούμενο σχήμα. Στις χαμηλότερες στροφές η επίδραση της απόδοσης του στροβίλου είναι ελάχιστη. Όσο αυξάνονται όμως οι στροφές η απόκλιση από την κανονική λειτουργία μεγαλώνει και μεγιστοποιείται στις 80 RPM. Στο πλήρες φορτίο, οι καμπύλες ισχύος έχουν την τάση να συγκλίνουν κάτι το οποίο δεν παρατηρήθηκε να συμβαίνει στις καμπύλες ισχύος του προηγούμενου κινητήρα "C" που εξετάστηκε (Σχήμα 6.4, Σχήμα 6.5 και Σχήμα 6.6).

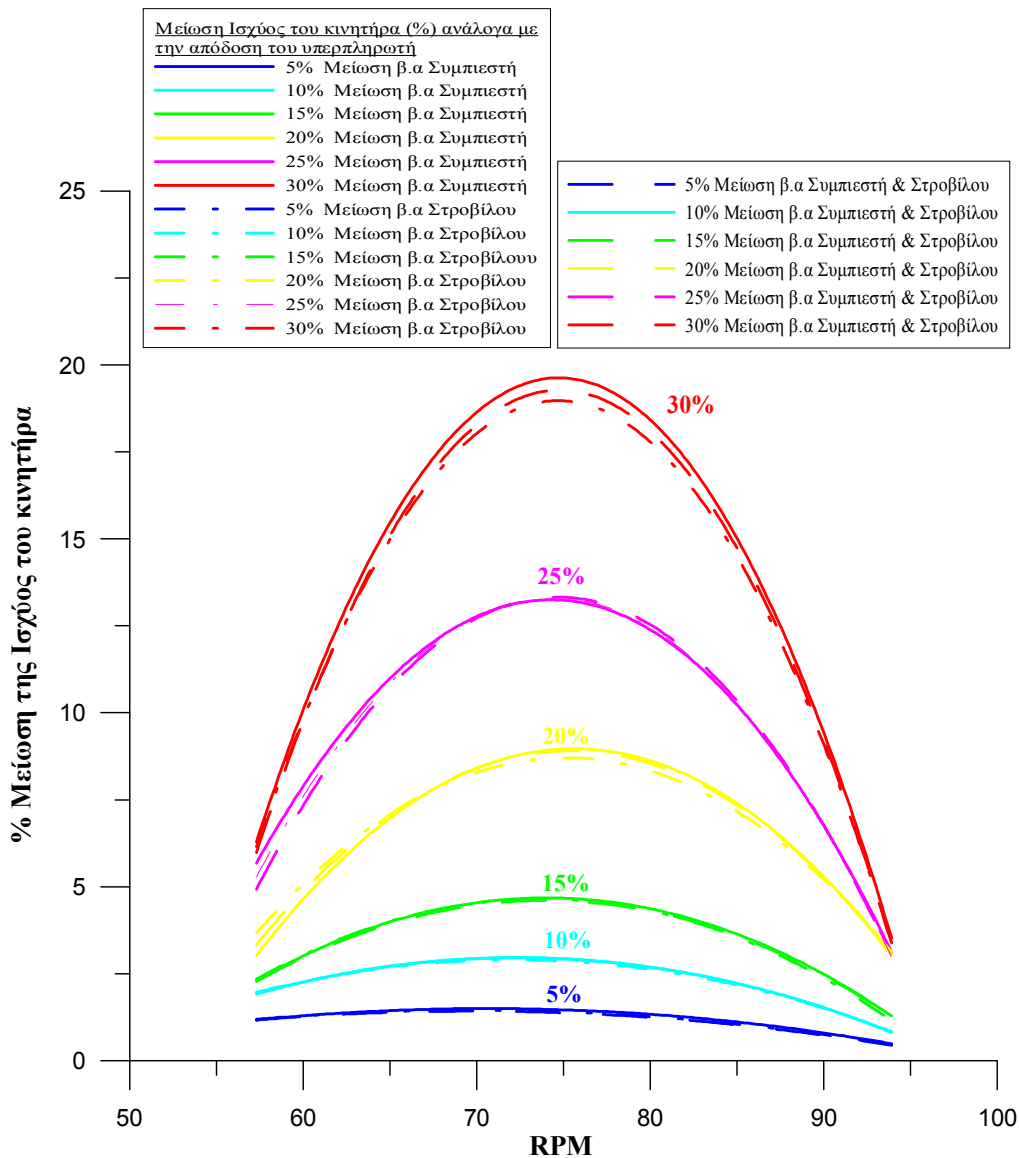
Στην τελευταία περίπτωση μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, προκαλείται ταυτόχρονη μείωση στην απόδοση και του συμπιεστή και του στροβίλου. Η μείωση πρέπει να γίνεται σύμφωνα με την εξίσωση (6.1) και άρα οι τιμές των επιμέρους τμημάτων του υπερπληρωτή θα λαμβάνονται σύμφωνα με τον Πίνακα 6.3. Ακολουθεί το αντίστοιχο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής.



Σχήμα 6.25 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου στο διάγραμμα ισχύος – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Οι καμπύλες ισχύος που προκύπτουν παρουσιάζουν ακριβώς την ίδια μορφή με τις προηγούμενες περιπτώσεις που εξετάστηκαν. Για το σκοπό της εργασίας θα πρέπει να παρουσιαστούν τα αποτελέσματα με τέτοιο τρόπο ώστε να μπορεί να πραγματοποιηθεί συγκριτική αξιολόγηση για κάθε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Γνωρίζοντας την απόδοση ισχύος στην κανονική λειτουργία του υπερπληρωτή μπορεί να υπολογιστεί η ποσοστιαία μείωση της ισχύος για κάθε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Το σχήμα που ακολουθεί περιγράφει τη μεταβολή αυτή για κάθε φορτίο του κινητήρα.



Σχήμα 6.26 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "B" λόγω της μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

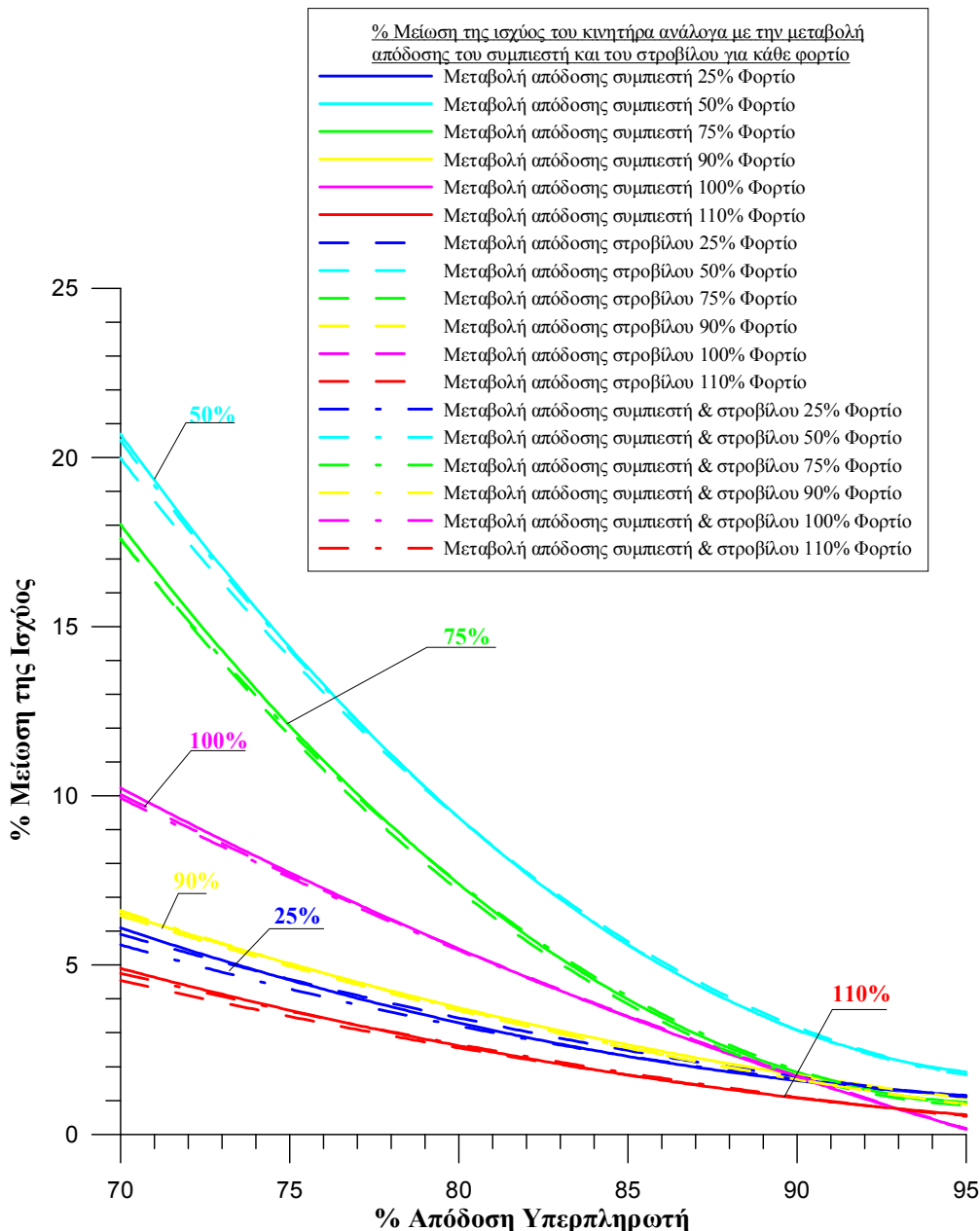
Στο σχήμα απεικονίζεται η ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για 6 διαφορετικά επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Για κάθε μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή αντιστοιχούν στο σχήμα οι τρεις καμπύλες. Κάθε καμπύλη αντιπροσωπεύει έναν από τους τρόπους μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Είτε με μείωση της απόδοσης του συμπιεστή, είτε με του στροβίλου και είτε με του συμπιεστή και του στροβίλου ταυτόχρονα.

Όσο μεγαλύτερη είναι η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή τόσο μεγαλύτερη είναι επίδραση στην ισχύ του κινητήρα. Για 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή παρουσιάζεται η ασθενέστερη επίδραση και μάλιστα η μείωση διατηρείται πρακτικά σταθερή σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή οι καμπύλες αποκτούν παραβολική μορφή. Παρουσιάζουν μέγιστο στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα ενώ στις

χαμηλές και στις υψηλές στροφές έχουν την τάση να συγκλίνουν. Αξίζει να σημειωθεί ότι στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής η μείωση της ισχύος που προκύπτει για 20% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, είναι διπλάσια από τη μείωση ισχύος για 15% μείωση. Ενώ για μείωση 30% της απόδοσης του υπερπληρωτή είναι τετραπλάσια. Από ένα σημείο και μετά δηλαδή η ισχύς του κινητήρα μειώνεται πολύ πιο απότομα.

Συγκρίνοντας τις τρεις καμπύλες που αντιστοιχούν στον εκάστοτε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή παρατηρείται ότι οι διαφορές είναι αμελητέες. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι η μείωση στην ισχύ του κινητήρα είναι ανεξάρτητη από την αιτία που την προκαλεί. . Είτε μειωθεί η απόδοση του συμπιεστή, είτε του στροβίλου, είτε και των δύο μαζί ταυτόχρονα, η μείωση ισχύος είναι η ίδια.

Για την καλύτερη αξιολόγηση των αποτελεσμάτων στα διαγράμματα που ακολουθούν αναπαρίσταται η ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή για τα έξι διαφορετικά φορτία που εξετάζονται. ουσιαστικά πρόκειται για την ίδια ανάλυση με πριν αυτό που αλλάζει είναι ο τρόπος παρουσίασης των αποτελεσμάτων.



Σχήμα 6.27 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "B" συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για κάθε φορτίο.

Στο σχήμα απεικονίζεται η ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα "B" συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή για όλα τα φορτία που εξετάζονται. Κάθε φορτίο αναπαρίσταται με τρεις καμπύλες που κάθε μια αντιστοιχεί σε διαφορετικό τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

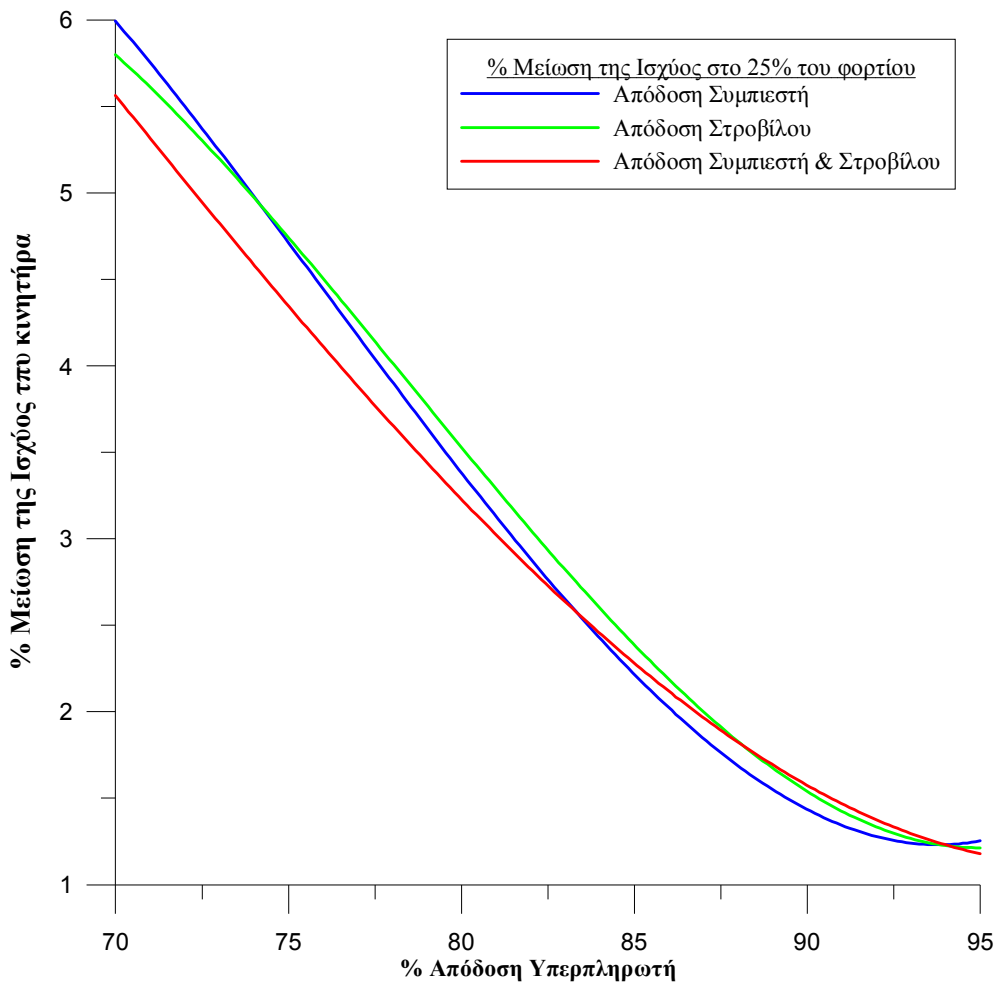
Από το παραπάνω σχήμα παρατηρείται ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, η μείωση της ισχύος του κινητήρα, γίνεται εντονότερη. Ωστόσο υπάρχει μεγάλη διαφορά ανάμεσα στα διάφορα φορτία του κινητήρα. Συγκεκριμένα για φορτίο 25% η μείωση της ισχύος είναι αρκετά περιορισμένη, ενώ ακόμα πιο περιορισμένη είναι για την περίπτωση λειτουργίας στο 110% του φορτίου. Η μεγαλύτερη μεταβολή της ισχύος εντοπίζεται στο 50% του φορτίου του κινητήρα.

Φαίνεται δηλαδή ότι στο φορτίο αυτό ο κινητήρας επηρεάζεται περισσότερο από την απόδοση του υπερπληρωτή παρά σε οποιοδήποτε άλλο φορτίο. Ακολουθεί η περίπτωση για 75% φορτίο ενώ αρκετά χαμηλότερα βρίσκεται η περίπτωση για 100% φορτίο. Γενικά σε υψηλές αποδόσεις του υπερπληρωτή, η μεταβολή ισχύος είναι παρόμοια για κάθε φορτίο. Οι έντονες διαφορές παρουσιάζονται με περαιτέρω μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Παρατηρώντας τις τρεις καμπύλες που περιγράφουν κάθε φορτίο και αφορούν την διαφορετική αιτία που προκαλεί μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή διαπιστώνεται ότι οι διαφορές είναι αμελητέες. Δεν παρατηρείται σημαντική διαφοροποίηση στους τρόπους με τους οποίους μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή.

Επειδή η συγκριτική αξιολόγηση των τρόπων μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή είναι βασικός στόχος της συγκεκριμένης μελέτης στα σχήματα που ακολουθούν, θα γίνει αναλυτική εξέταση του κάθε φορτίου ξεχωριστά για να ελεγχθεί ποιός τρόπος μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή επηρεάζει περισσότερο τη λειτουργία του κινητήρα.

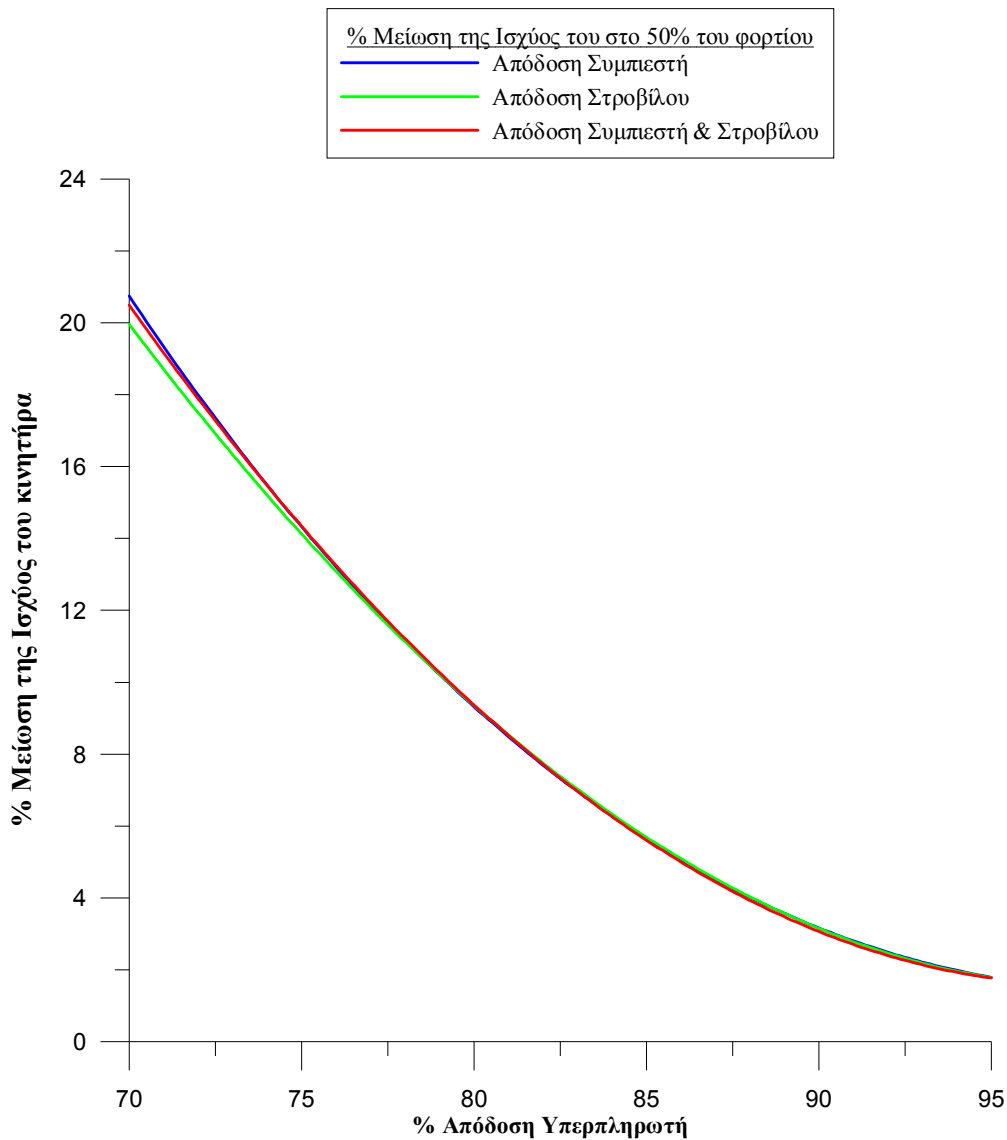
Ακολουθεί η περίπτωση μείωσης ισχύος του κινητήρα για 25% του φορτίου.



Σχήμα 6.28 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 25% φορτίο του κινητήρα "B".

Το παραπάνω σχήμα αναφέρεται στην περίπτωση λειτουργίας στο 25% του φορτίου. Απεικονίζεται η μείωση της ισχύος καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή. Κάθε καμπύλη αντιπροσωπεύει τον εκάστοτε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Σε σχέση με το Σχήμα 6.9, διαπιστώνεται ότι οι καμπύλες έχουν πιο φυσιολογική μορφή και μάλιστα οι διαφορές που έχουν είναι τόσο μικρές ώστε να μπορεί να ειπωθεί με σιγουριά ότι κινητήρας επηρεάζεται με τον ίδιο τρόπο και στις τρεις περιπτώσεις.

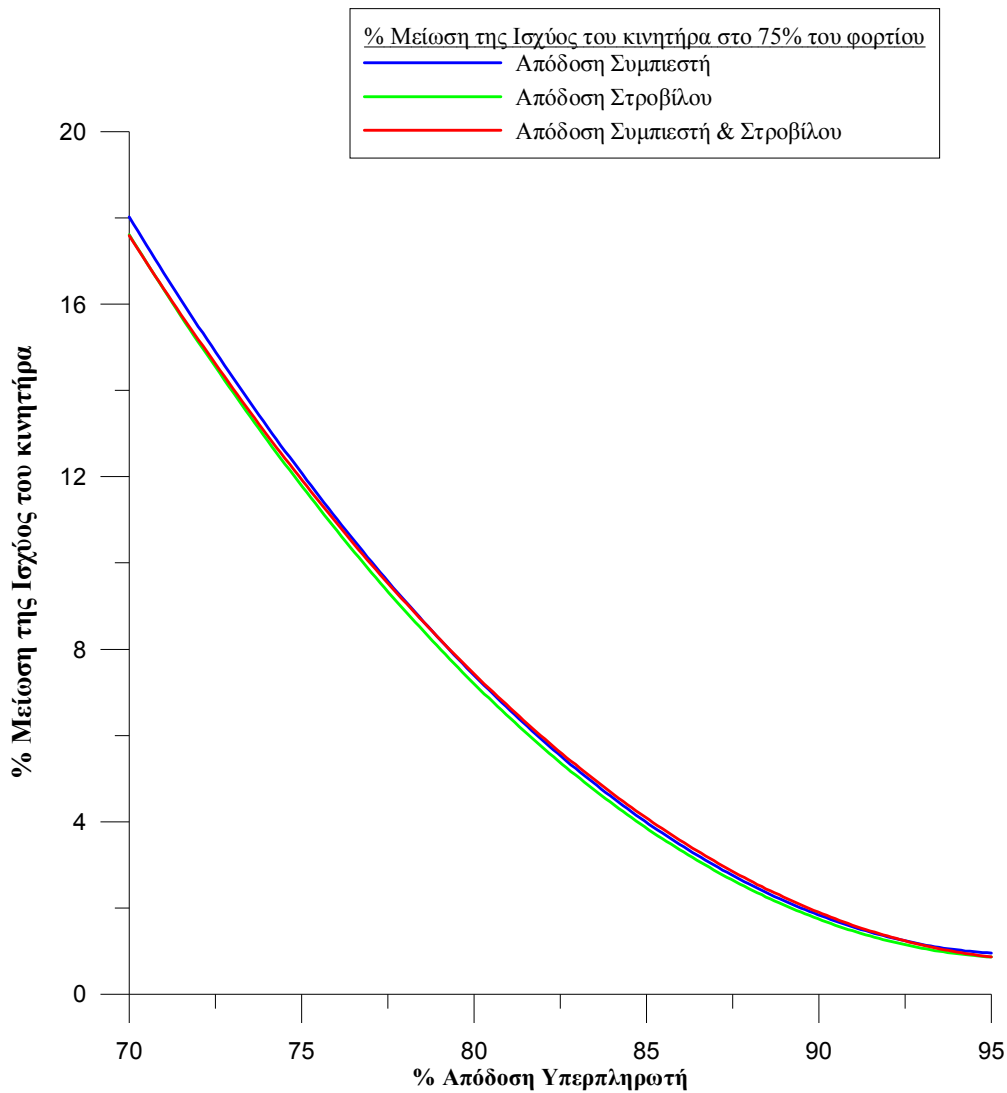
Το ακόλουθο σχήμα μελετάται ποσοστιαία μείωση της ισχύος του κινητήρα για φορτίο 50%.



Σχήμα 6.29 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 50% φορτίο του κινητήρα "B".

Στο 50% του φορτίου, η μεταβολή της ισχύος είναι εντονότερη από κάθε άλλο φορτίο, όπως φαίνεται και από το Σχήμα 6.27. Για 95% απόδοση υπερπληρωτή, η μεταβολή της ισχύος είναι ασθενής. Για 70% όμως απόδοση υπερπληρωτή, η μεταβολή ισχύος αγγίζει το 20%. Η διαφορές ανάμεσα στους τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης είναι ανύπαρκτες. Ουσιαστικά οι τρεις διαφορετικές καμπύλες ταυτίζονται και συνεπώς οι τρεις τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή δεν παρουσιάζουν καμία διαφορά.

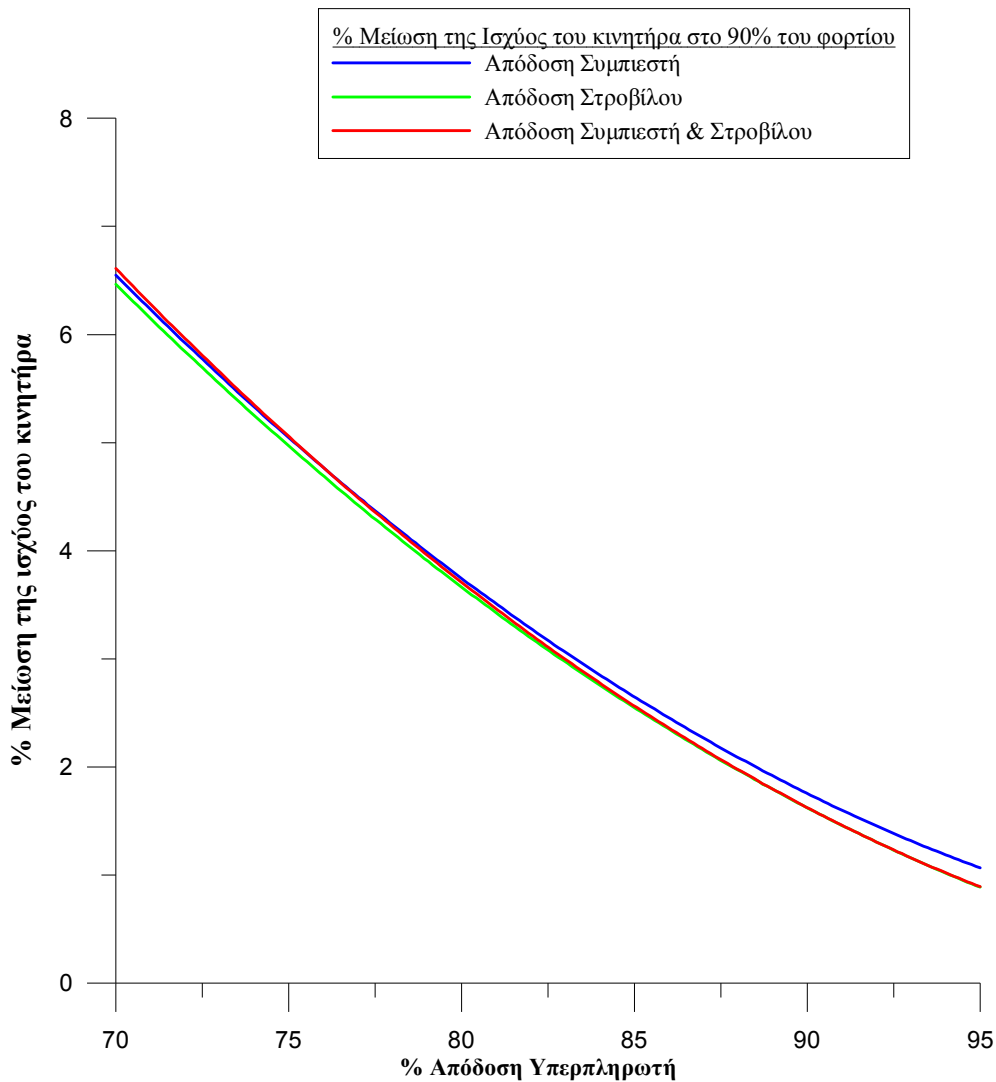
Ακολουθεί η μεταβολή ισχύος για 75% φορτίο.



Σχήμα 6.30 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 75% φορτίο του κινητήρα "B".

Στην περίπτωση λειτουργίας στο 75% του φορτίου, η μέγιστη μεταβολή ισχύος φτάνει για 70% απόδοση υπερπληρωτή, το 18%. Για 95% απόδοση υπερπληρωτή η επίδραση στην ισχύ είναι ασθενής. Όπως και πριν διαφορά ανάμεσα στους τρεις διαφορετικούς τρόπους μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, δεν υπάρχει.

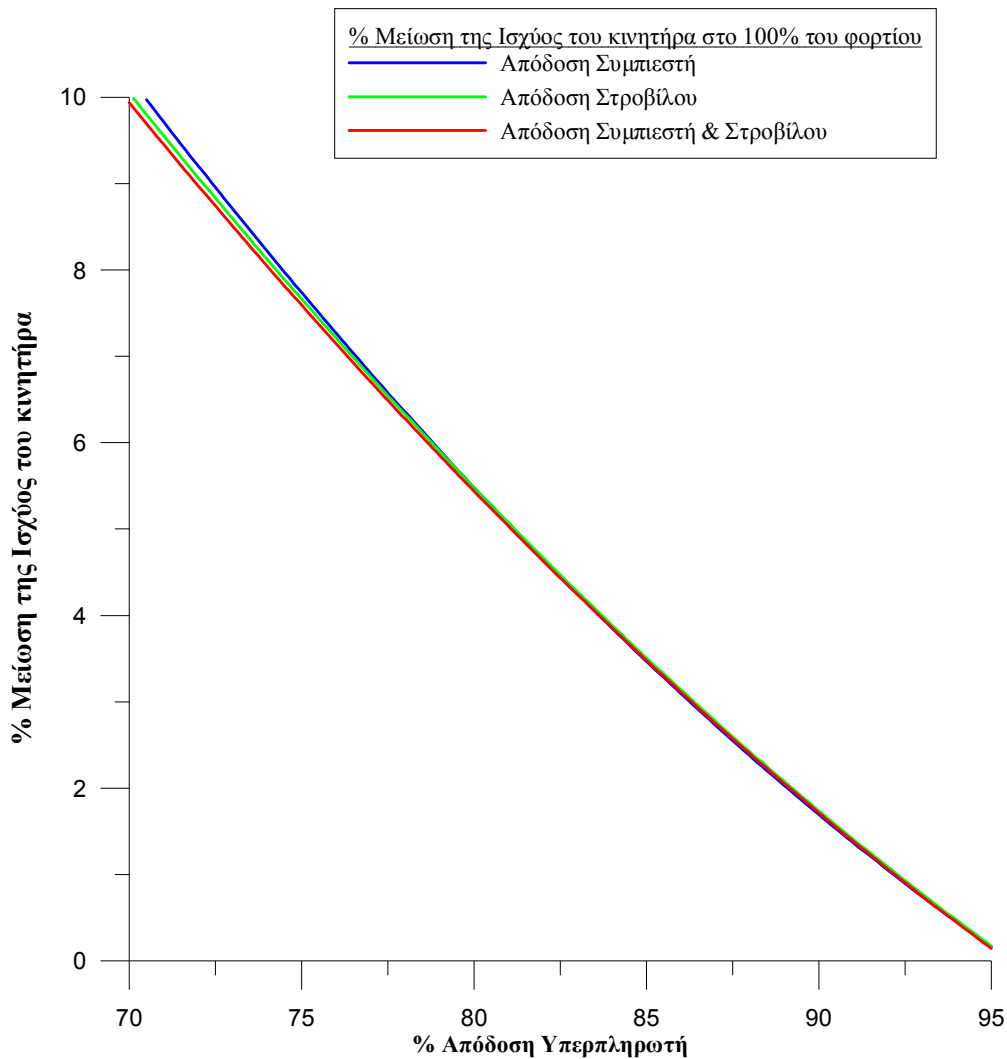
Ακολουθεί η μεταβολή της ισχύος για 90% φορτίο.



Σχήμα 6.31 Ποσοστιαία μείωση της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 90% φορτίο του κινητήρα "B".

Στο 90% του φορτίου η μέγιστη μεταβολή ισχύος, που παρατηρείται στη χειρίστη απόδοση του υπερπληρωτή, είναι αρκετά ηπιότερη σε σχέση με τις περιπτώσεις στο 50% και στο 75% του φορτίου. Οι τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή ταυτίζονται και σε αυτό το φορτίο.

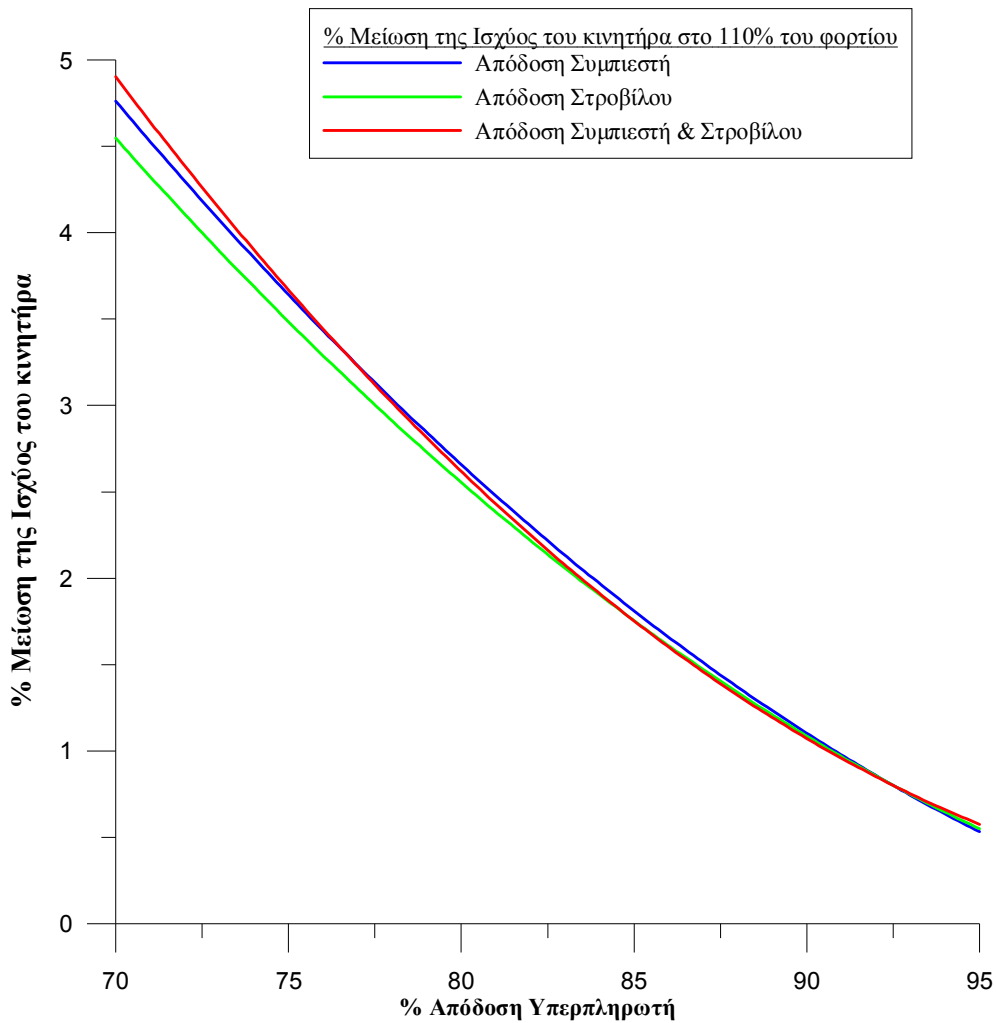
Ακολουθεί η μεταβολή της ισχύος για 100% φορτίο.



Σχήμα 6.32 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 100% φορτίο του κινητήρα "B".

Οι καμπύλες στο παραπάνω σχήμα εξακολουθούν να είναι της ίδιας μορφής. Σε όλα τα τελευταία σχήματα οι καμπύλες έχουν φθίνουσα μορφή. Καθώς αυξάνει ο βαθμός απόδοσης του υπερπληρωτή, μειώνεται και η επίδραση στην ισχύ του κινητήρα. Στο συγκεκριμένο σχήμα, η σχέση των δύο μεγεθών είναι καθαρά γραμμική. Δεν υπάρχει διαφορά ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Ακολουθεί η μεταβολή της ισχύος για 110% φορτίο.



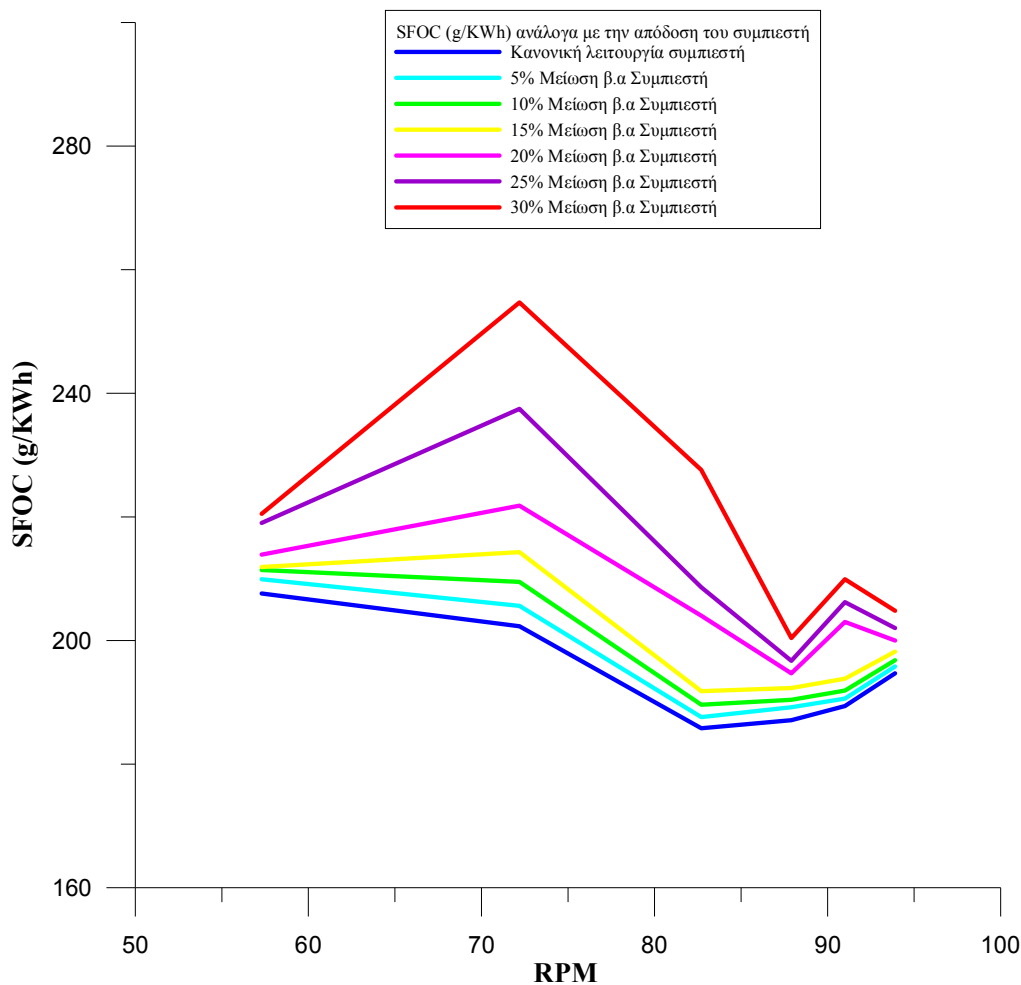
Σχήμα 6.33 Ποσοστιαία μεταβολή της ισχύος συναρτήσει της απόδοσης του υπερπληρωτή, για 110% φορτίο του κινητήρα "B".

Στο μέγιστο φορτίο του κινητήρα οι καμπύλες εξακολουθούν να έχουν την ίδια μορφή. Η μέγιστη μείωση της ισχύος εμφανίζεται στη χαμηλότερη τιμή απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι διαφορές ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, είναι αμελητέες.

6.4.3 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση καυσίμου του κινητήρα "B".

Στην παράγραφο αυτή θα μελετηθεί η επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Αρχικά θα παρουσιαστεί η επίδραση που έχει κάθε μέθοδος μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή ξεχωριστά. Στη συνέχεια τα αποτελέσματα θα διατυπωθούν με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι δυνατή η συγκριτική αξιολόγηση των περιπτώσεων.

Στο σχήμα που ακολουθεί απεικονίζεται η επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στην Ε.Κ.Κ του κινητήρα "B".

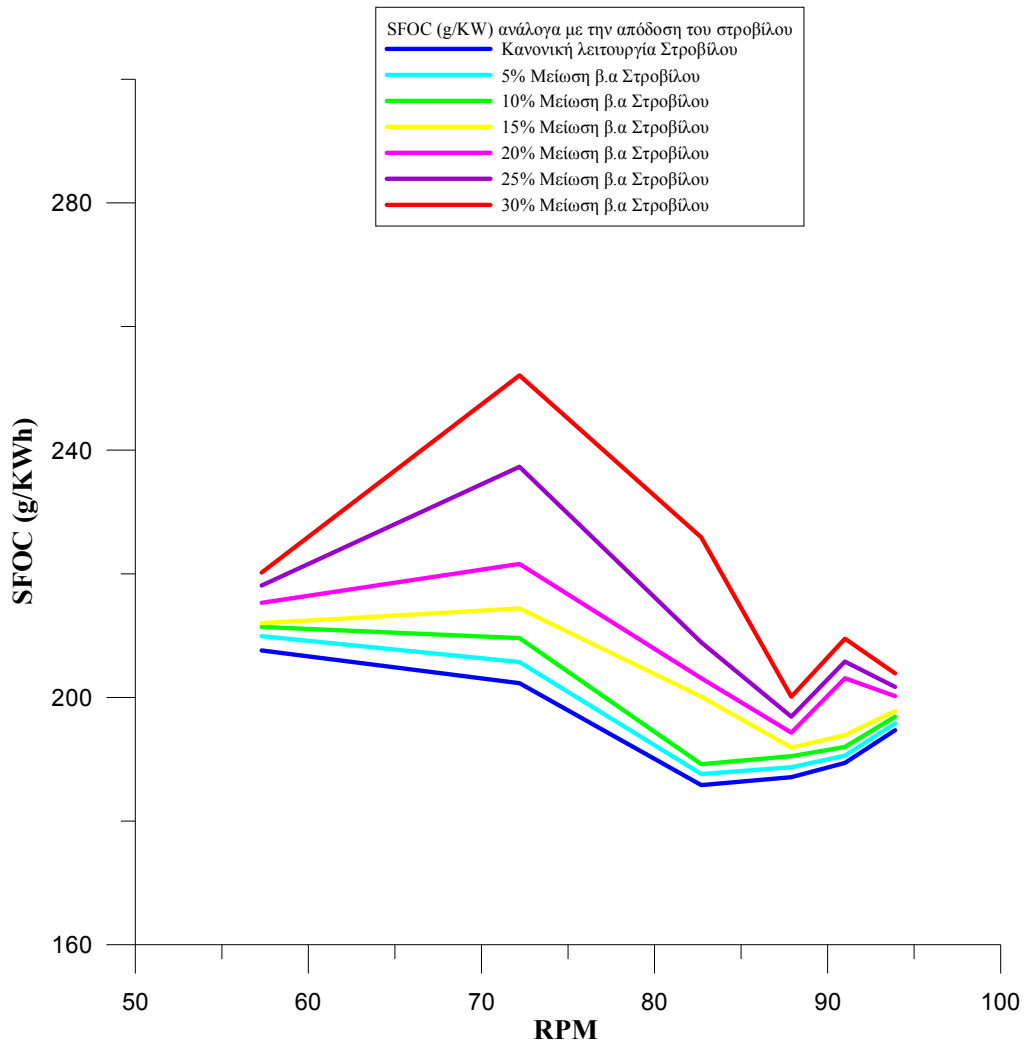


Σχήμα 6.34 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή στο διάγραμμα Ε.Κ.Κ – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Παρατηρείται ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή, αυξάνεται η ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Σε όλο το φάσμα των στροφών του κινητήρα οι καμπύλες που αντιστοιχούν σε μειωμένη απόδοση του συμπιεστή βρίσκονται σε υψηλότερες τιμές Ε.Κ.Κ. Συγκεκριμένα στις χαμηλές στροφές του κινητήρα (57,3 RPM), αλλά και στις υψηλότερες (93,9 RPM), οι καμπύλες έχουν την τάση να συγκλίνουν. Δηλαδή ο κινητήρας φαίνεται να μην επηρεάζεται τόσο από την απόδοση του υπερπληρωτή και συγκεκριμένα του συμπιεστή. Στις μεσαίες στροφές η

επίδραση στην Ε.Κ.Κ είναι εντονότερη. Αυτό φαίνεται από το μεγάλο εύρος τιμών που έχει στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής το διάγραμμα.

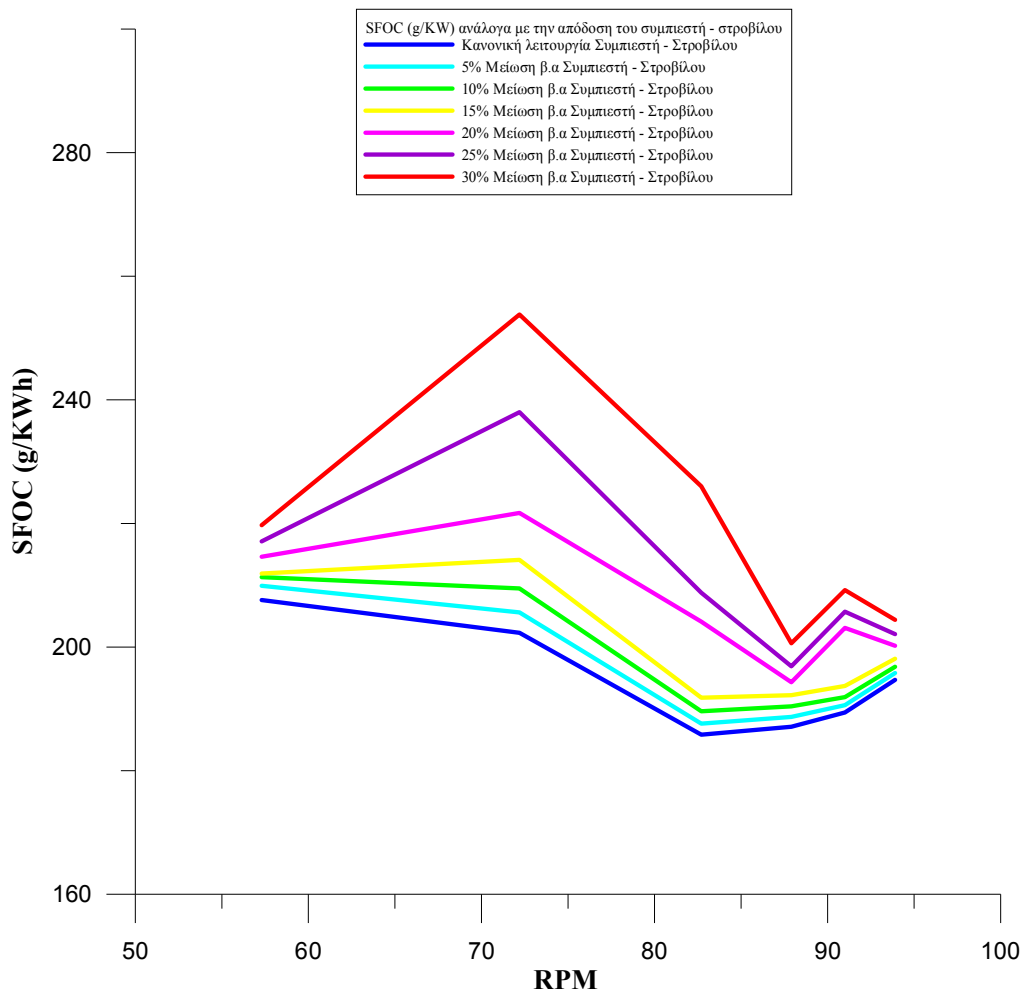
Η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή μέσω της μείωσης της απόδοσης του στροβίλου, είναι η επόμενη περίπτωση που θα εξεταστεί. Στο επόμενο σχήμα αποτυπώνεται η Ε.Κ.Κ (g/ KWh) συναρτήσει των στροφών του κινητήρα, για κάθε επίπεδο απόδοσης του στροβίλου.



Σχήμα 6.35 Επίδραση της απόδοσης του στροβίλου στο διάγραμμα Ε.Κ.Κ – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Η καμπύλη που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του στροβίλου ταυτίζεται με την καμπύλη που αντιστοιχεί στην κανονική λειτουργία του συμπιεστή στο Σχήμα 6.34.

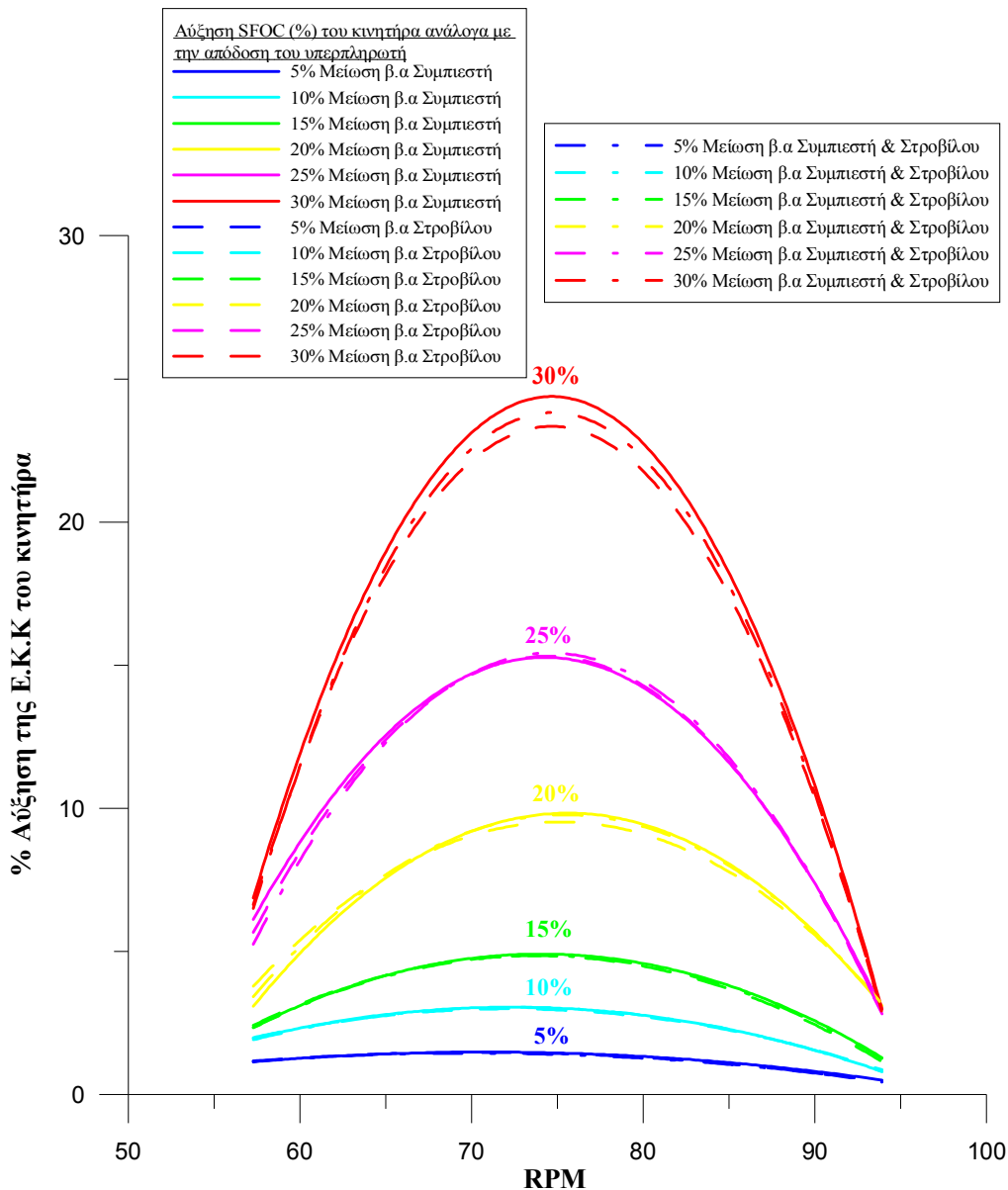
Το σχήμα που προκύπτει είναι πανομοιότυπο με την περίπτωση μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή. Η Ε.Κ.Κ αυξάνει καθώς μειώνεται η απόδοση του στροβίλου σε κάθε περίπτωση. Στις χαμηλές και στις υψηλές στροφές οι καμπύλες που αντιστοιχούν στα διάφορα επίπεδα απόδοσης του υπερπληρωτή έχουν την τάση να συγκλίνουν. Στις μεσαίες στροφές η επίδραση στην Ε.Κ.Κ είναι εντονότερη. Στο σχήμα που ακολουθεί θα εξεταστεί η τελευταία περίπτωση μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, μέσω ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου.



Σχήμα 6.36 Επίδραση της απόδοσης του συμπιεστή και στροβίλου στο διάγραμμα E.K.K – ταχύτητας περιστροφής στον κινητήρα "B".

Όμοια με τις προηγούμενες δύο περιπτώσεις το διάγραμμα έχει την ίδια μορφή. Στις υψηλές και τις χαμηλές ταχύτητες περιστροφής οι καμπύλες που αντιστοιχούν στα διάφορα επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή έχουν την τάση να συγκλίνουν. Η μεγαλύτερη επίδραση στην E.K.K εμφανίζεται στις μεσαίες στροφές του κινητήρα. Το εύρος τιμών μεγαλώνει πράγμα που δηλώνει ότι η επίδραση του υπερπληρωτή έχει δυσμενέστερα αποτελέσματα στην E.K.K.

Από τα τρία παραπάνω διαγράμματα που εξετάστηκε η επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή ανάλογα με την αιτία μείωσης της δεν είναι δυνατόν να εξαχθεί κάποιο συμπέρασμα σχετικά με το ποιά περίπτωση έχει μεγαλύτερη επίδραση στην E.K.K του κινητήρα. Στο σχήμα που ακολουθεί αποτυπώνεται η ποσοστιαία αύξηση της E.K.K συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή που εξετάζεται.



Σχήμα 6.37 Ποσοστιαία αύξηση της Ε.Κ.Κ συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή.

Σε κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή αντιστοιχούν τρεις καμπύλες. Κάθε καμπύλη με τη σειρά της αντιστοιχεί σε έναν από του τρεις τρόπους μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Όπως αναμενόταν για 5% μείωση της απόδοσης, η επίδραση στην Ε.Κ.Κ είναι ασθενής. Μάλιστα διατηρείται σταθερή για κάθε ταχύτητα περιστροφής. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, η επίδραση γίνεται εντονότερη. Οι καμπύλες έχουν παραβολική μορφή και παρουσιάζουν στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής μέγιστο. Όσο μεγαλύτερη είναι η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή τόσο μεγαλύτερη είναι η ποσοστιαία αύξηση της Ε.Κ.Κ. Χαρακτηριστικά για 30% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η μείωση που παρατηρείται είναι της τάξεως του 25% ενώ για 20% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή η αύξηση της Ε.Κ.Κ είναι 10%.

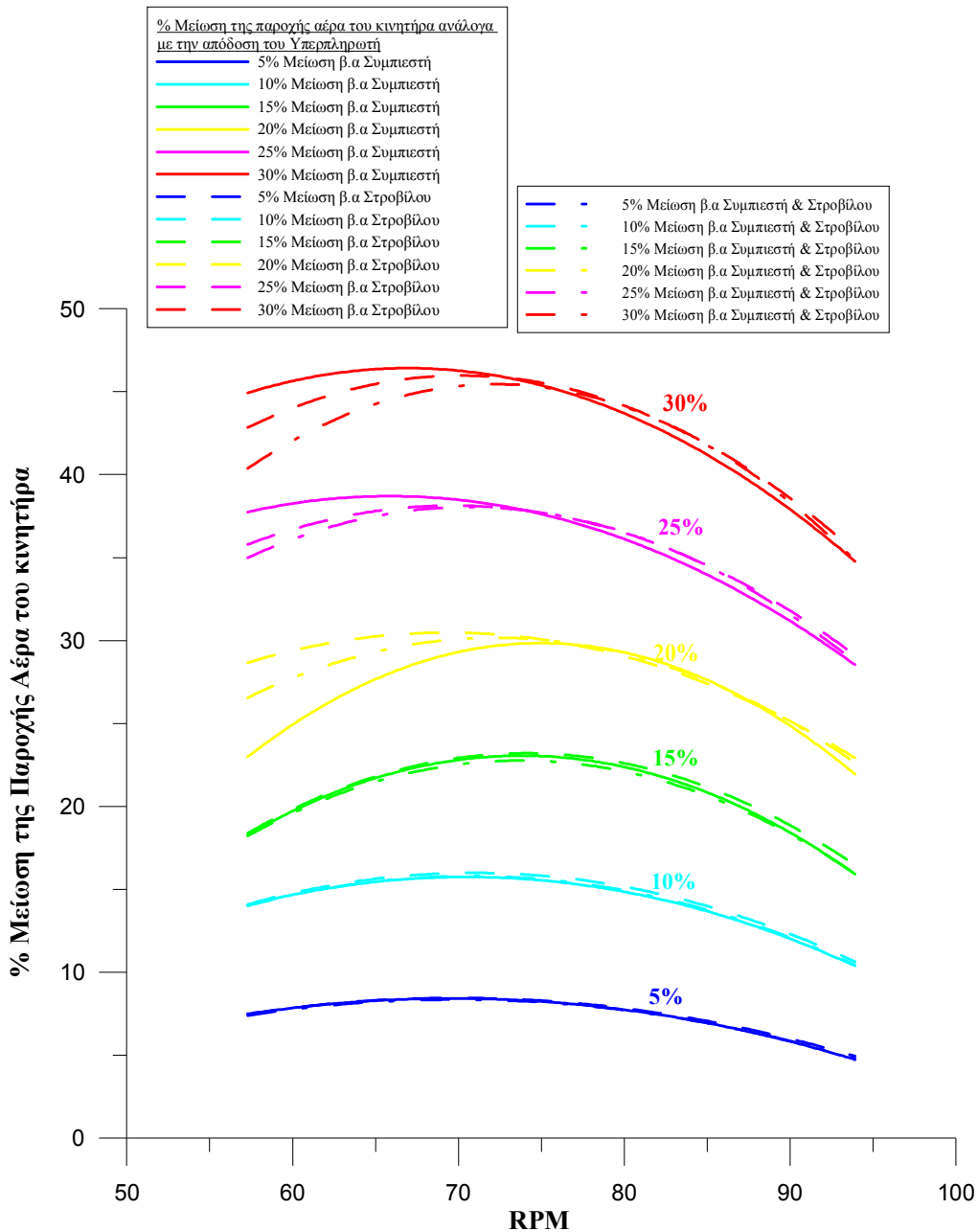
Όπως αναφέρθηκε στο διάγραμμα αποτυπώνονται και οι τρεις τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Ωστόσο οι διαφορές που παρατηρούνται είναι αμελητέες ενώ σε υψηλές τιμές απόδοσης σχεδόν ταυτίζονται. Συνεπώς όποιος και να είναι ο τρόπος μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, η επίδραση θα είναι η ίδια.

6.4.4 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην παροχή αέρα του κινητήρα "B".

Μέχρι τώρα τα μεγέθη που έχουν εξεταστεί είναι η ισχύς του κινητήρα, και η ειδική κατανάλωση του καυσίμου. Η παροχή αέρα του κινητήρα είναι επίσης ένα μέγεθος το ποίο είναι άρρηκτα συνδεδεμένο με την απόδοση του υπερπληρωτή. Στην παράγραφο αυτή, θα εξεταστεί ο τρόπος που επηρεάζεται η παροχή του αέρα καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή.

Στο σχήμα που ακολουθεί απεικονίζεται η ποσοστιαία μείωση της παροχής του αέρα συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Τα αποτελέσματα τις προσομοίωσης αναπαρίστανται με τέτοιο τρόπο ώστε να είναι ευδιάκριτα τα εξής:

- Τα έξι επίπεδα μειωμένης απόδοσης του υπερπληρωτή
- Οι τρεις διαφορετικοί τρόποι με τους οποίους μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή.



Σχήμα 6.38 Ποσοστιαία μείωση της παροχής αέρα του κινητήρα "B" συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.

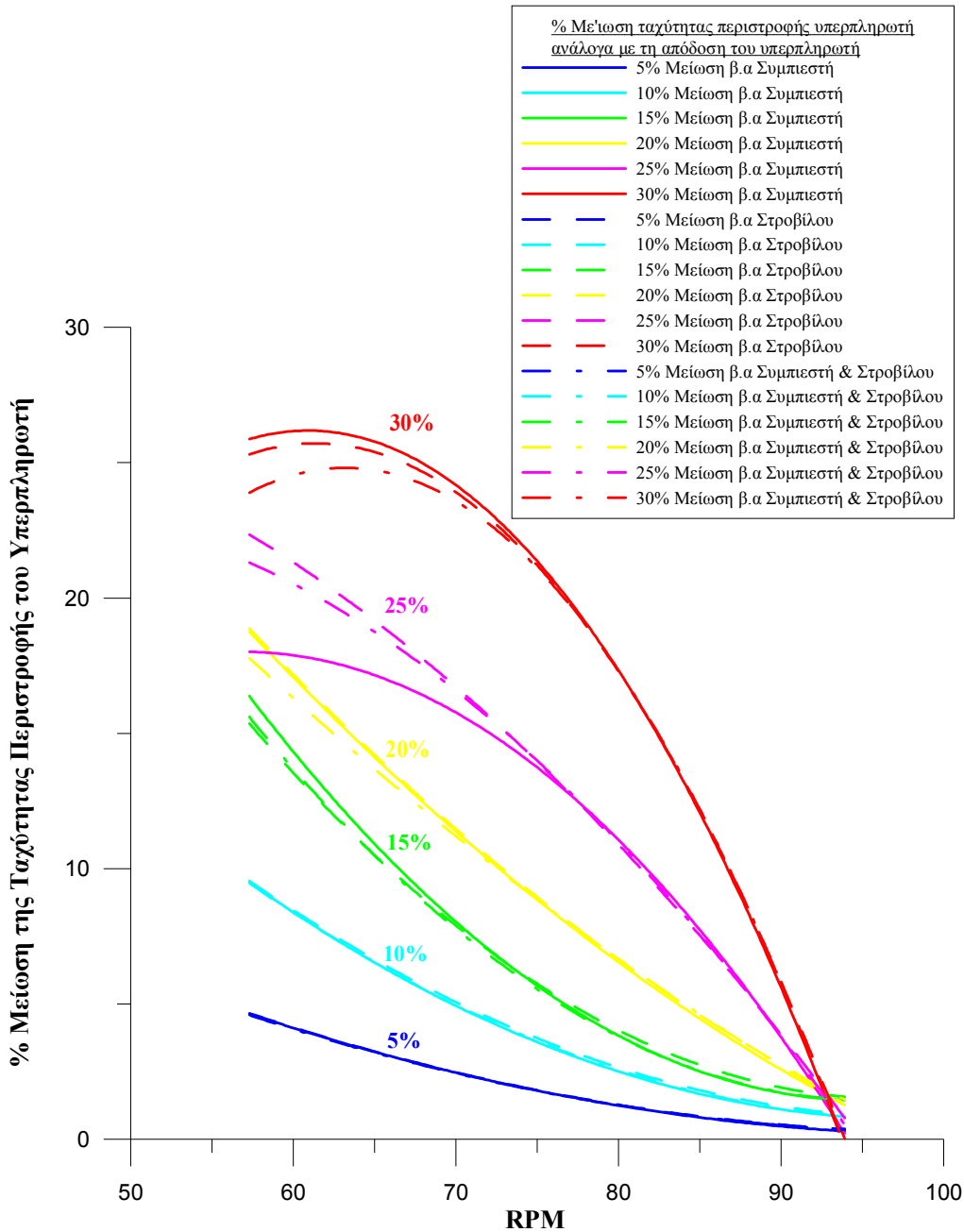
Στο παραπάνω σχήμα παρατηρείται ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, η μείωση της παροχής αέρα γίνεται εντονότερη. Σύμφωνα με αυτό η παροχή του αέρα έχει την τάση να επηρεάζεται περισσότερο στις μεσαίες στροφές. Για 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, η μεταβολή της παροχής του αέρα φτάνει το 8% ενώ για απόδοση 30% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, φτάνει το 46% στις ίδιες στροφές.

Επιπρόσθετα, στο σχήμα περιέχονται για κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, τρεις καμπύλες που αντιστοιχούν στον εκάστοτε τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.

Σύμφωνα με το σχήμα η μεταβολή της παροχής αέρα είναι ανεξάρτητη από τον τρόπο με τον οποίο γίνεται η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι τρεις καμπύλες κάθε φορά σχεδόν ταυτίζονται. Σε πολύ χαμηλές στροφές όμως αλλά και σε χαμηλές αποδόσεις του υπερπληρωτή, παρατηρείται ότι η μεταβολή της παροχής του αέρα τείνει να εξαρτάται από τον τρόπο με τον οποίο γίνεται η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι απόκλιση που έχουν οι τρεις περιπτώσεις φτάνει και το 10%. Ωστόσο αγνοείται το φαινόμενο αυτό γιατί σε τόσο χαμηλά φορτία τα αποτελέσματα δεν είναι αξιόπιστα.

6.4.5 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην ταχύτητα περιστροφής του στον κινητήρα "B".

Στο σχήμα που ακολουθεί αναπαρίσταται η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή.



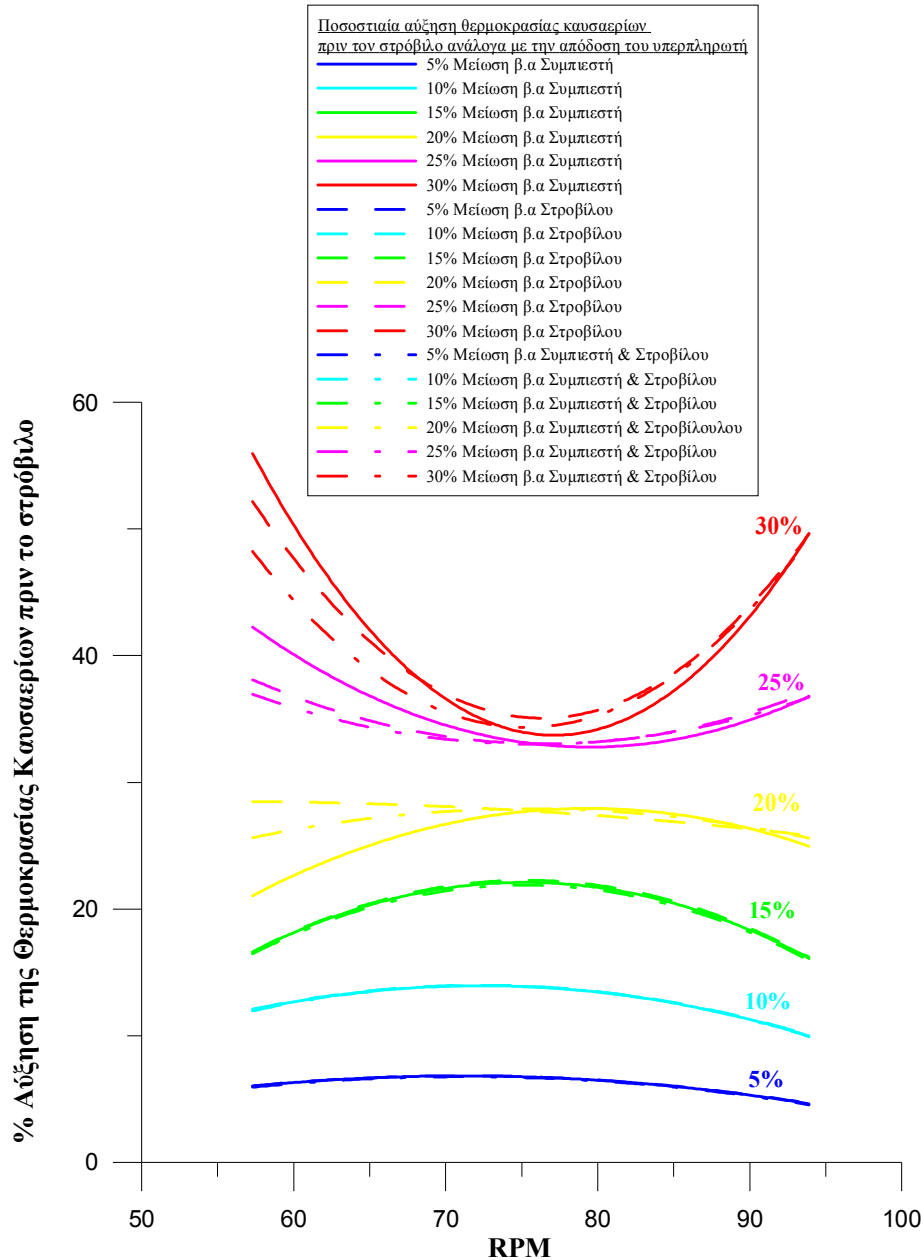
Σχήμα 6.39 Ποσοστιαία μείωση της ταχύτητας περιστροφής του υπερπληρωτή για κάθε απόδοση συναρτήσει της ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα "B".

Στο παραπάνω σχήμα προκύπτει ότι όσο μεγαλύτερη είναι η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή τόσο μεγαλύτερη είναι και η μεταβολή των στροφών. Επίσης διαπιστώνεται ότι οι καμπύλες έχουν την τάση να συγκλίνουν καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Συγκλίνουν σε σχεδόν μηδενική μεταβολή, που σημαίνει ότι στο 110% του φορτίου του κινητήρα, η στρόφες του υπερπληρωτή με μειωμένη απόδοση, δεν διαφέρουν καθόλου από τις στρόφες ενός υπερπληρωτή που βρίσκεται σε κανονική λειτουργία. Στο Σχήμα 6.20 οι καμπύλες είχαν την ίδια τάση, δεν ήταν όμως τόσο έντονη. Αντίθετα σε πολύ χαμηλό φορτίο, οι καμπύλες διαχωρίζονται εντελώς όσον αφορά την απόδοση του υπερπληρωτή. Για 30% μείωση της απόδοσης, η μείωση της ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή ξεπερνά το 25% ενώ για 5% μείωση της απόδοσης η μείωση περιορίζεται στο 5%. Είναι προφανές ότι για υψηλές αποδόσεις του υπερπληρωτή η επίδραση στην ταχύτητα περιστροφής αυτού είναι ασθενής.

Στο σχήμα απεικονίζονται και οι τρεις τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Σε κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης αντιστοιχούν τρεις καμπύλες ανάλογα με την αιτία που προκαλεί τη μείωση. Συγκρίνοντας τις τρεις καμπύλες, σε κάθε επίπεδο απόδοσης, οι διαφορές είναι αμελητέες και αυτή τη φορά. Στα μικρά φορτία παρατηρείται κάποια απόκλιση αλλά και αυτή είναι και αμελητέα και δεν μπορεί να είναι αξιόπιστη.

6.4.6 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία των καυσαερίων πριν το στρόβιλο στον κινητήρα "B".

Όπως και στο προηγούμενο μέγεθος που εξετάστηκε στο επόμενο σχήμα θα αναπαρασταθεί τη μεταβολή της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν από το στρόβιλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα για διάφορες τιμές απόδοσης του υπερπληρωτή.



Σχήμα 6.40 Ποσοστιαία αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν από το στρόβιλο συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" και για κάθε απόδοση του υπερπληρωτή

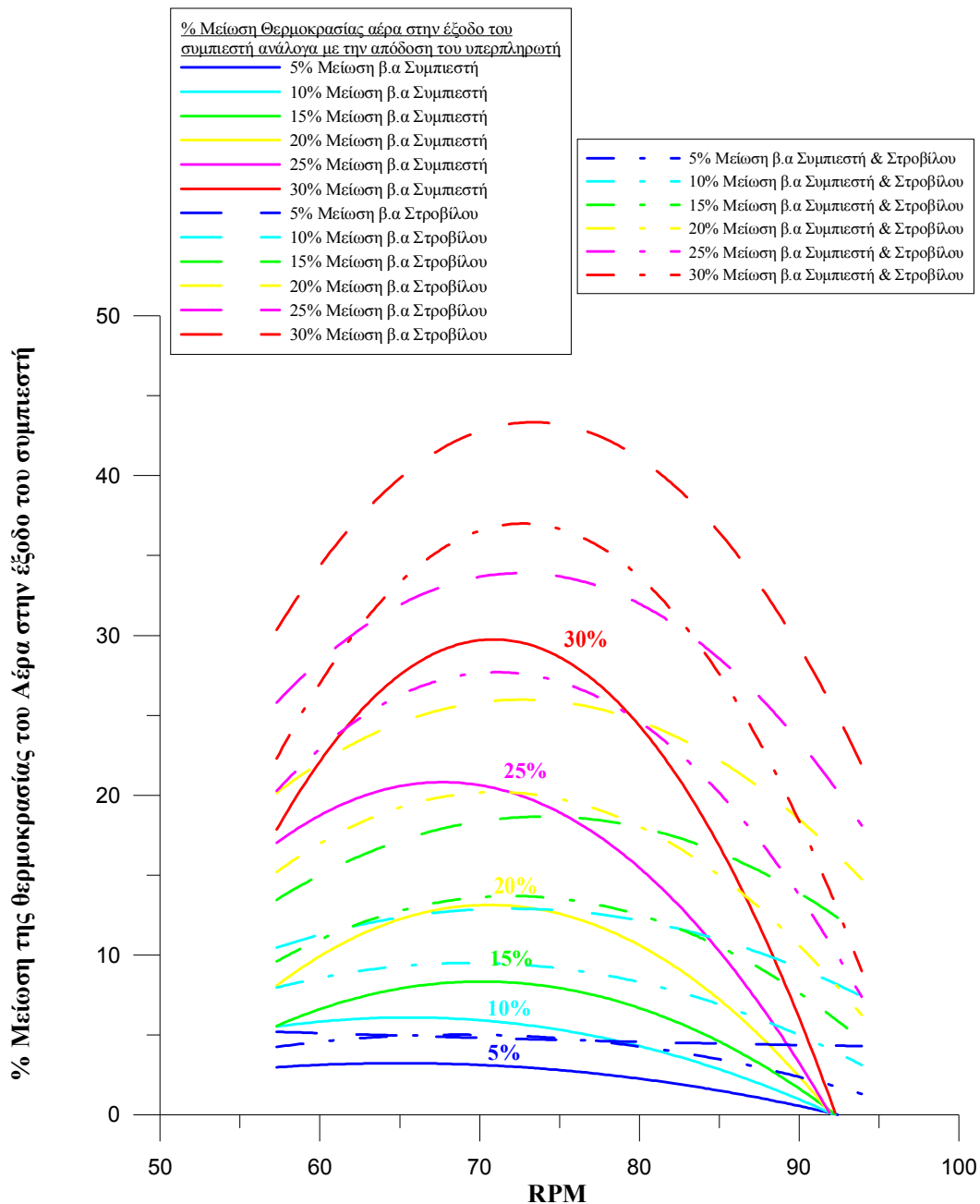
Από παραπάνω σχήμα προκύπτει ότι καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, παρουσιάζεται αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων σε σχέση με την περίπτωση που ο υπερπληρωτής βρισκόταν στην κανονική λειτουργία.

Για κάθε επίπεδο απόδοσης του υπερπληρωτή, η αύξηση της θερμοκρασίας που εμφανίζεται είναι σχεδόν σταθερή για όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Εξαιρέση αποτελούν οι χειρίστες περιπτώσεις απόδοσης (25% και 30% μείωση της απόδοσης) όπου στις χαμηλές και στις υψηλές στροφές εμφανίζεται έντονη αύξηση της θερμοκρασίας. Για τα συγκεκριμένα επίπεδα μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή οι καμπύλες παρουσιάζουν παραβολική μορφή. Στις υψηλές στροφές η θερμοκρασία των καυσαερίων, για μείωση 30% της απόδοσης υπερπληρωτή, αυξάνει ως και 50%.

Όμοια και με τις προηγούμενες περιπτώσεις στο σχήμα παρουσιάζονται, σε κάθε επίπεδο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, τρεις καμπύλες. Καθεμία αντιστοιχεί σε διαφορετικό τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή όπως ήδη έχει αναφερθεί. Δεν παρατηρείται όμως καμία διαφορά ανάμεσα στους τρεις τρόπους. Οι διαφορές που παρατηρούνται είναι και αυτή τη φορά αμελητέες καθώς έχουν την ίδια επίδραση στη θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου.

6.4.7 Επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή στον κινητήρα "B".

Στο σχήμα που ακολουθεί ελέγχεται η μεταβολή της θερμοκρασίας του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα ανάλογα με την απόδοση του υπερπληρωτή. Επίσης ελέγχεται και κάθε τρόπος μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή.



Σχήμα 6.41 Ποσοστιαία μείωση της θερμοκρασίας αέρα μετά το συμπιεστή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα "B" για διάφορους βαθμούς απόδοσης του υπερπληρωτή.

Το παραπάνω σχήμα είναι πανομοιότυπο με το Σχήμα 6.22. Για 5% μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή, η επίδραση στη θερμοκρασία είναι ασθενής και διατηρείται σταθερή σε όλο το φάσμα στροφών του κινητήρα. Καθώς μειώνεται η απόδοση του υπερπληρωτή, η μείωση της θερμοκρασίας του αέρα γίνεται εντονότερη.

Παρατηρείται ωστόσο ότι σε αντίθεση με τα προηγούμενα μεγέθη που ελέγχθηκαν, παρουσιάζονται σημαντικές διαφορές ανάμεσα στον τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Η απόκλιση ανάμεσα στους τρεις αυτούς τρόπους μείωσης είναι τόσο μεγάλη που πολλές φορές υπερκαλύπτει τη μεταβολή της θερμοκρασίας που προκαλείται από ένα άλλο επίπεδο ακόμα μικρότερης απόδοσης υπερπληρωτή. Για παράδειγμα, με 25% μείωση της απόδοσης του στροβίλου, προκαλείται μεγαλύτερη μείωση της θερμοκρασίας σε σχέση με 30% μείωση της απόδοσης του συμπιεστή.

Γενικά παρατηρείται για κάθε επίπεδο απόδοσης υπερπληρωτή ότι μεγαλύτερη επίδραση στη θερμοκρασία του αέρα επιτυγχάνεται με μείωση της απόδοσης του στροβίλου. Αντίθετα η μικρότερη επίδραση παρατηρείται με μείωση της απόδοσης του συμπιεστή. Η ταυτόχρονη μείωση της απόδοσης συμπιεστή και στροβίλου προκαλεί ενδιάμεση κατάσταση.

7ο Κεφάλαιο

Παρατηρήσεις & Συμπεράσματα

Στην εργασία αυτή έγινε προσπάθεια μελέτης της επίδρασης που επιφέρει η μείωση της απόδοσης του υπερπληρωτή στην λειτουργία δίχρονου ναυτικού κινητήρα Diesel. Συγκεκριμένα έγινε συγκριτική αξιολόγηση της επίδρασης της μείωσης του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, του στροβίλου ή και των δύο. Η μελέτη αυτή πραγματοποιήθηκε με τη βοήθεια του λογισμικού E.D.S. Επιπρόσθετα εξετάστηκαν τα προβλήματα που σχετίζονται με την εκτίμηση του βαθμού απόδοσης των στροβιλομηχανών χρησιμοποιώντας πειραματικά δεδομένα. Αυτό είναι απαραίτητο διότι συνήθως δεν είναι διαθέσιμοι οι χάρτες λειτουργίας των υπερπληρωτών.

Με τη χρήση της προσομοίωσης εξετάστηκε η επίδραση της απόδοσης του υπερπληρωτή στις ακόλουθες παραμέτρους :

- Παραγόμενη ισχύς
- Ειδική κατανάλωση καυσίμου
- Παροχή αέρα
- Ταχύτητα περιστροφής στρόβιλο – υπερπληρωτή
- Θερμοκρασία καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου
- Θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή

Με τη βοήθεια του λογισμικού μελετήθηκε ο τρόπος που μεταβάλλονται τα στοιχεία αυτά καθώς μειώνεται η απόδοση του συμπιεστή, του στροβίλου αλλά και των δύο μαζί ταυτόχρονα. Οι τρεις αυτοί διαφορετικοί τρόποι μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή, έδωσαν τη δυνατότητα να αξιολογηθεί ποιός από αυτούς έχει τη μεγαλύτερη επίδραση στη λειτουργία του κινητήρα. Η χρήση της προσομοίωσης έγινε σε δύο διαφορετικούς κινητήρες οι οποίοι για ευκολία ονομάστηκαν "C" και "B". Όπως προέκυψε η παραγόμενη ισχύς του κινητήρα, η ειδική κατανάλωση καυσίμου, η παροχή του αέρα, η ταχύτητα περιστροφής του υπερπληρωτή αλλά και η θερμοκρασία των καυσαερίων στην είσοδο του στροβίλου δεν παρουσίασαν διαφορές

ανάλογα με τον τρόπο μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή. Οι διαφορές που εμφανίστηκαν ήταν αμελητέες.

Ωστόσο στο τελευταίο μέγεθος που εξετάστηκε και αφορά τη θερμοκρασία αέρα στην έξοδο του συμπιεστή, οι διαφορές ανάμεσα στους τρεις τρόπους μείωσης της απόδοσης του υπερπληρωτή δεν μπορούν να αμεληθούν. Σύμφωνα και με το λογισμικό παρουσιάστηκε διαφορά ανάμεσα στις τρεις περιπτώσεις η οποία έφτασε και το 25%. Συγκεκριμένα τη μεγαλύτερη επίδραση στη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή, φάνηκε να έχει η απόδοση του συμπιεστή, τη μικρότερη η απόδοση του στροβίλου ενώ η περίπτωση ταυτόχρονης μείωσης της απόδοσης του συμπιεστή και του στροβίλου είχε ενδιάμεσα αποτελέσματα.

Η εκτίμηση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή ναυτικού κινητήρα πραγματοποιήθηκε σε δύο διαφορετικούς κινητήρες. Στον κινητήρα "Α" και στον κινητήρα "Β" ο οποίος εξετάστηκε και στο κεφάλαιο όπου μελετήθηκε η επίδραση της απόδοσης της υπερπλήρωσης. Για τους υπολογισμούς αξιοποιήθηκαν διαθέσιμα πειραματικά δεδομένα. Υπολογίστηκε ο συντελεστής αδιαβατικής μεταβολής "γ" για τον αέρα και το καυσαέριο καθώς και οι παροχές αέρα και καυσαερίου. Στον κινητήρα "Α" ο τρόπος υπολογισμού των παροχών αέρα και καυσαερίου ήταν καθαρά θεωρητικός ενώ στον κινητήρα "Β" υπήρχαν διαθέσιμες πειραματικές μετρήσεις από την ανάλυση των καυσαερίων. Στην περίπτωση του κινητήρα "Β" η γνώση της παροχής αέρα και καυσαερίου διευκόλυνε σημαντικά τη διαδικασία υπολογισμού.

Ο υπολογισμός του ισεντροπικού β.α μέσω πειραματικών μετρήσεων είναι εφικτός όταν διατίθενται μετρήσεις θερμοκρασίας και πίεσης στη είσοδο και την έξοδο του συμπιεστή και το στροβίλου. Για την εξαγωγή ορθών αποτελεσμάτων ωστόσο πρέπει να προσεχθεί ιδιαίτερα η ακρίβεια των μετρήσεων της θερμοκρασίας ιδιαίτερα στην είσοδο και την έξοδο του στροβίλου. Στις περιπτώσεις που εξετάστηκαν ο ισεντροπικός β.α, ιδιαίτερα του στροβίλου, παρουσίασε πολύ υψηλές τιμές το οποίο οφείλεται προφανώς σε μη ακριβείς μετρήσεις. Όπως προέκυψε από την ανάλυση τα αποτελέσματα είναι περισσότερο αξιόπιστα σε μεγάλα φορτία του κινητήρα, ενώ σε πολύ χαμηλά φορτία υπάρχει πρόβλημα και απαιτείται προσοχή. Αυτό μπορεί να οφείλεται στα χαμηλά φορτία λειτουργούν οι εφεδρικές αντλίες παροχής αέρα του κινητήρα. Επιπρόσθετα ελέγχθηκε το ενεργειακό ισοζύγιο της ατράκτου του υπερπληρωτή και στους δύο κινητήρες με σκοπό να ελεγχθεί η ακρίβεια των μετρήσεων. Τα αποτελέσματα ήταν μεν ικανοποιητικά ωστόσο πρέπει να τονιστεί ότι ο μηχανικός βαθμός απόδοσης επιλέχθηκε αυθαίρετα χρησιμοποιώντας στατιστικές τιμές.

Μέσα από το ενεργειακό ισοζύγιο, εξετάστηκαν τρόποι διορθώσεις των θερμοκρασιών του καυσαερίου στο στροβίλο για τις οποίες υπάρχει πάντα σχετική αβεβαιότητα στη μέτρηση. Η διόρθωση της θερμοκρασίας εισόδου και εξόδου στο στροβίλο έφερε σημαντική βελτίωση στις τιμές των ισεντροπικών β.α που υπολογίστηκαν.

Συνοψίζοντας μπορεί να ειπωθεί ότι από τη χρήση του λογισμικού παρατηρήθηκε ότι σε έναν δίχρονο ναυτικό κινητήρα Diesel η μείωση της απόδοσης είτε του συμπιεστή, είτε του στροβίλου, είτε και των δύο μαζί ταυτόχρονα, έχει παρόμοια επίδραση σε όλα τα βασικά μεγέθη λειτουργίας του κινητήρα που εξετάστηκαν, εκτός από την θερμοκρασία εξόδου του αέρα από το συμπιεστή. Αυτό δυσχεραίνει την πραγματοποίηση επακριβής διάγνωσης χρησιμοποιώντας μακροσκοπικά μεγέθη μόνο. Τέλος η διαδικασία υπολογισμού των ισεντροπικών β.α που αναλύθηκε είναι εφικτή και μπορεί να αποτελέσει εργαλείο για τον έλεγχο των πειραματικών μετρήσεων.

Βιβλιογραφία

Έντυπη βιβλιογραφία

1. **Κ.Δ. Ρακόπουλος**, *Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ*, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα 2005.
2. **Κ.Δ. Ρακόπουλος, Δ.Θ. Χουντάλας**, *Καύση – Ρύπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ*, Εκδόσεις Φούντας, Αθήνα.
3. **Κ.Δ. Παπαηλίου, Κ.Μ. Μαθιουλάκης, Κ.Χ. Γιαννάκογλου**, *Εισαγωγή στις Θερμικές Στροβιλομηχανές*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2000.
4. **Κ.Δ. Ρακόπουλος, Ε.Γ. Γιακουμής**, *Εναλλαγή Αερίων και Υπερπλήρωση Μ.Ε.Κ*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2006.
5. **Κ. Μαθιουδάκης**, *Λειτουργία Αεριοστροβίλων και Ατμοστροβίλων*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2007.
6. **Δ.Α. Κουρεμένου**, *Θερμοδυναμική Ι*, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 1991.
7. **Ν. Παπαγεωργίου**, *Ατμοπαραγωγοί Ι*, Εκδόσεις Συμεών, Έκδοση 2^η.
8. **Ν.Π. Κυρτάτος**, *Ναυτικοί Κινητήρες Diesel*, Εκδόσεις Συμμετρία, Αθήνα 1993.
9. **Ν.Π. Κυρτάτος**, *Βασικές Αρχές Πρώοσης Πλοίων*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2007.
10. **Ι.Π. Ιωαννίδης**, *Ναυτικές Μηχανές*, Εκδόσεις Συμεών, Αθήνα 2009.
11. **C.C Pounder**, *Marine Diesel Engines*, Εκδόσεις Butterworth-Heinemann Ltd, Έκδοση 6^η.
12. **Μ. Φούντη**, *Θεωρία Καύσης και Συστήματα Καύσης*, Εκδόσεις Ε.Μ.Π, Αθήνα 2005.
13. **D.A Taylor**, *Introduction to Marine Engineering*, Revised Second Edition.

Ηλεκτρονική Βιβλιογραφία

1. <http://www.mandieselturbo.com>
2. <http://en.wikipedia.org>
3. <http://www.ustudy.in>
4. <http://www.rc-airplane-advisor.com>
5. <http://www.sugartech.co.za/psychro>