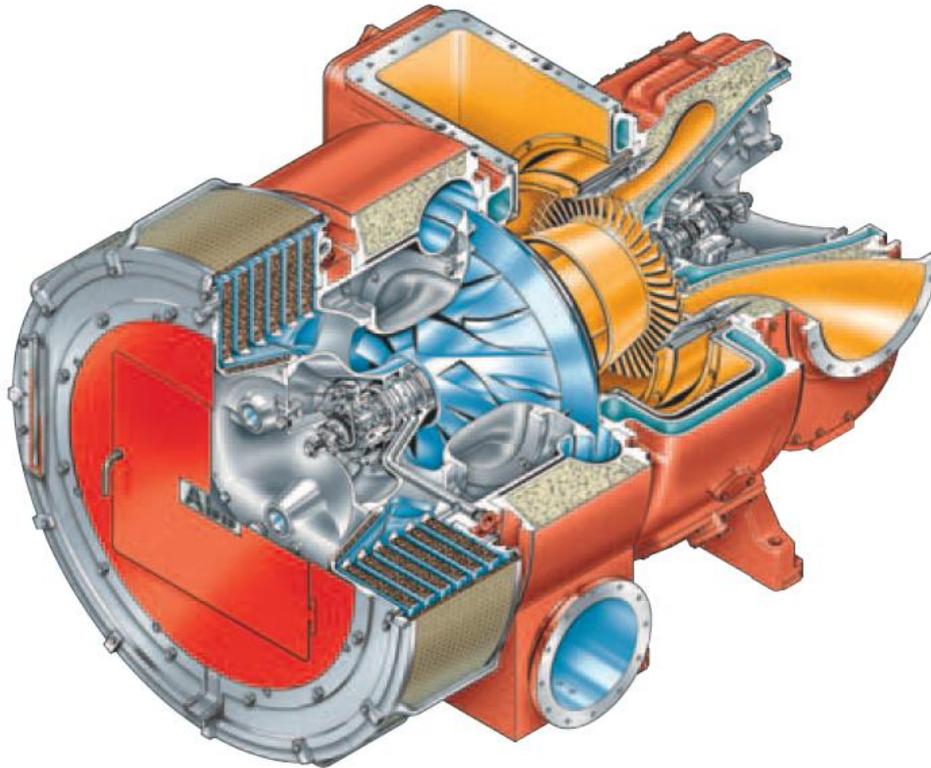




**ΕΡΓΑΣΤΗΡΙΟ ΘΕΡΜΙΚΩΝ ΣΤΡΟΒΙΛΟΜΗΧΑΝΩΝ
ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ**



**ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΎΠΕΡΠΛΗΡΩΤΩΝ ΚΑΙ
ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥΣ**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΠΑΝΤΕΛΗΣ ΝΑΤΣΗΣ**

**Επίβλεψη:
Λέκτορας Ν. Αρετάκης**

**ΑΘΗΝΑ
ΟΚΤΩΒΡΙΟΣ 2011**

ΜΕΛΕΤΗ ΣΤΡΟΒΙΛΟΪΠΕΡΠΛΗΡΩΤΩΝ ΚΑΙ ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥΣ

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα διπλωματική εργασία αποτελεί μία γνωριμία με το στροβιλοϋπερπληρωτή. Στα πλαίσια της παρουσίασης, περιγράφονται τα βασικά μέρη από τα οποία αποτελείται και γίνεται προσπάθεια κατηγοριοποίησής τους βάσει των χαρακτηριστικών τους. Επίσης, δίνεται έμφαση στην κατασκευή των μεγάλων στροβιλοϋπερπληρωτών που χρησιμοποιούνται σε ναυτικές εφαρμογές υπερπλήρωσης και παρουσιάζονται οι εξελίξεις που αναπτύχθηκαν για τη βελτιστοποίηση των επιδόσεών τους.

Ο σκοπός της εργασίας είναι η μοντελοποίηση του στροβιλοϋπερπληρωτή μέσω της σύζευξής του με ένα ναυτικό κινητήρα. Για το λόγο αυτό, δημιουργήθηκε υπολογιστικός κώδικας για την πρόβλεψη της συμπεριφοράς του συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτής σε λειτουργία στο σημείο σχεδίασης (ονομαστικό φορτίο) και σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης με τη χρήση χαρτών συμπίεστή και στροβίλου. Επίσης, δημιουργήθηκε υπολογιστικός κώδικας για την πρόβλεψη χάρτη ακτινικού συμπίεστή, μέσω μονοδιάστατης ανάλυσης, χρησιμοποιώντας τη μέθοδο υπολογισμού του πεδίου ροής στη μέση γραμμή και μοντελοποιώντας τις απώλειες της ροής διαμέσου του συμπίεστή με τη χρήση ημι-εμπειρικών σχέσεων.

STUDY AND MODELING OF TURBOCHARGERS

ABSTRACT

This thesis is an introduction to the turbocharger. During the presentation, the basic components of which the turbocharger consists of are described with an attempt of categorizing them based on their characteristics. Furthermore, there has been given emphasis in the construction of large turbocharger, used in marine turbocharging applications and the methods that have been developed to optimize their performance.

The scope of this thesis is to model the turbocharger through its conjugation with a marine engine. For this reason, a computational code was created for describing the behavior of the turbocharger and engine operation at design point (nominal load) and at off design point. A computational code is also developed for predicting a radial compressor map by dimensional analysis, using the method of calculating the flow field in the mean line and modeling the flow losses through the compressor using semi-empirical relations.

ΠΡΟΛΟΓΟΣ

Η εργασία αυτή αποτελεί το επιστέγασμα των σπουδών μου στο Ε.Μ.Π και ασχολείται με την υπερπλήρωση κινητήρων, θέμα το οποίο μου τράβηξε το ενδιαφέρον από τα σχετικά μαθήματα που διδάχτηκα κατά τη διάρκεια της φοίτησής μου.

Θα ήθελα να ευχαριστήσω το Λέκτορα κ. Νικόλαο Αρετάκη που μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ με το αντικείμενο και για τις συμβουλές του κατά την εκπόνηση της εργασίας. Τέλος, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον Ανδρέα Κυριαζή για τη βοήθειά του να εκφράσω τις εξισώσεις και τη σκέψη μου σε κώδικα FORTRAN, τομέας ο οποίος δεν αποτελούσε το δυνατό μου σημείο.

ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ

1	Εισαγωγή.....	1.1
1.1	Βιβλιογραφική ανασκόπηση.....	1.2
1.2	Δομή της διπλωματικής εργασίας.....	1.2
2	Γενικά στοιχεία στροβιλοϋπερπληρωτών	2.1
2.1	Σκοπός της στροβιλοϋπερπλήρωσης.....	2.1
2.2	Ιστορική αναδρομή.....	2.2
2.3	Βασικά μέρη στροβιλοϋπερπληρωτή	2.5
2.3.1	Συμπιεστής.....	2.6
2.3.2	Στρόβιλος.....	2.9
2.3.3	Έδρανα ολίσθησης.....	2.11
2.3.3.1	Διάταξη εδράνων ολίσθησης.....	2.11
2.3.3.2	Είδη εδράνων.....	2.12
2.3.3.3	Σύστημα λιπάνσεως εδράνων	2.16
2.3.3.4	Προβλήματα εδράνων	2.16
2.4	Συστήματα εξέλιξης στροβιλοϋπερπληρωτών	2.17
2.4.1	Σύστημα παράκαμψης καυσαερίων	2.17
2.4.2	Στρόβιλος Μεταβλητής γεωμετρίας (Variable Geometry Turbine ή VGT).....	2.18
2.4.3	Σύνθετη μηχανική στροβιλοϋπερπλήρωση.....	2.20
2.4.4	Σύνθετη ηλεκτρική στροβιλοϋπερπλήρωση	2.22
2.4.5	Στροβιλοϋπερπλήρωση 2 βαθμίδων.....	2.24
2.4.6	Ψύξη αέρα υπερπλήρωσης	2.25
3	Κινητήρες και κατηγορίες στροβιλοϋπερπληρωτών.....	3.1
3.1	Κινητήρες	3.1
3.1.1	Κινητήρας Diesel.....	3.1
3.1.2	Κινητήρας Otto.....	3.2
3.1.3	Σύγκριση κινητήρων Otto- Diesel.....	3.2
3.1.4	Κύκλος Λειτουργίας 2-X Κινητήρα.....	3.3
3.1.5	Κύκλος Λειτουργίας 4-X Κινητήρα.....	3.5
3.1.6	Σύγκριση 2-X και 4-X κινητήρων.....	3.9

3.2	Ανάλογα με τη διάταξη της παροχής των καυσαερίων	3.10
3.2.1	Σύστημα σταθερής πίεσεως.....	3.10
3.2.2	Σύστημα παλμών	3.12
3.2.3	Μετατροπείς παλμών.....	3.15
3.3	Ανάλογα με το είδος των εφαρμογών	3.16
3.3.1	Στροβιλοϋπερπληρωτές σε εφαρμογές αυτοκίνησης.....	3.16
3.3.1.1	Στροβιλοϋπερπληρωτές κινητήρων Diesel	3.17
3.3.1.2	Στροβιλοϋπερπληρωτές κινητήρων Otto	3.20
3.3.2	Στροβιλοϋπερπληρωτές ναυτικών κινητήρων	3.22
3.3.2.1	Κατασκευή στροβιλοϋπερπληρωτών.....	3.27
3.3.3	Στροβιλοϋπερπληρωτές σε εφαρμογές κυψελών καυσίμων.....	3.42
3.4	Επιλογή στροβιλοϋπερπληρωτή για δεδομένο κινητήρα	3.45
4	Μοντελοποίηση συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή.....	4.1
4.1	Ανάλυση στο σημείο σχεδίασης.....	4.1
4.1.1	Περιγραφή διάταξης και δεδομένων που απαιτούνται	4.1
4.1.2	Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού.....	4.3
4.2	Ανάλυση εκτός σημείου λειτουργίας σχεδίασης.....	4.8
4.2.1	Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού.....	4.9
4.2.2	Παραδοχές για την εξάρτηση δεδομένων από το φορτίο	4.13
4.2.3	Εισαγωγή γραμμών $-\beta$	4.18
5	Εφαρμογή σε ναυτικό κινητήρα	5.1
5.1	Περιγραφή κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή.....	5.1
5.2	Λειτουργία του κινητήρα στο σημείο σχεδίασης	5.3
5.2.1	Επιλογή δεδομένων	5.3
5.2.2	Αποτελέσματα υπολογισμού.....	5.4
5.2.3	Παραμετρική μελέτη σημείου σχεδίασης	5.4
5.3	Λειτουργία του κινητήρα εκτός σημείου σχεδίασης (off-design)	5.7
5.3.1	Προσδιορισμός πεδίου χαρακτηριστικών συνιστωσών.....	5.7
5.3.1.1	Πεδίο χαρακτηριστικών συμπίεστή	5.8
5.3.1.2	Πεδίο χαρακτηριστικών στροβίλου	5.12
5.3.2	Δεδομένα.....	5.15
5.3.3	Αποτελέσματα-Γραμμή λειτουργίας κινητήρα	5.16

6	Πρόβλεψη Χάρτη Ακτινικού Συμπιεστή.....	6.1
6.1	Γεωμετρικά δεδομένα.....	6.1
6.1.1	Επιρροή γεωμετρικών στοιχείων στην κατασκευή και το μέγεθος του ακτινικού συμπιεστή.....	6.2
6.2	Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού.....	6.3
6.2.1	Υπολογισμός της πτερωτής.....	6.3
6.2.2	Υπολογισμός του διαχύτη.....	6.7
6.3	Υπολογισμός των απωλειών ακτινικού συμπιεστή.....	6.11
6.3.1	Κατηγοριοποίηση απωλειών κινητής πτερύγωσης (πτερωτή).....	6.11
6.3.2	Υπολογισμός απωλειών πτερωτής.....	6.11
6.3.3	Κατηγοριοποίηση απωλειών διαχύτη.....	6.14
6.3.4	Υπολογισμός απωλειών διαχύτη.....	6.15
6.4	Εφαρμογή μονοδιάστατου υπολογισμού ακτινικού συμπιεστή.....	6.17
6.4.1	Ακτινικός συμπιεστής MARTIN.....	6.17
6.4.2	Εξαγωγή αποτελεσμάτων –σύγκριση με τις διαθέσιμες μετρήσεις.....	6.20
7	Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα-Προτάσεις.....	7.1
7.1	Ανακεφαλαίωση.....	7.1
7.2	Συμπεράσματα.....	7.1
7.3	Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία.....	7.2
8	Βιβλιογραφία.....	8.1
Π1	Λογισμικό που Αναπτύχθηκε στην Παρούσα εργασία.....	1
Π1.1	Λειτουργία κυρίου προγράμματος.....	1
Π1.2	Αρχεία εισόδου-εξόδου.....	1
Π1.3	Παράδειγμα υπολογισμού μεγεθών συμπιεστή-στροβίλου από το χάρτη με τη χρήση των γραμμών –β.....	5

1

Εισαγωγή

Από τη στιγμή που ο άνθρωπος κατασκεύασε την πρώτη μηχανή, αναζητούσε τρόπους να την κάνει ταχύτερη, μέσω αύξησης της ισχύος της. Κάτι τέτοιο φυσικά, απαιτεί και το ανάλογο τίμημα, όπως είναι π.χ. η αύξηση της παροχής καυσίμου. Έτσι, ξεκίνησε η αναζήτηση μιας μεθόδου, μέσω της οποίας η αύξηση της ισχύος να είναι όσο το δυνατό οικονομικότερη και αξιόπιστη. Από τις διάφορες μεθόδους που αναπτύχθηκαν κατά καιρούς, μια από τις πιο διαδεδομένες είναι η στροβιλοϋπερπλήρωση, δηλαδή η αύξηση της πυκνότητας του εισερχόμενου αέρα μέσω συμπίεσως, με τη χρήση στροβιλομηχανών.

Πολλές φορές, όταν γίνεται αναφορά σε ένα υπερπληρωμένο κινητήρα, υπάρχει η αίσθηση ότι η ισχύς και η πίεση υπερπλήρωσης που δίνει ο κατασκευαστής γι αυτόν είναι μεγέθη σταθερά και περιγράφουν τη λειτουργία του ανεξαρτήτως συνθηκών. Όμως στην πράξη, η λειτουργία του κινητήρα περιλαμβάνει μεταβατικές καταστάσεις (π.χ. εκκίνηση), όπως και καταστάσεις αυξομείωσης του φορτίου του (π.χ. επιτάχυνση ή επιβράδυνση). Το πρόβλημα όμως αυτό της κακής χρονικής απόκρισης (γνωστό και ως turbo lag), αντισταθμίζεται από το γεγονός ότι η χρήση των στροβιλομηχανών οδήγησε σε σημαντική μείωση του κόστους και του όγκου των εγκαταστάσεων για την αύξηση των επιδόσεων των σύγχρονων κινητήρων, λόγω της ικανότητάς τους να διακινούν μεγάλη παροχή αέρα. Επίσης, όταν ο κινητήρας λειτουργεί σε φορτίο πέρα του ονομαστικού, υπάρχει σημαντική απόκλιση των επιδόσεών του. Αυτό οφείλεται στη χρήση του στροβιλοϋπερπληρωτή. Οι στροβιλομηχανές έχουν ένα σημείο σχεδιασμού, συνήθως στο σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης ή πολύ κοντά σε αυτό. Μακριά από αυτό το σημείο, δηλαδή σε λειτουργία μερικού φορτίου, η απόδοσή τους μειώνεται αισθητά με αποτέλεσμα τη μείωση της απόδοσης και του κινητήρα.

Για το λόγο αυτό, στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας θα αναπτυχθεί υπολογιστικός κώδικας για την πρόβλεψη της λειτουργίας ενός στροβιλοϋπερπληρωμένου κινητήρα σε μερικό φορτίο (off-design analysis). Αυτό θα επιχειρηθεί σε σύγκριση με διαθέσιμες μετρήσεις που έχουν πραγματοποιηθεί στα αντίστοιχα φορτία, χρησιμοποιώντας διαθέσιμους χάρτες συμπίεστη και στροβίλου.

Εκτός όμως από τη χρήση διαθέσιμων χαρτών, μπορούν αυτοί να δημιουργηθούν εξ αρχής και στη συνέχεια να χρησιμοποιηθούν για τη μελέτη της λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης. Έτσι, θα δημιουργηθεί υπολογιστικός κώδικας για την πρόβλεψη του πεδίου χαρακτηριστικών ενός ακτινικού συμπίεστη, χρησιμοποιώντας τη μέθοδο υπολογισμού του πεδίου ροής στη μέση γραμμή. Για την πραγματοποίηση της μεθόδου, είναι απαραίτητη η γνώση των στοιχείων γεωμετρίας και οι συνθήκες εισόδου στο

συμπιεστή. Η μοντελοποίηση των απωλειών της ροής μέσα από το συμπιεστή γίνεται με τη χρήση εμπειρικών σχέσεων που έχουν αναπτυχθεί από διάφορους μελετητές.

1.1 Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Αρχικά κρίνεται σκόπιμο να γίνει αναφορά στους στροβιλοϋπερπληρωτές, τα μέρη από τα οποία αποτελούνται, μία προσπάθεια κατηγοριοποίησής τους και τα συστήματα εξέλιξής τους. Τα στοιχεία αυτά παρέχονται κυρίως από τους Nicholas C. Baines (2005), [1] και Νικόλαο Π. Κυρτάτο (1993), [4], καθώς και από το Μπλαστρόπουλο Βασίλειο (2010), [9] και Κονταράτο Αντώνιο (2007), [8], κυρίως στα συστήματα εξέλιξής τους (π.χ. η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης).

Επίσης, περιγράφονται οι κινητήρες και τα χαρακτηριστικά λειτουργίας τους, (Ρακόπουλος Κ.Δ (1988), [7], Μπλαστρόπουλος Βασίλειος (2010), [9]) η γνώση των οποίων είναι απαραίτητη για τη δημιουργία του μοντέλου περιγραφής της διαδικασίας στροβιλοϋπερπλήρωσης. Τέλος, γίνεται αναφορά στην κατασκευή στροβιλοϋπερπληρωτών, με στοιχεία που είναι διαθέσιμα από εταιρείες κατασκευής, (abb, [11] και man, [12]).

Η ανάπτυξη του υπολογιστικού προγράμματος για τη λειτουργία σε μερικό φορτίο απαιτεί την εισαγωγή χαρτών συμπιεστή και στροβίλου καθώς και μία μέθοδο μεταβολής των χαρακτηριστικών λειτουργίας τους. Στην παρούσα εργασία έχει επιλεγεί η μέθοδος της ομοιότητας με την εισαγωγή γραμμών $-\beta$, (Κ. Μαθιουδάκης (2007), [5]). Οι John B. Heywood (1988), [2] και J. I. Ramos (1988), [3] μας παρέχουν χρήσιμα στοιχεία για την εξάρτηση κάποιων μεγεθών από το φορτίο και τις στροφές που αν δεν ληφθούν υπόψη θα μπορούσαν οι αποκλίσεις στα αποτελέσματα της λειτουργίας σε μερικά φορτία να είναι σημαντικές.

Τέλος, περιγράφεται η μεθοδολογία πρόβλεψης χάρτη ακτινικού συμπιεστή, χρησιμοποιώντας εμπειρικές σχέσεις που περιγράφουν τις απώλειες με τη μορφή ενθαλπικής πτώσης για την περωτή και με τη μορφή πτώσης της ολικής πίεσης για το διαχύτη, (Σιέρος Δ. Γεώργιος (2000), [10]). Για τη μοντελοποίηση της ροής στο συμπιεστή χρησιμοποιούνται γενικά στοιχεία περί μονοδιάστατης ανάλυσης της ροής στροβιλομηχανών, (Παπαηλιού, Κ. Μαθιουδάκης, Κ. Γιαννάκογλου (2000), [6]).

1.2 Δομή της διπλωματικής εργασίας

Το 2^ο και 3^ο κεφάλαιο αποτελούν μία βιβλιογραφική περιγραφή των στροβιλοϋπερπληρωτών, καθώς και των κινητήρων που χρησιμοποιούνται. Αυτό κρίνεται σκόπιμο προκειμένου να γνωρίσουμε τον τρόπο λειτουργίας τους για τη μετέπειτα σύζευξή τους. Αρχικά, στο 2^ο κεφάλαιο περιγράφεται ο στροβιλοϋπερπληρωτής, ο σκοπός της χρήσης του καθώς και τα κύρια μέρη από τα

οποία αποτελείται. Στο τέλος του κεφαλαίου, παρουσιάζονται τα διάφορα συστήματα που έχουν αναπτυχθεί με σκοπό τη βελτίωση της απόδοσής του. Στη συνέχεια το 3^ο κεφάλαιο είναι αφιερωμένο στους κινητήρες που χρησιμοποιούν υπερπλήρωση, οι οποίοι και περιγράφονται αναλυτικά ανάλογα με το χρονισμό και το θερμοδυναμικό κύκλο που εκτελούν. Επίσης γίνεται μία προσπάθεια κατηγοριοποίησης των στροβιλοϋπερπληρωτών, ανάλογα με τις εφαρμογές που χρησιμοποιούνται και τη διάταξη παροχής των καυσαερίων τους.

Στο 4^ο κεφάλαιο γίνεται αναλυτική μοντελοποίηση της λειτουργίας του συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή, αρχικά στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας και μετέπειτα σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης.

Στο 5^ο κεφάλαιο γίνεται εφαρμογή της διαδικασίας μοντελοποίησης σε ένα ναυτικό κινητήρα Diesel ο οποίος χρησιμοποιεί έναν στροβιλοϋπερπληρωτή με ακτινικό συμπιεστή και αξονικό στρόβιλο. Στο τέλος, τα αποτελέσματα που προκύπτουν συγκρίνονται με διαθέσιμες μετρήσεις από δοκιμές παραλαβής του κινητήρα.

Στο 6^ο κεφάλαιο παρουσιάζεται μια μεθοδολογία πρόβλεψης του πεδίου χαρακτηριστικών ενός ακτινικού συμπιεστή, όταν είναι διαθέσιμα τα γεωμετρικά του στοιχεία και οι συνθήκες εισόδου του. Η μέθοδος περιλαμβάνει τον υπολογισμό των επιμέρους θερμοδυναμικών και κινηματικών μεγεθών της ροής, υπολογίζοντας τις επιμέρους απώλειες μέσα από εμπειρικές σχέσεις που αναπτύχθηκαν κατά καιρούς από διάφορους ερευνητές. Τέλος η μέθοδος εφαρμόζεται στην περίπτωση ακτινικού συμπιεστή ενώ τα αποτελέσματα συγκρίνονται με διαθέσιμες μετρήσεις.

2

Γενικά στοιχεία στροβιλοϋπερπληρωτών

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει αναφορά στο σκοπό της χρήσης των στροβιλοϋπερπληρωτών, καθώς και μία αναδρομή στο παρελθόν στον πρώτο στροβιλοϋπερπληρωτή και τον εμπνευστή του. Επίσης, θα παρουσιαστούν γενικά τα μέρη από τα οποία απαρτίζεται και τέλος οι τεχνικές εξελίξεις τους για χρήση σε σύγχρονες εφαρμογές στροβιλοϋπερπλήρωσης.

2.1 Σκοπός της στροβιλοϋπερπλήρωσης

Σκοπός της είναι η αύξηση της παροχής και της πυκνότητας του αέρα στον κύλινδρο της κινούμενης μηχανής, λόγω της συμπίεσης και έτσι επιτρέπει την έγχυση περισσότερου καυσίμου ώστε να έχουμε αύξηση της ισχύος διατηρώντας το ίδιο μέγεθος κινητήρα. Η βασική επιδίωξη είναι η λειτουργία του συστήματος με μέγιστο βαθμό απόδοσης ($n=n_{max}$). Η στροβιλοϋπερπλήρωση αποδείχτηκε η πιο επιτυχής μέθοδος για τη μείωση του κόστους του βάρους και όγκου των εγκαταστάσεων κινητήρων Diesel, σε τέτοιο βαθμό που σήμερα κανένας κινητήρας υψηλών επιδόσεων δεν παράγεται χωρίς τη χρήση στροβιλοϋπερπληρωτών.

Τα οφέλη που προκύπτουν από την στροβιλοϋπερπλήρωση μπορούν να συνοψιστούν στα παρακάτω:

1. Με την αύξηση της μέσης πραγματικής πίεσης αυξάνεται ο μηχανικός βαθμός απόδοσης όπως φαίνεται από την σχέση $n_m = p_e / p_i$.
2. Επιτυγχάνονται ικανοποιητικοί λόγοι αέρα – καυσίμου και υψηλές τιμές της μέσης πραγματικής πίεσης.
3. Στα συστήματα που γίνεται ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης μειώνεται και η ειδική κατανάλωση καυσίμου.

Βασικά μειονεκτήματα της χρήσης της στροβιλοϋπερπλήρωσης είναι:

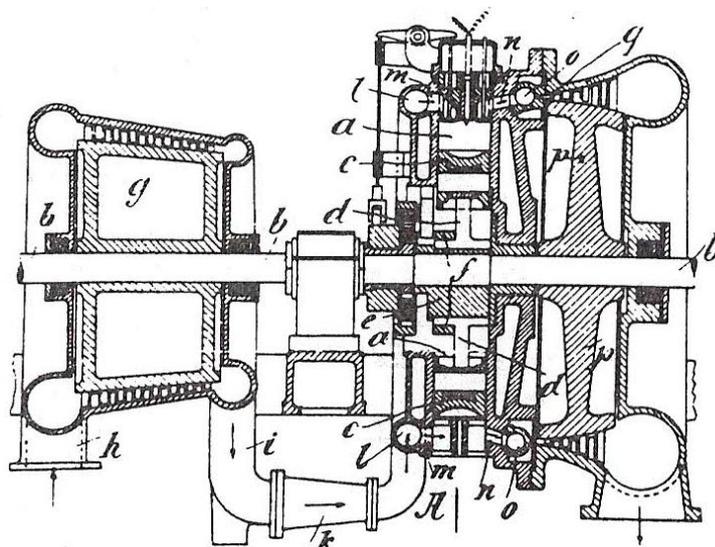
1. Η κακή χρονική απόκριση στις αλλαγές του φορτίου (φαινόμενο "υστέρησης" γνωστό και ως turbo lag).
2. Η τοποθέτηση του στη γραμμή των θερμών καυσαερίων απαιτεί υλικά ανθεκτικά στις υψηλές θερμοκρασίες.

3. Απαιτείται η χρήση μηχανισμού ψύξης του αέρα (intercooler) πριν αυτός εισαχθεί στους κυλίνδρους.

Παρόλα αυτά χρησιμοποιούνται στροβιλομηχανές για υπερπλήρωση, διότι παρόλο που δεν είναι κατάλληλες για χρήση σε μεγάλο εύρος, μπορούν να διακινούν μεγάλη παροχή μάζας.

2.2 Ιστορική αναδρομή

Η στροβιλοϋπερπλήρωση συνδέεται στενά με το όνομα του Ελβετού μηχανικού Alfred Buchi. Το 1905 κατέθεσε μια ευρεσιτεχνία, όπου πρότεινε τη σύνδεση ενός αξονικού πολυβάθμιου συμπιεστή ενός 4-X κινητήρα Diesel και ενός πολυβάθμιου αξονικού στροβίλου σε ένα κοινό άξονα (Σχήμα 2.1).



Σχήμα 2.1: Ευρεσιτεχνία του Alfred Buchi (1905) στροβιλοϋπερπληρωτή (συμπιεστής-Diesel-στρόβιλος σε κοινό άξονα).

Το 1911 με 1914 έκανε μια σειρά από πειράματα με αυτήν τη διάταξη στην εταιρία SULZER στο Winterthur της Ελβετίας όπου και έφτασε μέχρι λόγο πίεσεως 3.

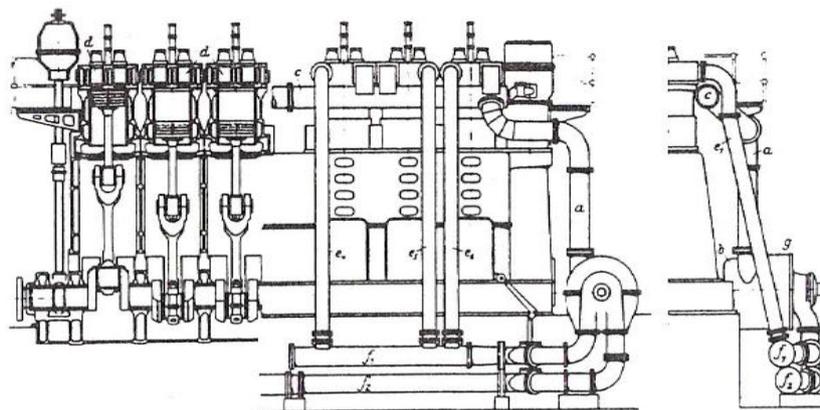
Σε μια επόμενη ευρεσιτεχνία, το 1915, πρότεινε μια μέθοδο που θα διατηρούσε την πίεση εισαγωγής του κινητήρα σε πλήρες φορτίο μεγαλύτερη από την πίεση πριν το στρόβιλο, ώστε να ευνοείται η απόπλυση του κυλίνδρου. Επίσης ο κοινός άξονας με τον κινητήρα εγκαταλείφθηκε και ο στρόβιλος κινούσε απ' ευθείας το συμπιεστή στροβιλοϋπερπλήρωσης. 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. Τα πλοία ήταν διπλέλικα, με δύο 10-κύλινδρους 4-χρονους κινητήρες κατασκευασμένους από τη Vulkan, με άδεια κατασκευής (licence) της MAN.

Τα καυσαέρια των κυλίνδρων μέσω ενός κοινού θαλάμου εξαγωγής οδηγούνταν στο στρόβιλο του στροβιλοϋπερπληρωτή που ήταν τοποθετημένος χωριστά από τον κινητήρα. Ο στροβιλοϋπερπληρωτής ήταν κατασκευασμένος από τη Vulkan και τη Brown Boveri (BBC) σύμφωνα με οδηγίες του Buchi. Οι κινητήρες ήταν αρχικά σχεδιασμένοι για ισχύ 1700 HP σε 235 rpm με φυσική αναπνοή και απέδωσαν μέγιστη συνεχή ισχύ 2400 HP σε 275 rpm με μέση πίεση ($p_{me}=5.82$ bar) και με υπερφόρτιση 4025 HP σε 320 rpm ($p_{me}=8.4$ bar). Τα δύο αυτά πλοία αποτέλεσαν ορόσημο στην εξέλιξη των κινητήρων Diesel, όταν τέθηκαν σε λειτουργία το 1927. Διαπιστώθηκε τότε ότι ο στροβιλοϋπερπληρωτής είναι αυτοελεγχόμενος, δηλαδή αυξάνει την πίεση όσο αυξάνεται το φορτίο του κινητήρα.

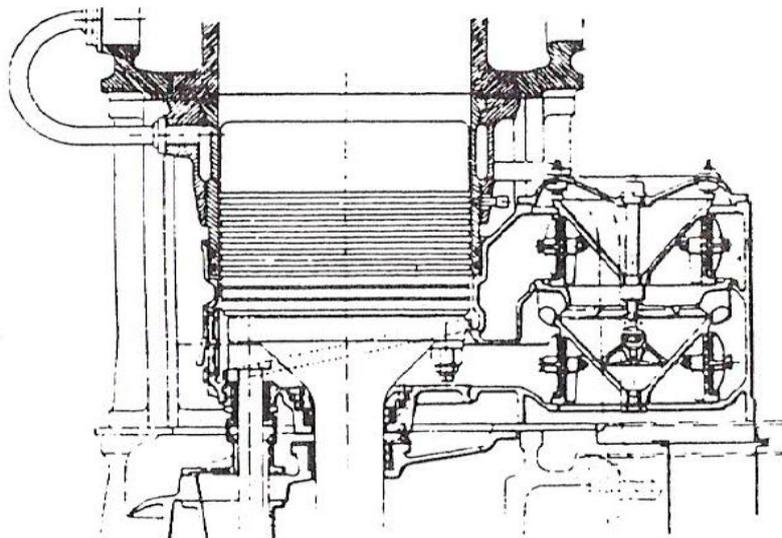
Το 1925 ο Buchi κατέθεσε μια ακόμη ευρεσιτεχνία στην Ελβετία (Patent n. 122664), που αποτέλεσε το κλειδί για την παραπέρα επιτυχία της στροβιλοϋπερπλήρωσης, διότι ξεπέρασε το πρόβλημα της χαμηλής αποδόσεως των στροβιλομηχανών της εποχής. Η μέθοδος στηριζόταν στη διατήρηση της αρχικής ενέργειας του παλμού εκτόνωσης των καυσαερίων τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, χρησιμοποιώντας αντί για ένα μεγάλο συλλέκτη καυσαερίων, στενούς αυλούς εξαγωγής από κάθε κύλινδρο και συνδέοντας τους αυλούς με το στρόβιλο λαμβάνοντας υπ' όψιν το χρονισμό του κινητήρα, ώστε να μην υπάρχουν παρεμβολές των παλμών.

Ο πρώτος κινητήρας με στροβιλοϋπερπλήρωση με το σύστημα παλμών ήταν ένας 4-χρονος, 4-κύλινδρος κινητήρας της Schweizer Locomotiv und Maschinenfabrik (SLM) στο Winterthur με στροβιλοϋπερπληρωτή B.B.C. Ο κινητήρας είχε ψυγείο αέρα πληρώσεως και παρήγαγε ισχύ 750 HP σε 250 rpm. Τα πειράματα συνεχίστηκαν σε έναν 6-κύλινδρο κινητήρα με στροβιλοϋπερπληρωτή δύο εισόδων (**Σχήμα 2.2**) και τα αποτελέσματα αναλύθηκαν από το Stodola του E.T.H. Zurich. Μετά από την επιτυχία των πειραμάτων αυτών με το σύστημα Buchi δημιουργήθηκε ένα συνέδριο με σκοπό την περαιτέρω εξέλιξη της τεχνολογίας στροβιλοϋπερπλήρωσης και την προώθηση αδειών κατασκευής σε κατασκευαστές κινητήρων με μέλη την SLM, σαν κατασκευαστή κινητήρων, την BBC σαν κατασκευαστή στροβιλοϋπερπληρωτών και τον A. 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 ισχύος ήταν της τάξεως του 50%, που αντιστοιχούσαν σε μέση πίεση 8.5-9 bar.



Σχήμα 2.2: 6-κύλινδρος 4-χρονος κινητήρας SLM με στροβιλοϋπερπληρωτή

Η στροβιλοϋπερπλήρωση γρήγορα τράβηξε το ενδιαφέρον των κατασκευαστών ναυτικών κινητήρων. Η πρώτη εφαρμογή σε ωκεανοπόρο πλοίο ήταν στο Βρετανικό Raby Castle το 1928. Ο κινητήρας ήταν 8-κύλινδρος 4-χρονος North East Marine-Werksroor (**Σχήμα 2.3**) και είχε ισχύ αυξημένη κατά 30% με τη χρήση ενός στροβιλοϋπερπληρωτή BBC.



Σχήμα 2.3: Κινητήρας της Werksroor με υπερπλήρωση και χρήση του κάτω μέρους του εμβόλου για περαιτέρω αύξηση της πίεσεως.

Το 1933, στροβιλοϋπερπληρωτές BBC χρησιμοποιήθηκαν σε ελαφρούς 12-κύλινδρους κινητήρες Maybach με ισχύ 600 HP σε 1400 rpm για τους Γερμανικούς σιδηροδρόμους και το πρωτότυπο "Fliegender Hamburger" κατέλαβε το παγκόσμιο ρεκόρ ταχύτητας με 215 km/h το 1939.

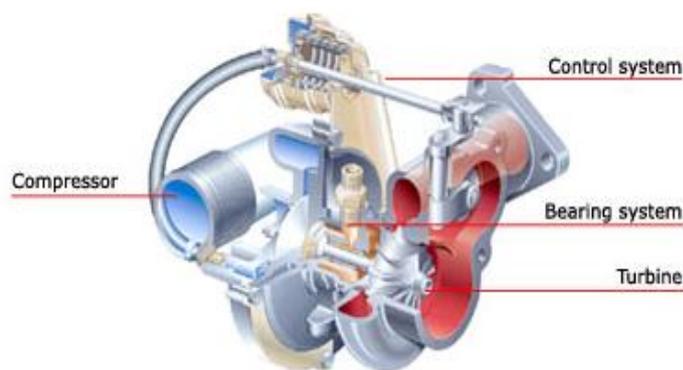
Μέχρι μετά το Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο, η στροβιλοϋπερπλήρωση ήταν περιορισμένη στους τετράχρονους κινητήρες. Ο δίχρονος κινητήρας με τις χαμηλές θερμοκρασίες καυσαερίων και την εξάρτησή του από κάποιο είδος βοηθητικού φουσητήρα για την απόπλυση παρουσίαζε σημαντικές δυσκολίες λόγω του σχετικά χαμηλού βαθμού αποδόσεως των στροβιλομηχανών της εποχής. Μετά το 1950, εξελίξεις στη σχεδίαση και κατασκευή στροβιλομηχανών επέτρεψαν την πρακτική εφαρμογή στροβιλοϋπερπλήρωσης σε δίχρονους ναυτικούς κινητήρες. Κατόπιν αυτού η χρήση στροβιλοϋπερπλήρωσης αυξήθηκε θεαματικά και επέτρεψε στο δίχρονο κινητήρα να αποκτήσει πλήρη κυριαρχία σαν αργόστροφος ναυτικός κινητήρας αμέσου μεταδόσεως.

Μεγάλη πρόοδος στη στροβιλοϋπερπλήρωση έγινε μετά το Δεύτερο Παγκόσμιο Πόλεμο. Η στροβιλοϋπερπλήρωση αποδείχθηκε η πιο επιτυχής μέθοδος για να μειωθεί το κόστος το βάρος και ο όγκος των εγκαταστάσεων κινητήρων Diesel. Επίσης συνέβαλε στη βελτίωση των επιδόσεων αεροπορικών εμβολοφόρων κινητήρων σε μεγάλα ύψη, σε σύγκριση με κινητήρες φυσικής αναπνοής πριν την επικράτηση του αεροπορικού αεριοστρόβιλου. Στη ναυτιλία, ο στροβιλοϋπερπληρούμενος κινητήρας Diesel κυριαρχεί απόλυτα και σαν κύρια μηχανή αλλά και σαν βοηθητική.

2.3 Βασικά μέρη στροβιλοϋπερπληρωτή

Ο στροβιλοϋπερπληρωτής αποτελείται από 3 βασικά μέρη, όπως φαίνεται στο **σχήμα 2.4**:

- Τον συμπιεστή
- Τον στρόβιλο
- Τα εξαρτήματα των εδράνων ολίσθησης



Σχήμα 2.4: Βασικά μέρη στροβιλοϋπερπληρωτή.

2.3.1 Συμπιεστής

Ο συμπιεστής αυξάνει την πυκνότητα του αέρα μέσω της αύξησης της πίεσης. Από αυτόν απαιτείται μεγάλη παροχή σε σχετικά μέτριες τιμές πίεσης, καθώς και μεγάλο εύρος παροχών λειτουργίας, για να υπάρχει ευελιξία στις διάφορες εφαρμογές υπερπλήρωσης. Διακρίνονται σε θετικού εκτοπίσματος και δυναμικούς. Οι θετικού εκτοπίσματος διακρίνονται σε παλινδρομικούς και περιστροφικούς.

Οι παλινδρομικοί συμπιεστές αποτελούνται από έναν ή περισσότερους κυλίνδρους με έμβολα που εκτοπίζουν συγκεκριμένο όγκο ανά εμβολισμό. Χρησιμοποιούνται κυρίως σε 2-Χ κινητήρες σαν αντλίες αποπλύσεως, με βαθμό απόδοσης 60-70%.

Οι περιστροφικοί συμπιεστές περιλαμβάνουν τους τύπους λοβού, κοχλία, πτερυγίων και έχουν ένα ή περισσότερα περιστρεφόμενα μέρη που είτε συμπλέκονται μεταξύ τους (λοβοί και κοχλίες) είτε εκτοπίζουν έναν ορισμένο όγκο σε κάθε περιστροφή. Χρησιμοποιούνται σαν αντλίες σαρώσεως σε μεσόστροφους κινητήρες και σαν υπερπληρωτές για περιορισμένο βαθμό υπερπλήρωσης σε 4-Χ κινητήρες. Οι δυναμικοί περιλαμβάνουν τους αξονικούς και φυγοκεντρικούς συμπιεστές.

Φυγοκεντρικός συμπιεστής

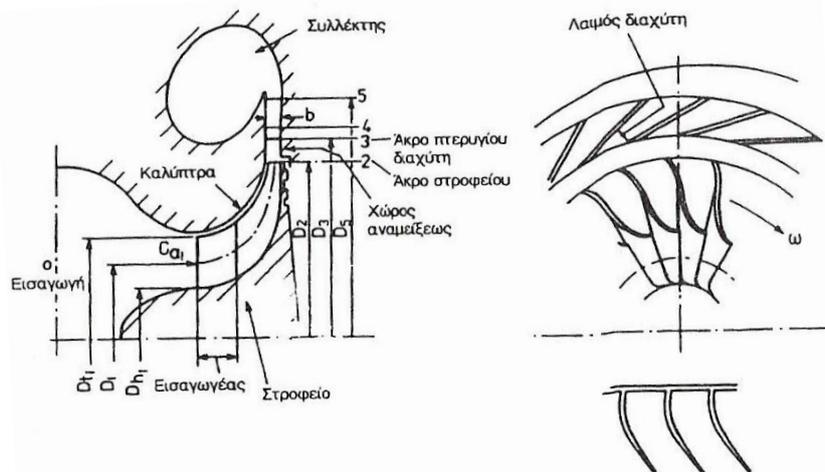
Οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές επιτυγχάνουν σημαντικά υψηλότερους λόγους πύεσεως ανά βαθμίδα (έως 10:1), οπότε καταλαμβάνουν μικρότερο όγκο (compact). Επίσης σε μικρά μεγέθη είναι φθηνότεροι και ευκολότεροι στην κατασκευή με χύτευση, αλλά σε μεγάλα μεγέθη απαιτούν πολύπλοκη μηχανουργική επεξεργασία, που γίνεται με εργαλειομηχανές CNC, ελεγχόμενες από υπολογιστή. Οι φυγοκεντρικοί συμπιεστές είναι πιο στιβαροί στην κατασκευή άρα έχουν μεγαλύτερη αντοχή στη μηχανική διάβρωση, αλλά έχουν και μεγαλύτερη ροπή αδρανείας. Επίσης έχουν ευρύτερη περιοχή σταθερής λειτουργίας αλλά μικρότερο βαθμό αποδόσεως στο σημείο σχεδιασμού και μικρότερη παροχή ανά μονάδα διατομής εισόδου. Είναι δυσκολότερο να σχεδιαστούν, διότι η ροή είναι 3-διάστατη και συνήθως μερικά αποκολλημένη στο ακτινικό τμήμα του συμπιεστή. Σε εφαρμογές υπερπλήρωσης χρησιμοποιούνται αποκλειστικά φυγοκεντρικοί συμπιεστές.

Σε στροβιλοϋπερπληρωτές αρχικά χρησιμοποιήθηκαν φυγοκεντρικοί συμπιεστές με οπισθοκλινή πτερύγια και καλύπτρα (shroud) προερχόμενοι από βιομηχανικούς συμπιεστές αλλά μόνο για χαμηλά επίπεδα υπερπλήρωσεως. Για μεγαλύτερους λόγους πύεσεως (>2:1) λόγω προβλημάτων με φυγοκεντρικές τάσεις εγκαταλείφθηκε η καλύπτρα καθώς και τα οπισθοκλινή πτερύγια και χρησιμοποιήθηκαν ακτινικά πτερύγια και εισαγωγέας (inducer).

Ένας φυγοκεντρικός συμπιεστής (**Σχήμα 2.5**) αποτελείται ουσιαστικά από την πτερωτή και το διαχύτη. Ο αέρας αναρροφάται μέσω ενός φίλτρου (αν υπάρχει) και

μέσω των πτερυγίων συστροφής εισόδου (pre-whirl inlet guide vanes) προς το "μάτι" του στροφείου. Στην είσοδο της περωτής, η ροή οδηγείται προς τους οχετούς της (impeller channels) μέσω του εισαγωγέα. Η περωτή αυξάνει την ενέργεια του ρευστού εκτοξεύοντας το ακτινικά και αυξάνοντας έτσι τη γωνιακή ορμή του. Η στατική πίεση καθώς και η ταχύτητα του ρευστού αυξάνονται κατά τη διέλευση από αυτή. Ο διαχύτης, που έπεται, μετατρέπει την κινητική ενέργεια του ρευστού σε πίεση. Ο διαχύτης μπορεί να είναι τύπου παράλληλων τοιχωμάτων χωρίς πτερύγια (parallel wall vaneless) ή να έχει κάποια διαμόρφωση πτερυγίων ή οχετών.

Μετά το διαχύτη υπάρχει ένας συλλέκτης της ροής που την οδηγεί προς το σωλήνα εξόδου. Η εσωτερική ροή στους φυγοκεντρικούς συμπιεστές είναι ιδιαίτερα περίπλοκη, διότι είναι σαφώς 3-διάστατη, με μεγάλη επίδραση ιξώδους συνήθως έχει περιοχή αποκόλλησης και συχνά είναι ασταθής. Σε ένα συμπιεστή υψηλών επιδόσεων ο εισαγωγέας παράγει το μεγαλύτερο μέρος εσωτερικής διαχύσεως της περωτής, οπότε είναι απαραίτητο να έχει καλές επιδόσεις.



Σχήμα 2.5: Φυγοκεντρικός συμπιεστής

Σχεδιασμός φυγοκεντρικού συμπιεστή

Οι ιδιομορφίες και λειτουργικές απαιτήσεις κάθε εφαρμογής επηρεάζουν το σχεδιασμό συμπιεστών για υπερπλήρωση. Σε ναυτικές μηχανές οι συμπιεστές πρέπει να έχουν μέγιστο βαθμό αποδόσεως και υψηλό λόγο πιέσεων, σε αντίθεση με μικρότερους υπερπληρωτές στους οποίους προέχει το εύρος λειτουργίας και η μικρή ροπή αδρανείας.

Τα στάδια μιας συστηματικής μεθόδου σχεδιασμού, κατάλληλης για νέα σχεδιαστικά προβλήματα, δηλαδή, σχέδια που αποκλίνουν δραστικά από ήδη υπάρχουσες μονάδες περιγράφεται διαγραμματικά.

Μεγάλο μέρος του σχεδιασμού βασίζεται σε προηγούμενη εμπειρία του σχεδιαστή, καθώς και στην πληθώρα στοιχείων από προηγούμενα σχέδια, πειράματα, εφαρμογές που συνήθως υπάρχουν σε μια ειδικευμένη εταιρία.

Ξεκινώντας από τις απαιτήσεις λειτουργίας προτείνεται, με βάση προηγούμενη εμπειρία, ένα προσωρινό σημείο σχεδιασμού του συμπιεστή (παροχή, λόγος πιέσεων, αριθμός στροφών). Κατόπιν ακολουθείται ένας ή περισσότεροι κύκλοι βελτιστοποιήσεως καταλήγοντας στις προδιαγραφές της γεωμετρίας του συμπιεστή καθώς και των χαρακτηριστικών λειτουργίας του.

Αξονικός συμπιεστής

Οι αξονικοί συμπιεστές αποτελούνται από εναλλασσόμενες σειρές κινουμένων πτερυγίων (rotor) και σειρές σταθερών πτερυγίων (stator). Τα πρώτα επιταχύνουν τη ροή ενώ τα δεύτερα διαχέουν τη ροή, αυξάνοντας την πίεση. Ο αξονικός συμπιεστής ήταν ευκολότερο να σχεδιαστούν, διότι η ροή μπορεί να παρασταθεί σχετικά ικανοποιητικά θεωρώντας 2-διάστατη ροή αεροτομών. Επίσης, λόγω της μακρόχρονης εξέλιξης τους κυρίως για εφαρμογές αεροστρόβιλων προώσεως αεροπλάνων, ο μέγιστος βαθμός απόδοσης στα σημεία σχεδίασής τους είναι αρκετά υψηλός. Οι αξονικοί συμπιεστές έχουν μεγάλη παροχή ανά μονάδα διατομής εισόδου, αλλά μικρό λόγο πίεσεως (περίπου 2) ανά βαθμίδα (stator + rotor) και έτσι, για μεγάλες αυξήσεις πίεσεως ο συμπιεστής πρέπει να έχει πολλές βαθμίδες και άρα μεγάλο μήκος.

Αύξηση περιοχής λειτουργίας συμπιεστή

Η περιοχή χρήσιμης λειτουργίας δηλαδή ελάχιστης έως μέγιστης παροχής σε σταθερές στροφές είναι σχετικά περιορισμένη. Επίσης το κόστος κατασκευής των πτερυγίων κυρίως δε των μεγάλων πτερυγίων εισόδου που έχουν συστροφή είναι σχετικά μεγάλο, είναι δε δύσκολο να διατηρηθεί υψηλός βαθμός αποδόσεως με μικρά πτερύγια.

Η περιοχή χρήσιμης λειτουργίας σε παροχή ενός συμπιεστή εξαρτάται από το λόγο πιέσεων και γενικά οι συμπιεστές με υψηλό λόγο πιέσεων ανά βαθμίδα έχουν και σχετικά περιορισμένη περιοχή λειτουργίας, διότι οι αεροδυναμικές επιφάνειες είναι ιδιαίτερα φορτισμένες και μικρές αποκλίσεις από το σημείο σχεδιασμού δεν γίνονται ανεκτές.

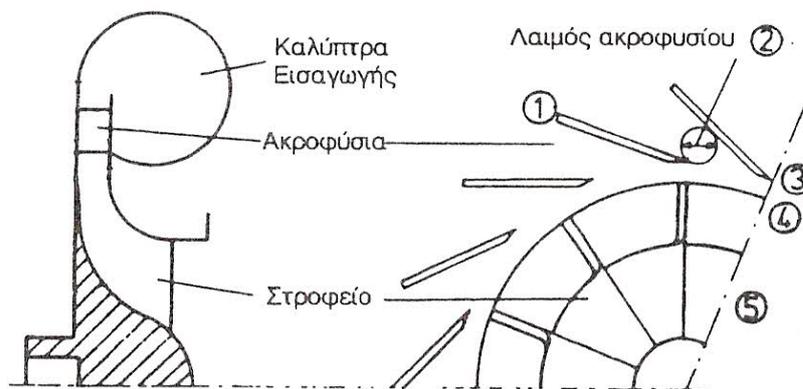
Η επιλογή διαχύτη επίσης παίζει ρόλο στο εύρος λειτουργίας και γενικά ένας πτερυγωτός διαχύτης προσφέρει μικρότερο εύρος αλλά μεγαλύτερο βαθμό αποδόσεως. Η χρήση πτερωτής με οπισθοκλινή πτερύγια, τα οποία αυξάνουν τη σχετική ταχύτητα εισόδου στο διαχύτη καθώς μειώνεται η παροχή σε σταθερές στροφές και παράλληλα καθυστερούν την αποκόλληση της ροής στην πλευρά αναρροφήσεως του οχετού πτερωτής, βοηθά επίσης στην διατήρηση της ευσταθούς λειτουργίας και στην αύξηση του εύρους λειτουργίας.

2.3.2 Στρόβιλος

Ο στρόβιλος παράγει το έργο εξάγοντας ενέργεια από την εκτόνωση ρευστού που βρίσκεται σε υψηλή πίεση. Από αυτούς υπάρχει η απαίτηση, εκτός του μεγάλου εύρους παροχών, της αντοχής στις υψηλές θερμοκρασίες καυσαερίων καθώς και η αξιοπιστία λειτουργίας τους. Διακρίνονται σε ακτινικούς και αξονικούς ανάλογα με τη διεύθυνση της ροής.

Ακτινικός στρόβιλος

Γενικά οι ακτινικοί (ή κεντρομόλοι) στρόβιλοι (**Σχήμα 2.6**) συνήθως χρησιμοποιούνται σε περιοχή παροχών από 0.1 - 2 (kg/s) με λόγους εκτονώσεως 2.5-4 και έτσι εφαρμόζονται σε στροβιλοϋπερπλήρωση μικρών κινητήρων. Οι ακτινικοί στρόβιλοι μοιάζουν με φυγοκεντρικούς συμπιεστές με τα ακροφύσια να αντιστοιχούν στον διαχύτη. Μάλιστα ένας φυγοκεντρικός συμπιεστής αν περιστραφεί ανάποδα θα λειτουργήσει σαν ακτινικός στρόβιλος με ικανοποιητικό βαθμό αποδόσεως. Οι ακτινικοί στρόβιλοι διατηρούν σχετικά υψηλό βαθμό απόδοσης ακόμα και σε πολύ μικρά μεγέθη.



Σχήμα 2.6: Ακτινικός στρόβιλος

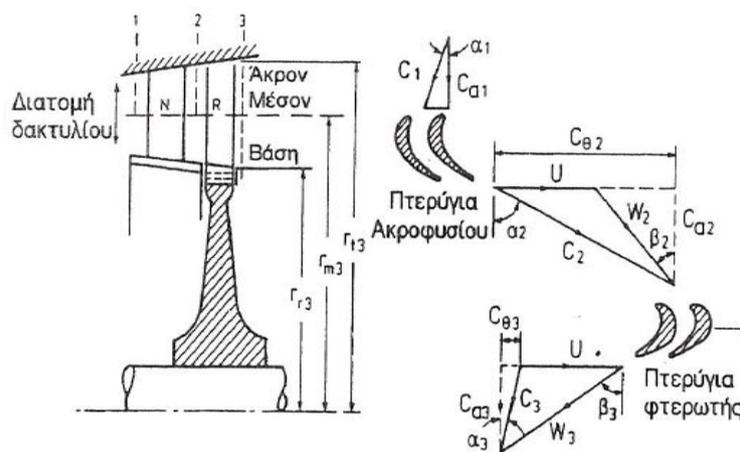
Αξονικός στρόβιλος

Σε εφαρμογές στροβιλοϋπερπλήρωσης μια βαθμίδα-δακτύλιος ακροφυσίων (στάτορας) και περωτή (ρότορας), αρκεί για την εκτόνωση των καυσαερίων υπερπληρωμένων κινητήρων με συμπιεστή μιας βαθμίδας. Σε ειδικές περιπτώσεις πολύ υψηλών λόγων πίεσεως έχουν χρησιμοποιηθεί δύο στροβιλοϋπερπληρωτές με συμπιεστές και στρόβιλους αντίστοιχα εν σειρά (two-stage turbocharging).

Πάντως οι σημερινοί συμπιεστές μπορούν να δώσουν σε μία βαθμίδα λόγο πίεσεων που πρακτικά υπερκαλύπτει τα όρια μέσης πίεσης κινητήρων παραγωγής και

αντίστοιχα οι στρόβιλοι μπορούν να εκτονώσουν αυτές τις πιέσεις με ικανοποιητικό βαθμό αποδόσεως σε μια βαθμίδα.

Το ύψος των πτερυγίων αξονικών στροβίλων για υπερπληρωτές είναι μικρό σε σχέση με την διάμετρο του δίσκου του στροφείου και γι αυτό σε απλές αναλύσεις της ροής η ανάλυση των συνθηκών στο «μέσο ύψος πτερυγίου» δίνει ικανοποιητικά αποτελέσματα. Μία διάταξη αξονικού στροβίλου απεικονίζεται στο **σχήμα 2.7**.



Σχήμα 2.7: Αξονικός στρόβιλος.

Σχεδιασμός στροβίλου

Σε εφαρμογές στροβιλοϋπερπληρωτών για λόγους κατασκευαστικής οικονομίας μία βασική σχεδίαση στροβίλου προσαρμόζεται σε διάφορες απαιτήσεις παροχών και άρα σε διάφορα μεγέθη κινητήρων, μεταβάλλοντας το όριο πνιγμού (choking limit) μέσω μεταβολής του δακτυλίου ακροφυσίων.

Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με διάφορους τρόπους:

- Αλλαγή της γωνίας των πτερυγίων ακροφυσίων.
- Βράχυνση των πτερυγίων ακροφυσίων κατά μήκος.
- Βράχυνση των πτερυγίων ακροφυσίων και στροφείου καθ' ύψος.

Επειδή ο τρίτος τρόπος παρέχει την μεγαλύτερη αλλαγή, οι κατασκευαστές στροβιλοϋπερπληρωτών συνήθως προσφέρουν ένα βασικό τύπο στροφείου με δύο- τρία ύψη πτερυγίων, που καλύπτουν μεγάλο εύρος μεγεθών κινητήρων, καθώς επίσης για κάθε ύψος διάφορους δακτυλίου ακροφυσίων.

Ένας τρόπος να αυξηθούν οι επιδόσεις ενός στροβίλου είναι να εφαρμοσθεί ένας διαχύτης στην έξοδό του. Με αυτόν τον τρόπο γίνεται εκμετάλλευση της κινητικής ενέργειας των καυσαερίων που αλλιώς θα χανόταν λόγω ανάμιξης στον κατάντι οχετό.

Με το διαχύτη ο στρόβιλος αντιλαμβάνεται ότι εργάζεται σε μεγαλύτερο λόγο εκτονώσεως και η ισχύς του αυξάνεται.

Σημειώνεται εδώ ότι διαχύτες εφαρμόζονται και στον αυλό καυσαερίων μεγάλων κινητήρων με σύστημα σταθερής πίεσεως ώστε να χρησιμοποιείται η κινητική ενέργεια των αερίων, μετατρέπομενη ομαλά σε αύξηση της πίεσεως στο δοχείο καυσαερίων πριν το στρόβιλο.

2.3.3 Έδρανα ολίσθησης

2.3.3.1 Διάταξη εδράνων ολίσθησης

Σε έναν υπερπληρωτή με στρόβιλο και συμπιεστή σε κοινό άξονα, υπάρχουν τέσσερις πιθανές διατάξεις εδράνων:

1. Εξωτερικά έδρανα
2. Εσωτερικά έδρανα
3. Εξωτερικό/Εσωτερικό έδρανο
4. Έδρανα στην μια πλευρά.

Οι δύο τελευταίες διατάξεις πρακτικά δεν χρησιμοποιούνται.

Εξωτερικά έδρανα

Διατάξεις με εξωτερικά έδρανα χρησιμοποιούν λεπτότερους άξονες στα έδρανα απ' ότι μεταξύ των στροβιλομηχανών, όπου ο άξονας πρέπει να φέρει την ισχύ του στροβίλου προς το συμπιεστή. Επίσης επειδή η απόσταση μεταξύ των εδράνων είναι σχετικά μεγάλη, ακτινικά φορτία σε περίπτωση προβλημάτων ζυγοσταθμίσεως του στροφείου δεν είναι μεγάλα.

Η διάταξη προσφέρεται για αυτόνομα συστήματα λιπάνσεως, για κάθε έδρανο, που είναι απαραίτητα αν χρησιμοποιούνται κύλινδρο- ή ενσφαιροτριβείς σε αντίθεση με τα κουζινέτα, που μπορούν να λειτουργήσουν με το λιπαντικό λάδι του κινητήρα. Επίσης η θέση των εξωτερικών εδράνων επιτρέπει εύκολη προσπέλαση για έλεγχο και συντήρηση. Το κυριότερο μειονέκτημα είναι η αναγκαία μορφολογία της ροής εισόδου στο συμπιεστή, που αναγκαστικά λόγω της υπάρξεως του συγκροτήματος εδράνου δεν μπορεί να οδηγείται σε ευθεία προς τον εισαγωγέα του συμπιεστή. Επίσης οι στυλίσκοι στηρίξεως του περιβλήματος του εδράνου παρεμβάλλονται στη ροή προς το συμπιεστή και μπορεί να διεγείρουν ταλαντώσεις των πτερυγίων του.

Εσωτερικά έδρανα

Τα εσωτερικά έδρανα αφήνουν ανεμπόδιστη προσαγωγή αέρα και καυσαερίων. Η διάταξη αυτή επιτρέπει σχεδίαση ευπροσάρμοστων εξαρτημάτων όπως ο συμπιεστής, το συγκρότημα εδράνων, ο στρόβιλος μαζί με τον άξονα, το κέλυφος του στροβίλου και του συμπιεστή, με αποτέλεσμα εύκολη εξάρμωση των τμημάτων για επιθεωρήσεις, αλλά όχι και των ιδίων των εδράνων, που είναι λιγότερο επισκέψιμα. Επειδή τα έδρανα βρίσκονται κοντά μεταξύ τους η τυχόν έλλειψη ζυγοστάθμισης του στροφείου και το βάρος του προβάλλοντος τροχού του στροβίλου μπορούν να δημιουργήσουν προβλήματα ταλαντώσεων. Η διάμετρος των εδράνων είναι αναγκαστικά μεγαλύτερη, επειδή εφαρμόζουν στον άξονα μεταξύ στροβίλου και συμπιεστή, και αυτό αυξάνει τις απώλειες τριβών. Σε απλά έδρανα χρησιμοποιείται το λιπαντικό του κινητήρα.

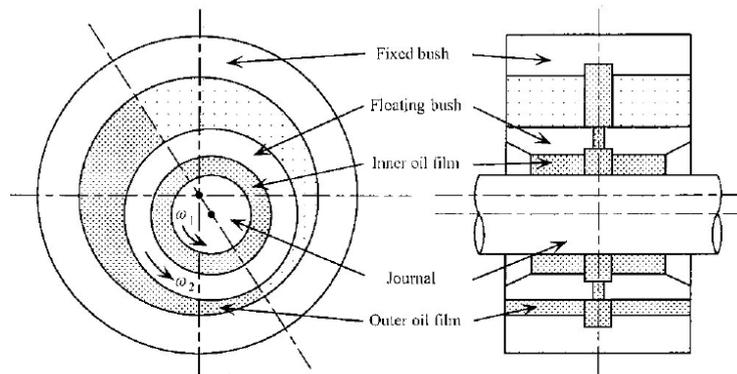
2.3.3.2 Είδη εδράνων

Floating ακτινικά έδρανα

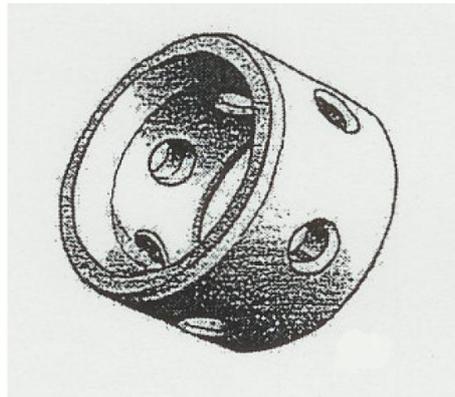
Αυτά τα έδρανα χρησιμοποιούνται για την αντιμετώπιση των ακτινικών φορτίων κατά την περιστροφή της ατράκτου. Απαιτούν υψηλό βαθμό ζυγοστάθμισης επειδή η συντήρησή τους δεν είναι ικανοποιητική με τα σημερινά δεδομένα. Βρίσκουν εφαρμογή κυρίως σε μεγάλο μεγέθους αργόστροφες μηχανές. Χρησιμοποιούνται και σε μικρού μεγέθους υψηλόστροφες μηχανές, όμως πρέπει να περιέχουν επιπλέον ένα εξωτερικό στρώμα λιπαντικού μεταξύ εδράνου-έδρασης εκτός του εσωτερικού μεταξύ εδράνου-άξονα (**Σχήμα 2.8**), ώστε να έχουν αυξημένη μηχανική αντοχή και καλή συμπεριφορά σε ταλαντώσεις. Στα πλήρως Floating έδρανα απαιτείται να ληφθεί υπόψη ο έλεγχος του στρώματος του λιπαντικού με τις διάφορες διατάξεις που χρησιμοποιούνται. Κατά την περιστροφή του άξονα υπάρχει κίνδυνος λιπαντικό να διαφύγει από τις οπές από τις οποίες τροφοδοτείται στα έδρανα (**Σχήμα 2.9**), με αποτέλεσμα να εξαφανιστεί το στρώμα του λιπαντικού. Πρέπει λοιπόν η πίεση εισαγωγής του λιπαντικού να είναι μεγαλύτερη της πίεσεως διαφυγής αυτού. Επίσης, το υλικό της έδρασης πρέπει να είναι συμβατό με την περιστροφή του εδράνου. Συνήθως χρησιμοποιείται χυτοσίδηρος ή αλουμίνιο με έδρανα από χυτοσίδηρο ή ατσάλι. Τέλος, χρειάζονται κάποιο είδος στήριξης για την αποφυγή κίνησης κατά μήκος του άξονα. Αυτό το πρόβλημα λύνεται με τα **semi-floating** έδρανα. Για να είναι αυτά αποτελεσματικά το εσωτερικό στρώμα λιπαντικού πρέπει να είναι «σφιχτό» για να μπορεί να μεταφέρει την κίνηση του άξονα. Αυτό επιτυγχάνεται με μικρή ανοχή μεταξύ εδράνου-άξονα, κάτι που όμως αυξάνει την θερμοκρασία του στρώματος αυτού.

Η δύναμη που μεταφέρεται στα έδρανα αυτά είναι ανάλογη της 3^{15} δύναμης της διαμέτρου τους και της 2^{15} δύναμης της ταχύτητας περιστροφής. Δίνεται από την

εξίσωση $P_b = \frac{\pi \mu \omega^2 L D^3}{4 \epsilon_r}$. Μικρή διάμετρος είναι επιθυμητή, όμως έτσι μειώνεται το εσωτερικό στρώμα λιπαντικού επηρεάζοντας την αντοχή του άξονα στα ακτινικά φορτία. Έτσι σε μεγάλου μεγέθους αργόστροφες μηχανές οι απώλειες εδράνων αποτελούν το 2-3% της ισχύος του άξονα, ενώ σε μικρού μεγέθους υψηλόστροφες μηχανές φτάνουν μέχρι και 10% ή παραπάνω.



Σχήμα 2.8: Floating ακτινικό έδρανο: Διάταξη των στρωμάτων ελαίου.



Σχήμα 2.9: Floating ακτινικό έδρανο με έξι οπές λίπανσης.

Σφαιρικά-κυλινδρικά (Ball-roller bearings)

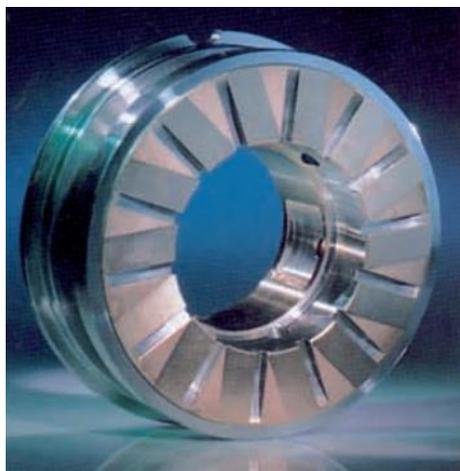
Αυτά έχουν χαμηλές απώλειες τριβών το οποίο αποτελεί πλεονέκτημα στην εκκίνηση από κρύο όπου το ιξώδες του λιπαντικού είναι υψηλό, σε επιδόσεις επιταχύνσεως σε αλλαγές φορτίου, καθώς και σε χαμηλές στροφές. Αυτό συνιστά τη χρήση τους σε μεγάλου μεγέθους μηχανές (π.χ ναυτικοί κινητήρες). Οι απώλειες τριβών αποτελούν περίπου το 10% των αντίστοιχων floating. Η εξέλιξη της τεχνολογίας στα κεραμικά υλικά και στα μικρής διαμέτρου έδρανα έχουν οδηγήσει στη βελτίωση των ιδιοτήτων τους στις εφαρμογές υψηλών και μεσαίων ταχυτήτων (μικρές μηχανές). Οι

κυλινδροτριβείς επιτρέπουν υψηλή υπερφόρτιση για μικρά διαστήματα και επίσης εξακολουθούν να λειτουργούν ικανοποιητικά αν υπάρξει πρόβλημα στη παροχή λιπάνσεως. Αυτό είναι σπάνιο αν χρησιμοποιηθεί αυτόνομο σύστημα λιπάνσεως το οποίο παρέχει λιπαντικό στα έδρανα μέσω γραναζωτής κινούμενης από τον άξονα αντλίας ή με διάφορα άλλα συστήματα όπως εμβαπτιζόμενου δίσκου σε μικρή ελαιολεκάνη. Το χωριστό από τον κινητήρα σύστημα λιπάνσεως επιτρέπει την χρήση λεπτόρρευστου λαδιού, που μειώνει περαιτέρω τις τριβές.

Γωνιακής επαφής σφαιρικά έδρανα μπορούν να χρησιμοποιηθούν για παραλαβή και αξονικών φορτίων και στις 2 κατευθύνσεις, αρκεί να μην αυξηθεί η ταχύτητα περιστροφής στο σημείο σχεδιασμού. Παράδειγμα εφαρμογής αποτελεί η παραλαβή αξονικών φορτίων αξονικού στροβίλου, όπου τα φορτία ασκούνται στην ίδια κατεύθυνση.

Απλά έδρανα (Plain bearings)

Οι απλοί τριβείς (Σχήμα 2.10) έχουν μεγάλη διάρκεια χρήσιμης ζωής (20000+ ώρες). Μπορούν να τροφοδοτηθούν χωρίς πρόβλημα από το σύστημα λιπάνσεως του κινητήρα, το λιπαντικό όμως πρέπει να περνά από φίλτρο 0.05 mm. Μερικές φορές κυρίως σε μικρότερους υπερπληρωτές τα έδρανα "κολυμπούν" στο λάδι και περιστρέφονται με περίπου 20% των στροφών του άξονα κατά την λειτουργία.



Σχήμα 2.10: Απλό (Plain) ακτινικό έδρανο

Η διάταξη αυτή εξασφαλίζει απόσβεση των κραδασμών, μείωση του θορύβου και εξισορρόπηση μικρών προβλημάτων ζυγοστάθμισης του στροφείου. Γενικά τα απλά έδρανα έχοντας μεγαλύτερες ανοχές επηρεάζονται λιγότερο από προβλήματα ζυγοσταθμίσεως λόγω πχ. επικαθίσεων καπνού στα περύγια του στροβίλου. Όμως σε μεγάλα ακτινικά φορτία στα έδρανα αυτά, μπορεί να παρατηρηθούν φαινόμενα συντονισμού και μείωσης του πάχους του στρώματος ελαίου, οπότε σε ορισμένους μεγάλους στροβιλοϋπερπληρωτές χρησιμοποιούνται αντί έδρανα με συνεχή επιφάνεια

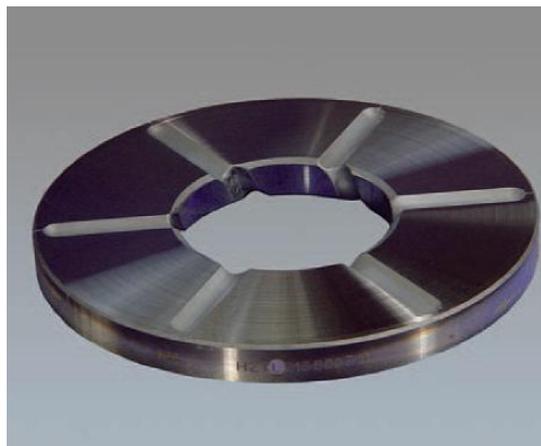
εδράσεως, έδρανα με κυλινδρικούς τομείς εδράσεως που επιτρέπουν την αναπλήρωση του λιπαντικού στρώματος.

Ωστικά έδρανα (Thrust bearings)

Σε ορισμένες διατάξεις στροβιλοϋπερπληρωτών, τμήμα της αξονικής ώσης του στροβίλου ισορροπείται από την ώση του συμπιεστή. Παρόλα αυτά σε περιπτώσεις λειτουργίας εκτός σημείου σχεδίασης, καθώς και σε περιπτώσεις μεταβατικής λειτουργίας υπάρχει σημαντική αξονική συνιστώσα η οποία απαιτείται να αντιμετωπιστεί με κάποια μορφή ωστικού εδράνου. Στο **σχήμα 2.11** απεικονίζεται ένα ωστικό έδρανο με έξι τομείς.

Σε αντίθεση με τα έδρανα του άξονα, που παραλαμβάνουν σχετικά μικρά φορτία, το ωστικό έδρανο μπορεί να υφίσταται σημαντική φόρτιση, ειδικά σε μεγάλου μεγέθους μηχανές. Ο σχεδιασμός τους αποτελεί συμβιβασμό αντικρουόμενων απαιτήσεων. Αφενός απαιτούνται μικρής διαμέτρου έδρανα, αφετέρου ελάχιστες δυνατές απώλειες λόγω τριβών. Όμως όσο μικραίνει η διάμετρος τόσο δυσκολότερη είναι η απαγωγή της θερμότητας με αποτέλεσμα την αύξηση της συνεκτικότητας, το πάχος του στρώματος λιπαντικού μπορεί να γίνει πολύ μικρό με κίνδυνο διεπαφής μετάλλου με μέταλλο. Σε περιπτώσεις μόλυνσεως του λιπαντικού τα σωματίδια θα επιφέρουν μεγάλες φθορές στο ωστικό έδρανο. Αν όμως το έδρανο σχεδιαστεί μεγαλύτερο οπότε η φόρτιση ανά μονάδα επιφάνειας είναι μικρότερη και το στρώμα λαδιού παχύτερο, τότε οι απώλειες λόγω τριβών θα αυξηθούν.

Τα έδρανα του άξονα λόγω μικρών φορτίων μπορούν να έχουν μεγάλο πάχος στρώματος λαδιού και έτσι δεν επηρεάζονται από μόλυνση του λιπαντικού. (Σημειώνεται ότι μόλυνση του λιπαντικού είναι πιο πιθανή σε 4-X κινητήρες που λειτουργούν με βαρέα καύσιμα). Όμως υπερβολικό πάχος λιπαντικού μπορεί να οδηγήσει σε ρευστοδυναμική αστάθεια λιπάνσεως σε υψηλές στροφές άξονα. Εκτός της μεθόδου των τομέων στο έδρανο, υπάρχει δυνατότητα αντί για έδρανο κυκλικής διατομής να χρησιμοποιηθεί έδρανο ελαφρά έκκεντρο με ελλειψοειδή διατομή, αφού προηγηθεί δυναμική ανάλυση του στροφείου. Τέλος η σχεδίαση του στροβίλου και του συμπιεστή έχει σημαντική επίδραση στις απαιτήσεις του ωστικού εδράνου. Ο αξονικός στρόβιλος μηδενικού βαθμού αντίδρασης παραλαμβάνει ιδανικά τα στατικά φορτία που αναπτύσσονται στο ρότορα και συνεπώς η συνεισφορά των φορτίων αυτών στο αξονικό φορτίο είναι αμελητέα. Παρόλα αυτά συνήθως προτιμάται στρόβιλος ενδιάμεσου βαθμού αντίδρασης λόγω καλύτερης αεροδυναμικής συμπεριφοράς. Ο ακτινικός στρόβιλος δεν δίνει τη δυνατότητα ελέγχου του βαθμού αντίδρασης και συνεπώς του αξονικού φορτίου. Στον ακτινικό συμπιεστή μπορεί να αυξηθεί η διάμετρος εξόδου της περωτής με αποτέλεσμα την αύξηση της στατικής πίεσης εξόδου της. Αυτό συνεπάγεται αύξηση της δύναμης στο πίσω μέρος του δίσκου και εξισορρόπηση της αξονικής συνιστώσας. Το ίδιο αποτέλεσμα μπορεί να επιτευχθεί αν χρησιμοποιηθεί περωτή με οπισθοκλινή περύγια.



Σχήμα 2.11: Ωστικό έδρανο με έξι τομείς

2.3.3.3 Σύστημα λιπάνσεως εδράνων

Το σύστημα λιπάνσεως σχεδιάζεται έτσι ώστε να προσφέρει προστασία στον στροβιλοϋπερπληρωτή σε περίπτωση κρατήσεως ανάγκης της μηχανής, ώστε το λιπαντικό να απάγει την παραμένουσα θερμότητα των μεταλλικών μερών ή κατά την εκκίνηση, κατά την οποία υπάρχει ένα χρονικό διάστημα μεταξύ της εκκίνησης του κινητήρα και της άφιξης του λιπαντικού σ' αυτόν. Συνήθως η λίπανση γίνεται μέσω του λιπαντικού του κινητήρα προκειμένου να αποφύγουμε την πολυπλοκότητα εγκατάστασης ξεχωριστού συστήματος λίπανσης. Όμως σε ορισμένες διατάξεις κρίνεται απαραίτητη η χρήση δεξαμενής λιπαντικού που τροφοδοτεί τον υπερπληρωτή μέσω βαρύτητας για 15-20 min.

Στους μικρότερους υπερπληρωτές η σχεδίαση της λιπάνσεως των εδράνων είναι τέτοια ώστε σε περίπτωση κρατήσεως ανάγκης με μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων (π.χ. 550 °C) και μέγιστες στροφές υπερπληρωτή (π.χ. 25.000 rpm) με αρχική θερμοκρασία λαδιού 750 °C, το λιπαντικό θα απάγει αρκετή θερμότητα από τα έδρανα χωρίς υπερθέρμανση μέχρι να σταματήσει η περιστροφή του στροφείου.

2.3.3.4 Προβλήματα εδράνων

Ελλiptής λίπανση

Η ελλiptής λίπανση μπορεί να προκληθεί από διακοπή της παροχής λαδιού κατά τη διάρκεια κανονικής λειτουργίας ή λόγω καθυστέρησης κατά την εκκίνηση. Το χαρακτηριστικό της βλάβης εδράνων από έλλειψη λίπανσης είναι η φθορά της εσωτερικής τους επιφάνειας. Μία μικρή φθορά τους είναι ανεκτή μέσω του εύρους

ανοχών για την κάθε εφαρμογή. Όμως μεγάλες και συστηματικές διαρροές έχουν ως αποτέλεσμα δυναμική αστάθεια, υπερβολική κίνηση του άξονα και τελικά αστοχία υλικού. Μία ακόμη βλάβη που μπορεί να προκληθεί από την ελλιπή λίπανση είναι στο χείλος των περυγίων του συμπιεστή και του στροβίλου από ταλαντώσεις της ατράκτου.

Αυτές οι βλάβες διακρίνονται στην εσωτερική επιφάνεια των εδράνων σε τέτοιο σημείο που ακόμη και αν λόγω των υπερβολικών φορτίων αυτά παραμορφωθούν, η εξωτερική τους επιφάνεια μπορεί να παραμείνει άθικτη.

Μόλυνση λιπαντικού

Αυτό το φαινόμενο παρουσιάζεται περισσότερο σε μεγάλες Diesel μηχανές λόγω των βαρέων αποσταγμάτων καυσίμου που χρησιμοποιούν. Μικρές ποσότητες σωματιδίων διαρρέουν στο λιπαντικό είτε λόγω ελλιπούς προστασίας του από το κέλυφος, είτε λόγω λειτουργίας χωρίς φίλτρα λαδιού ή μη αλλαγής αυτών ή κατά τη διάρκεια της συντήρησης, λόγω ελλειψών μέτρων προστασίας.

Το χαρακτηριστικό της μόλυνσης αυτής είναι η βλάβη της εξωτερικής επιφάνειας των εδράνων διότι λόγω των φυγόκεντρων δυνάμεων τα βαριά κατάλοιπα καταλήγουν σ' αυτή. Σε αυτή την περίπτωση, η εσωτερική επιφάνεια παραμένει σχεδόν άθικτη όμως υλικό του εδράνου μπορεί κυριολεκτικά να κολλήσει πάνω στον άξονα.

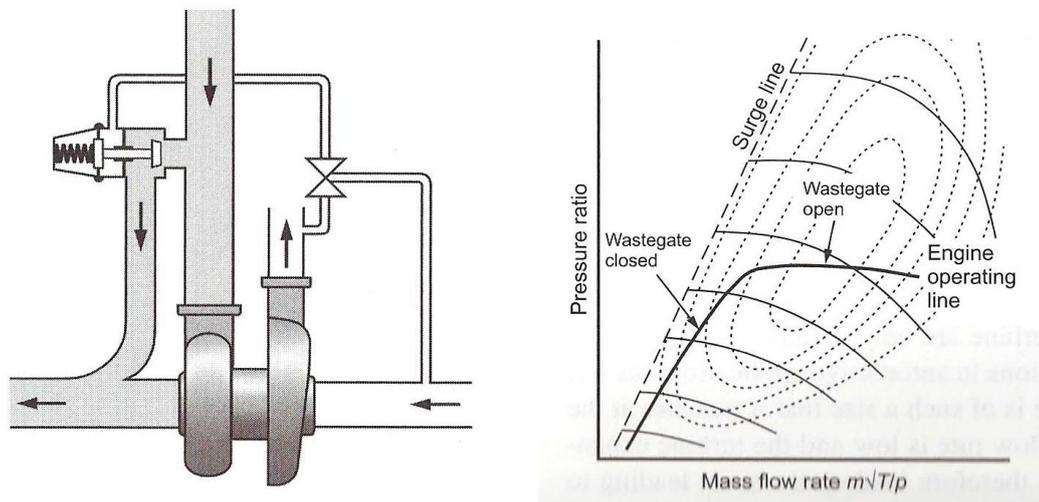
2.4 Συστήματα εξέλιξης στροβιλοϋπερπληρωτών

Αν ο συμπιεστής είναι σχεδιασμένος να αποδίδει υψηλό λόγο πίεσεως σε μια βαθμίδα τότε αναγκαστικά τα αεροδυναμικά φορτία στις αεροδυναμικές επιφάνειες στροφείου και διαχύτη θα είναι υψηλά, ώστε η μετακίνηση από το σημείο σχεδιασμού να συνεπάγεται γρήγορη πτώση του βαθμού απόδοσης ή και αστάθεια. Έτσι η χρήσιμη περιοχή σταθερής λειτουργίας για τέτοιους συμπιεστές είναι τόσο στενή, ώστε ένας κινητήρας να αντιμετωπίζει περιορισμούς πεδίου λειτουργίας ακόμα και σε περιπτώσεις που δεν απαιτείται ιδιαίτερα μεγάλο εύρος πεδίου. Σε προβλήματα εύρους λειτουργίας έχουν προταθεί οι λύσεις παράκαμψης καυσαερίων και στροβιλομηχανών μεταβλητής γεωμετρίας.

2.4.1 Σύστημα παράκαμψης καυσαερίων

Το σύστημα παράκαμψης καυσαερίων αποτελεί την πιο απλή και ευρέως χρησιμοποιούμενη λύση στις εφαρμογές υπερπλήρωσης. Η χρήση της προϋποθέτει τη σύζευξη σε χαμηλή ταχύτητα περιστροφής κινητήρα. Αποτελείται από μια βαλβίδα που επιτρέπει στα καυσαέρια να παρακάμψουν το στρόβιλο. Το **σχήμα 2.12** δείχνει αυτή την αρχή, στην οποία η πίεση υπερπλήρωσης δρα ως ένα διάφραγμα, ανοίγοντας την βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων όταν η πίεση υπερπλήρωσης φτάνει ένα προδιαγεγραμμένο όριο. Στη συνέχεια η πίεση υπερπλήρωσης παραμένει σχεδόν

σταθερή, επιτρέποντας έτσι τη λειτουργία στη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής χωρίς να φθάσει ο συμπιεστής στην περιοχή της πάλμωσης, κάτι που δεν θα ήταν δυνατό χωρίς τη χρήση της βαλβίδας παράκαμψης καυσαερίων.



Σχήμα 2.12: Αριστερά: Σύστημα παράκαμψης καυσαερίων. Δεξιά: Γραμμή λειτουργίας στο χάρτη συμπιεστή με το σύστημα παράκαμψης καυσαερίων.

Αυτό το σύστημα έχει πολλά προτερήματα σε σχέση με την βαλβίδα ευρείας εκτόνωσης. Το κύριο όφελος είναι ότι, εφόσον δεν περνάνε όλα τα καυσαέρια μέσα από το στρόβιλο, και μόνο ο απαιτούμενος για τη μηχανή αέρας περνά μέσα από το συμπιεστή, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μικρότερος στρόβιλο-υπερπληρωτής (συγκεκριμένα στρόβιλος). Ο μικρός στρόβιλο-υπερπληρωτής είναι πιο ικανός να παρέχει επαρκή πίεση υπερπλήρωσης σε μικρές ταχύτητες (όταν η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων είναι κλειστή) και μειώνει την υστέρηση του στρόβιλο-υπερπληρωτή λόγω της χαμηλότερης του αδράνειας, ιδιαίτερα όταν η βαλβίδα παράκαμψης καυσαερίων είναι κλειστή κατά την επιτάχυνση.

Τα κύρια προβλήματα των βαλβίδων παράκαμψης καυσαερίων είναι το κόστος και η πιθανή αναξιοπιστία, λόγω των πολύ μεγάλων θερμοκρασιών και του διαβρωτικού περιβάλλοντος στο οποίο δρουν. Η ικανοποίηση των δύο αυτών περιορισμών είναι ένα δύσκολο σχεδιαστικό πρόβλημα, αλλά στρόβιλο-υπερπληρωτές με ενσωματωμένα συστήματα βαλβίδων παράκαμψης καυσαερίων, είναι σήμερα διαθέσιμα.

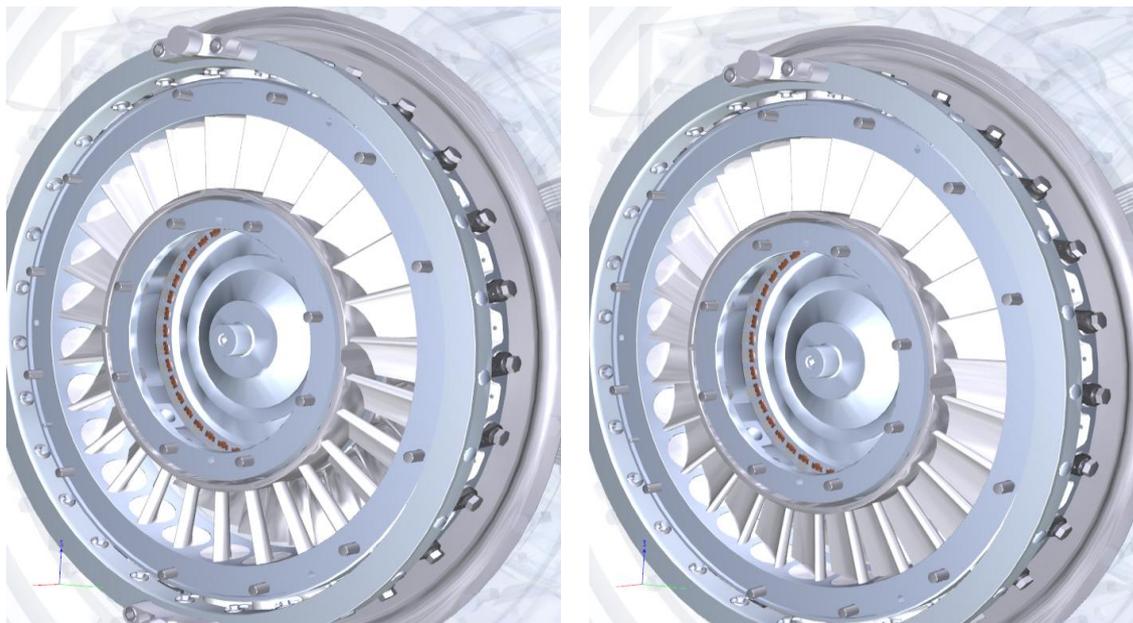
2.4.2 Στρόβιλος Μεταβλητής γεωμετρίας (Variable Geometry Turbine ή VGT)

Λόγω των διαφορών στα χαρακτηριστικά λειτουργίας κινητήρα-στρόβιλο-υπερπληρωτή, ο ιδανικός στρόβιλος θα έπρεπε να έχει μικρή ενεργό διατομή σε χαμηλές ταχύτητες και μεγάλη σε μεγάλες ταχύτητες. Η βαλβίδα παράκαμψης το

κατορθώνει αυτό αυξάνοντας την συνολική ενεργό διατομή στα καυσαέρια εξόδου στις υψηλές ταχύτητες. Αυτός ο τρόπος όμως συνεπάγεται απώλειες, αφού η διαθέσιμη ενέργεια των καυσαερίων που διέρχονται μέσω της βαλβίδας δεν αξιοποιείται. Μια πιο αποδοτική λύση θα ήταν ένα σύστημα μεταβλητής γεωμετρίας που θα μπορούσε να πραγματοποιήσει σύζευξη με τον κινητήρα σε κάθε περίπτωση λειτουργίας.

Πιο αποδοτική είναι η μεταβολή της γεωμετρίας του στροβίλου, έτσι ώστε να μπορεί να αυξήσει την αποδιδόμενη ισχύ στροβίλου σε χαμηλά φορτία μηχανής και να αποτρέψει την υπερβολική υπερπλήρωση σε υψηλά φορτία. Στην περίπτωση αυτή είναι δυνατόν να μεταβάλλεται η χαρακτηριστική του στροβίλου συναρτήσει της μεταβολής των συνθηκών (μεταβολή φορτίου) διευρύνοντας έτσι το πεδίο λειτουργίας του υπερπληρωτή. Πρέπει εδώ να επισημάνουμε ότι η χρήση συμπίεστη με μεταβλητή γεωμετρία δεν προκαλεί κάποια ουσιώδη μεταβολή στο σύστημα, παρόλα αυτά η χρήση τους δεν είναι σπάνια καθώς προστατεύει τον συμπίεστη σε χαμηλές στροφές, επιτρέποντας του να δουλέψει στην περιοχή ασφαλούς λειτουργίας. Η πολυπλοκότητα όμως που δημιουργείται στην ροή τον καθιστά όχι ιδιαίτερα επιθυμητό.

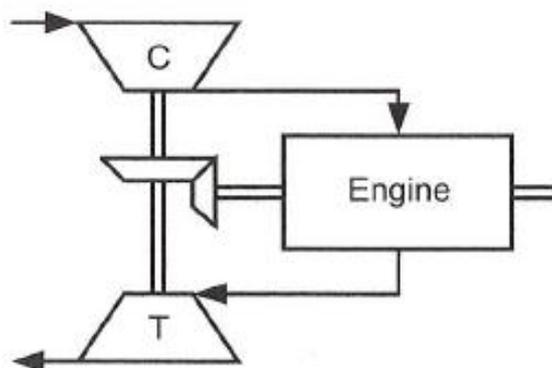
Ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας, που είναι γνωστός ως Variable Geometry Turbine (VGT) , έχει μικρά κινούμενα πτερύγια τα οποία μπορούν να κατευθύνουν τη ροή των καυσαερίων μεταβάλλοντας παράλληλα την ταχύτητα αυτών. Με τα κινούμενα αυτά πτερύγια επιτυγχάνεται δηλαδή μεταβολή της ενεργού διατομής του ακροφυσίου του στροβίλου, όπως φαίνεται στο **σχήμα 2.13**. Η γωνία των πτερυγίων ποικίλει ανάλογα με τις στροφές του κινητήρα ώστε να βελτιστοποιηθεί η λειτουργία του υπερπληρωτή, έχοντας ως άμεσο επακόλουθο την ελαχιστοποίηση του turbo lag, όπως είναι γνωστή η καθυστέρηση της απόκρισης του υπερπληρωτή. Συγκεκριμένα, στις χαμηλές στροφές του κινητήρα τα πτερύγια «κλείνουν» μεταξύ τους φράζοντας τον δρόμο στα καυσαέρια. Έτσι, αποκτούν μεγαλύτερη ταχύτητα ροής και γυρνούν πιο γρήγορα τον στροβιλοσυμπιεστή. Όσο οι στροφές αυξάνονται τόσο αυξάνεται και ο όγκος των καυσαερίων. Σταδιακά τα πτερύγια «ανοίγουν» το μεταξύ τους διάκενο επιτρέποντας στα καυσαέρια να περάσουν πιο εύκολα και να μειωθεί η ταχύτητα τους. Έτσι, η πίεση του στροβιλοσυμπιεστή διατηρείται στα πιο αποδοτικά επίπεδα χωρίς να κινδυνεύει από υπερπίεση.



Σχήμα 2.13:α. Ανοιχτά πτερύγια στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT),β. Κλειστά πτερύγια στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας (VGT).

2.4.3 Σύνθετη μηχανική στροβιλοϋπερπλήρωση

Στη σύνθετη μηχανική στροβιλοϋπερπλήρωση, υπάρχει μηχανική σύνδεση και μεταφορά ισχύος μεταξύ του άξονα του κινητήρα και του στροβιλοϋπερπληρωτή. Η πιο απλή μορφή σύνδεσης κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή φαίνεται στο **σχήμα 2.14**, όπου η σύνδεση είναι απευθείας.

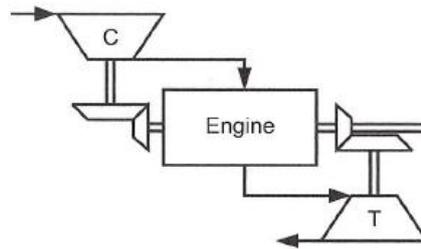


Σχήμα 2.14: Απευθείας σύνδεση κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή.

Το μειονέκτημα αυτής διάταξης είναι ότι στις χαμηλές ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα, η ταχύτητα του στροβιλοϋπερπληρωτή εξαναγκάζεται να είναι επίσης χαμηλή με αποτέλεσμα να περιορίζεται η παροχή ισχύος από το στρόβιλο. Σε κάποιες

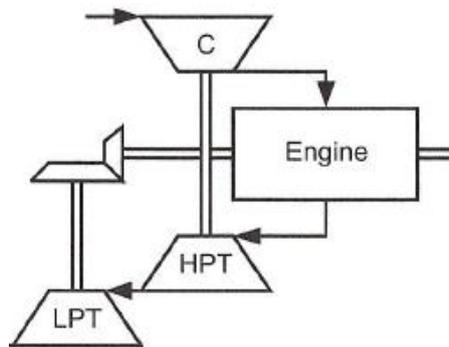
περιπτώσεις, είναι δυνατό ο στρόβιλος να μην διαθέτει την απαραίτητη ισχύ για την κίνηση του συμπιεστή και η λειτουργία του να αποτελεί απώλεια ισχύος στο σύστημα.

Το πρόβλημα μπορεί να λυθεί με τη χρήση συστήματος μετάδοσης μεταβλητής ταχύτητας, δεδομένης αναλογίας μετάδοσης (Σχήμα 2.15), κάτι όμως που αυξάνει την πολυπλοκότητα του συστήματος. Το πλεονέκτημα της χρήσης της μετάδοσης μεταβλητής ταχύτητας, επιτρέπει τη λειτουργία του συμπιεστή και του στροβίλου σε διαφορετικές ταχύτητες, γεγονός που βελτιώνει τη λειτουργία σε χαμηλές ταχύτητες και φορτία.



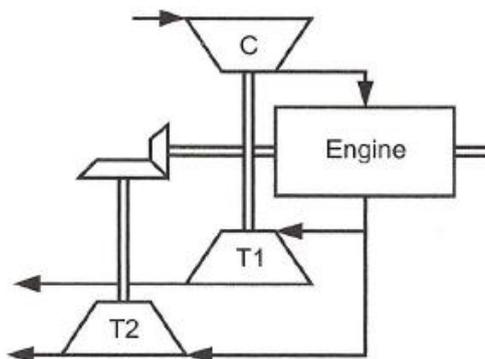
Σχήμα 2.15: Ξεχωριστή σύνδεση συμπιεστή-στροβίλου.

Η χρήση στροβίλου ισχύος αποτελεί την πιο συνήθη μορφή μηχανικής σύνδεσης και επιτρέπει το στροβιλοϋπερπληρωτή να λειτουργεί με τη δική του ταχύτητα περιστροφής. Η διάταξη αυτή απεικονίζεται στο σχήμα 2.16. Ο στρόβιλος ισχύος, επειδή διαχειρίζεται καυσαέριο χαμηλότερης πυκνότητας, μπορεί να είναι μεγαλύτερος και να κινείται με μικρότερη ταχύτητα από αυτή του στροβιλοϋπερπληρωτή, κάτι που διευκολύνει το πρόβλημα της μετάδοσης του κιβωτίου.



Σχήμα 2.16: Εν σειρά μηχανική σύνδεση με στρόβιλο ισχύος.

Σε μεγάλες μηχανές Diesel, η εν σειρά σύνδεση μπορεί να έχει ως αποτέλεσμα ο στρόβιλος ισχύος να είναι πολύ ογκώδης και ακριβός. Στην περίπτωση αυτή προτιμάται η παράλληλη σύνδεση, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.17.



Σχήμα 2.17: Παράλληλη μηχανική σύνδεση με στρόβιλο ισχύος.

Ο ρόλος του στροβίλου ισχύος είναι η παροχή ισχύος στο σύστημα. Ο συμπιεστής όμως πρέπει να κινείται ώστε να παρέχει την απαραίτητη αύξηση πίεσης στον κινητήρα και έτσι η πίεση εξόδου των καυσαερίων από αυτόν αυξάνει. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του αντλητικού έργου του κινητήρα, λόγω μείωσης της διαφοράς των πιέσεων εκατέρωθεν αυτού ως αποτέλεσμα της χρήσης του στροβίλου ισχύος.

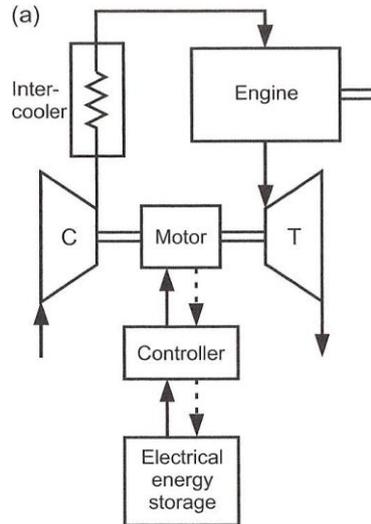
Επειδή η παρεχόμενη ισχύς με τη χρήση του στροβίλου ισχύος αυξάνει με την αύξηση του φορτίου του κινητήρα, αυτή η σύνδεση βολεύει καλύτερα υψηλόστροφους κινητήρες. Δεν συνίσταται σε εφαρμογές αυτοκίνησης, όπου ο κινητήρας λειτουργεί για μεγάλο χρονικό διάστημα σε μερικό φορτίο.

Με τη σύνθετη μηχανική στροβιλοϋπερπλήρωση η απόδοση του στροβιλοϋπερπληρωτή είναι αυξημένη σε σχέση με την απλή στροβιλοϋπερπλήρωση. Αυτό σημαίνει ότι μπορεί να μειωθεί ο λόγος πίεσης του στροβίλου, είτε επειδή απαιτείται λιγότερη ισχύς για την κίνηση του συμπιεστή, είτε επειδή η ικανότητα εκμετάλλευσης των καυσαερίων από το στρόβιλο είναι βελτιωμένη, είτε και τα δύο. Για δεδομένες συνθήκες εξόδου του κινητήρα, υπάρχει διαθέσιμη μεγαλύτερη πτώση πίεσης στο στρόβιλο ισχύος κάτι που αυξάνει την παρεχόμενη ισχύ στο σύστημα.

2.4.4 Σύνθετη ηλεκτρική στροβιλοϋπερπλήρωση

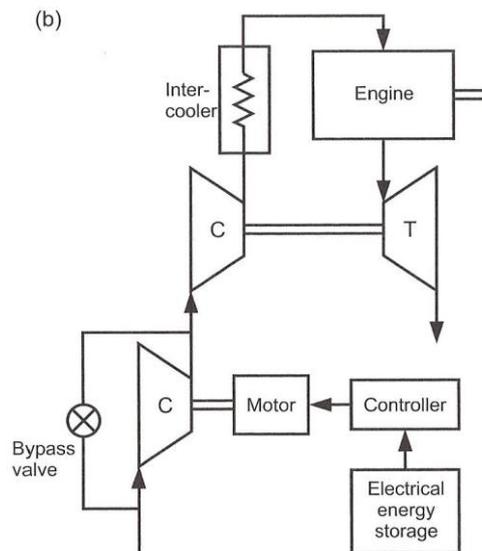
Στην περίπτωση της σύνθετης ηλεκτρικής στροβιλοϋπερπλήρωσης, χρησιμοποιείται μία ηλεκτρική γεννήτρια η οποία συνδέεται απευθείας με το στρόβιλο. Και εδώ έχουν χρησιμοποιηθεί διάφορες διατάξεις. Μία διάταξη, που απεικονίζεται στο **σχήμα 2.18**, αποτελείται από το στροβιλοϋπερπληρωτή και έναν ηλεκτρικό κινητήρα στον άξονά του. Χρησιμοποιώντας μία βοηθητική παροχή ενέργειας, ο κινητήρας μπορεί να προσθέσει τη μεταφορά ισχύος στο συμπιεστή, έτσι ώστε να παρέχει αυξημένη αύξηση πίεσης στον κινητήρα. Χρησιμοποιώντας κατάλληλα συστήματα ηλεκτρονικού ελέγχου, ο κινητήρας μπορεί να λειτουργήσει ως γεννήτρια σε ορισμένες συνθήκες λειτουργίας του κινητήρα, παρέχοντας ηλεκτρική ενέργεια στο σύστημα.

Ο ηλεκτρικός κινητήρας σε ένα τέτοιο σύστημα πρέπει να σχεδιαστεί να λειτουργεί στη μέγιστη ταχύτητα του στροβιλοϋπερπληρωτή. Ένα πρόβλημα που δημιουργείται στη διάταξη αυτή είναι ότι ο ηλεκτρικός κινητήρας προσθέτει βάρος και αδράνεια στο σύστημα. Αυτό περιορίζει την απόκριση του στροβιλοϋπερπληρωτή και απαιτεί έδρανα μεγαλύτερης αντοχής από του απλού στροβιλοϋπερπληρωτή.



Σχήμα 2.18: Ηλεκτρική υποβοήθηση στροβιλοϋπερπληρωτή.

Ένα εναλλακτικό σύστημα είναι ένας ηλεκτροκίνητος συμπιεστής που αποτελείται από ένα φυγοκεντρικό συμπιεστή όμοιο με του στροβιλοϋπερπληρωτή, οδηγούμενο από ένα απευθείας συνδεδεμένο ηλεκτρικό κινητήρα (Σχήμα 2.19).



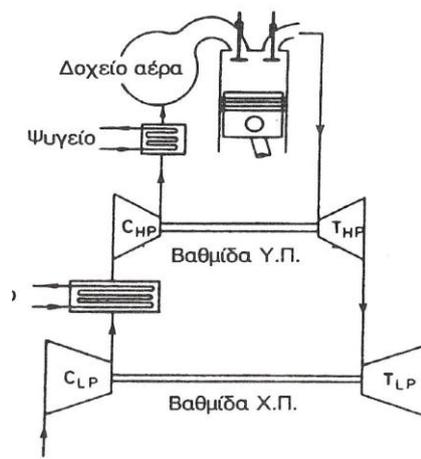
Σχήμα 2.19: Ηλεκτρικά κινούμενος συμπιεστής.

Χρησιμοποιώντας ένα μεγαλύτερο συμπιεστή από του στροβιλοϋπερπληρωτή, μπορεί να επιτευχθεί λειτουργία σε μικρότερη ταχύτητα περιστροφής της ατράκτου. Επιπλέον συστήματα ελέγχου είναι διαθέσιμα με τη μορφή βάνας παράκαμψης στον ηλεκτρικά κινούμενο συμπιεστή. Επειδή η ύπαρξη του επιπλέον συμπιεστή σημαίνει ότι επιπλέον αύξηση πίεσης είναι διαθέσιμη και οι δύο συμπιεστές πρέπει να βελτιστοποιηθούν για λειτουργία σε σχετικά χαμηλό λόγο πίεσης, κάτι που μπορεί να αυξήσει το εύρος και το περιθώριο πάλμωσης, χωρίς να μειωθεί ο βαθμός απόδοσης.

2.4.5 Στροβιλοϋπερπλήρωση 2 βαθμίδων

Μία σχετικά απλή μέθοδος για να επιτευχθούν υψηλές πιέσεις υπερπληρώσεως χωρίς προβλήματα μείωσης εύρους λειτουργίας και αντοχής υλικών των στροβιλοϋπερπληρωτών είναι να χρησιμοποιηθεί υπερπλήρωση δύο βαθμίδων, όπως φαίνεται στο **σχήμα 2.20**. Σε αυτή τη περίπτωση μπορούν να χρησιμοποιηθούν δύο κοινοί χωριστοί στροβιλοϋπερπληρωτές παραγωγής, διαφορετικών μεγεθών εν σειρά.

Στην διάταξη αυτή ο αέρας διέρχεται από τον συμπιεστή χαμηλής πίεσεως στον συμπιεστή υψηλής πίεσεως και κατόπιν στον κινητήρα και τα καυσαέρια διαδοχικά από τον στρόβιλο υψηλής και χαμηλής πίεσεως. Μεταξύ των συμπιεστών μπορεί να υπάρχουν ψυγεία αέρα. Οι δύο στροβιλοϋπερπληρωτές είναι ανεξάρτητοι μηχανικά και ρυθμίζοντας κατάλληλα την ενεργό διατομή των στροβίλων, μπορούν να μοιραστούν το έργο συμπίεσεως.



Σχήμα 2.20: Στροβιλοϋπερπλήρωση 2 βαθμίδων.

Το κύριο πλεονέκτημα του συστήματος δύο βαθμίδων είναι ότι χρησιμοποιούνται στροβιλοϋπερπληρωτές με χαμηλό λόγο πιέσεων και σχετικά χαμηλές στροφές άρα χαμηλής φόρτισης, με υψηλό βαθμό αποδόσεως και αξιοπιστία. Σε περίπτωση χρησιμοποίησεως συστήματος στροβιλοϋπερπλήρωσης παλμών

καυσαερίων, ο στρόβιλος χαμηλής πίεσεως λειτουργεί με σταθερή πίεση άρα έχει καλύτερο βαθμό αποδόσεως. Η εκτόνωση δύο βαθμίδων επίσης βελτιώνει τον βαθμό απόδοσης. Τέλος, επειδή κάθε μονάδα έχει μικρότερη ροπή αδρανείας απ' ότι στροβιλοϋπερπληρωτής μιας βαθμίδας που δίνει τον ίδιο λόγο πίεσεων, χρησιμοποιώντας το σύστημα δύο βαθμίδων η απόκριση σε αλλαγή φορτίου είναι ελαφρά βελτιωμένη.

Ως μειονεκτήματα θεωρούνται ο αυξημένος όγκος και βάρος του συγκροτήματος, το αυξημένο κόστος κτήσεως και συντηρήσεως και κάποια περιπλοκότητα της διατάξεως. Ένα όχι προφανές μειονέκτημα είναι ότι σε χαμηλά φορτία οι δύο συμπιεστές θα λειτουργούν σε πολύ χαμηλούς λόγους πίεσεων και άρα χαμηλότερους βαθμούς απόδοσης, κάτι που μπορεί να δημιουργήσει προβλήματα στην λειτουργία του κινητήρα, όπως πχ. αύξηση των θερμικών φορτίων.

2.4.6 Ψύξη αέρα υπερπλήρωσης

Κατά την υπερπλήρωση ένα αναπόφευκτο αποτέλεσμα της συμπίεσης του αέρα πληρώσεως είναι η αύξηση της θερμοκρασίας του. Αυτό συντελεί σε κάποιον περιορισμό της αύξησης της πυκνότητας στην εισαγωγή και τελικά στον περιορισμό της αύξησης εγκλωβισμένης μάζας αέρα, που θα επιτρέψει την αύξηση ισχύος, επιτρέποντας την καύση περισσότερου καυσίμου. Για το λόγο αυτό, γίνεται ψύξη του αέρα πριν την εισαγωγή στον κινητήρα. Η διάταξη που χρησιμοποιείται, για τον περιορισμό της αύξησης της θερμοκρασίας του αέρα που θα εισέλθει στον κινητήρα, φαίνεται στο **σχήμα 2.21**.

Η αύξηση θερμοκρασίας λόγω συμπίεσεως, υπολογίζεται:

$$\Delta T = T_2 - T_1 = T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{n_C} \quad (2.1)$$

όπου

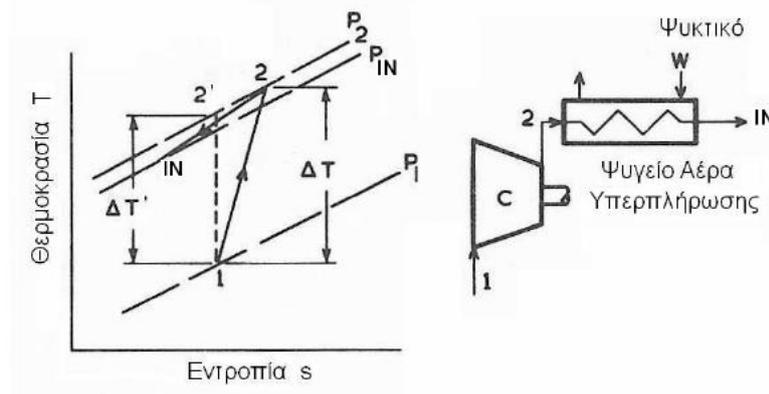
P_2/P_1 ο λόγος πίεσεων

n_C = ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή,

οπότε προκύπτει ο λόγος των πυκνοτήτων:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right) \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{n_C} \right\} \quad (2.2)$$

όπου 1, 2 οι συνθήκες στην είσοδο και έξοδο του συμπιεστή, αντίστοιχα.



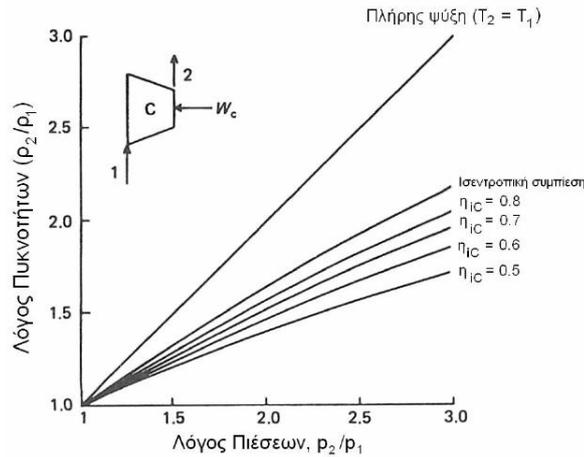
Σχήμα 2.21: Αριστερά: Αύξηση θερμοκρασίας λόγω συμπίεσεως. Δεξιά: Διάταξη ψυγείου υπερπλήρωσης.

Όμως, λόγω των ατελειών των συμπιεστών σε πραγματική λειτουργία, η πραγματική αύξηση της θερμοκρασίας είναι μεγαλύτερη από αυτήν που αντιστοιχεί στην ισεντροπική συμπίεση και μάλιστα η αύξηση αυτή είναι αντιστρόφως ανάλογη του β.α. του συμπιεστή.

Στο **σχήμα 2.22**, παρουσιάζεται ο λόγος πυκνοτήτων ρ_2/ρ_1 (1: είσοδος στον συμπιεστή, 2: έξοδος από τον συμπιεστή) συναρτήσει του λόγου πιέσεων p_2/p_1 , για διάφορες τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή. Επισημαίνονται τα εξής:

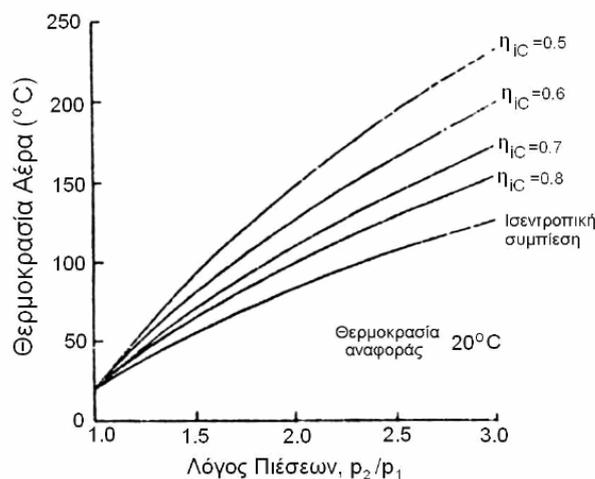
- 1) Το όφελος από την ανύψωση της πίεσης εισαγωγής ελαττώνεται λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας, η οποία εξαρτάται από το βαθμό απόδοσης του συμπιεστή.
- 2) Η συνεισφορά του υψηλού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή στο να κρατηθεί χαμηλά η θερμοκρασιακή ανύψωση είναι μικρή, αλλά αξιοσημείωτη.
- 3) Το όφελος που προκύπτει από την ψύξη του συμπιεσμένου αέρα έως μία θερμοκρασία κοντά στη θερμοκρασία του εξωτερικού περιβάλλοντος είναι ουσιαστικό και αυξάνει με το λόγο πιέσεων του συμπιεστή. Είναι φανερό ότι η ψύξη του αέρα από την εξαγωγή του συμπιεστή έως την εισαγωγή στους κυλίνδρους είναι επωφελής.

Ένα επιπλέον πλεονέκτημα της ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης είναι ότι, λόγω της χαμηλότερης θερμοκρασίας εισαγωγής του αέρα στους κυλίνδρους, οι θερμοκρασίες ολόκληρου του κύκλου λειτουργίας του κινητήρα είναι χαμηλότερες (για σταθερή μέση πραγματική πίεση), οπότε και η θερμική φόρτιση του κινητήρα είναι μικρότερη, στοιχείο που είναι ιδιαίτερα σημαντικό σε κινητήρες Otto (πρόβλημα κρουστικής καύσης).



Σχήμα 2.22: Λόγος πυκνοτήτων ρ_2/ρ_1 (1:είσοδος στον συμπιεστή, 2:έξοδος από τον συμπιεστή) συναρτήσει του λόγου πιέσεων p_2/p_1 , για διάφορες τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή.

Το σχήμα 2.23 απεικονίζει τη θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει του λόγου πιέσεων p_2/p_1 για διάφορες τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσής του, για τυπικές συνθήκες εισαγωγής του συμπιεστή. Αναφορικά με τη θερμοκρασία εξόδου από το συμπιεστή, είναι φανερό το όφελος της σωστής επιλογής του συμπιεστή έτσι ώστε η καμπύλη λειτουργίας του κινητήρα να βρίσκεται στην περιοχή υψηλού βαθμού απόδοσης αυτού.



Σχήμα 2.23: Θερμοκρασία του αέρα στην έξοδο του συμπιεστή συναρτήσει του λόγου πιέσεων p_2/p_1 για διάφορες τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσής του.

Η ψύξη του αέρα πληρώσεως θα βελτίωνε σημαντικά την πυκνότητα στο δοχείο εισαγωγής και τελικά την εγκλωβισμένη μάζα. Επίσης ο ψυχρότερος αέρας θα μείωνε την θερμοκρασία σε όλα τα σημεία του κύκλου, οπότε και την θερμική καταπόνηση της μηχανής. Η ψύξη μπορεί να γίνει σε ψυγείο αέρα μετά τον συμπιεστή. Η μείωση της

θερμοκρασίας είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας του ψυκτικού μέσου και της αποδοτικότητας (βαθμού εκμετάλλευσης) ε του ψυγείου.

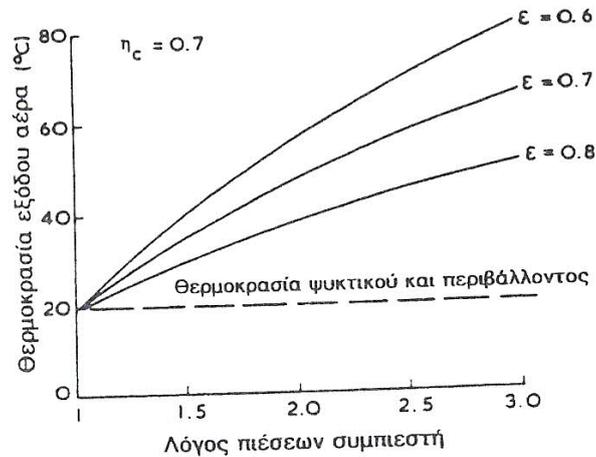
$$\varepsilon = \frac{\text{πραγματική μεταφορά θερμότητας}}{\text{θεωρητικά μέγιστη μεταφορά θερμότητας}} = \frac{T_2 - T_3}{T_2 - T_w} \quad (2.3)$$

όπου

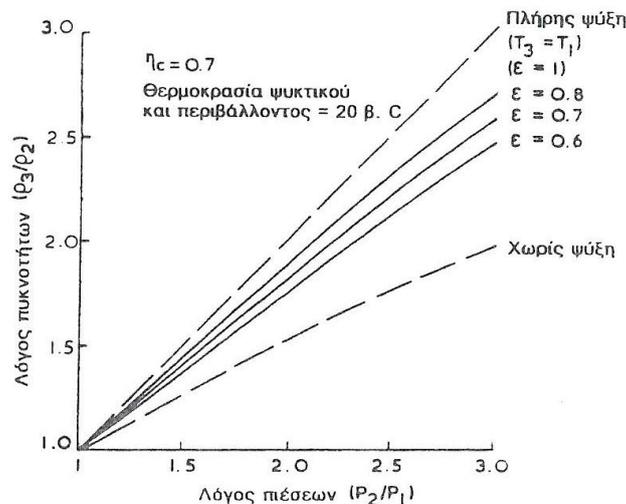
T_3 =θερμοκρασία μετά το ψυγείο.

T_w =θερμοκρασία ψυκτικού μέσου.

Τυπικές τιμές του ε είναι 0.6 - 0.9. Οι θερμοκρασίες αέρα στην έξοδο του ψυγείου για διάφορα ε , καθώς και η επίδρασή του στην πυκνότητα αέρα πληρώσεως φαίνεται στα **σχήματα 2.24** και **2.25** αντίστοιχα.



Σχήμα 2.24. Θερμοκρασίες αέρα στην έξοδο του ψυγείου συναρτήσει του ε , για διάφορες τιμές του λόγου πίεσης.



Σχήμα 2.25. Επίδραση του ε στην πυκνότητα αέρα πληρώσεως, για διάφορες τιμές του λόγου πίεσης.

Τα πλεονεκτήματα της ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης είναι ξεκάθαρα και παρόλο που η μέθοδος αυτή εφαρμόζεται συχνά, δεν είναι καθολική σε χρήση.

Τα μειονεκτήματα που παρουσιάζει η μέθοδος είναι τα εξής:

Από την πλευρά του ψυχόμενου αέρα, η ροή αυτού διαμέσου του ψυγείου εμπεριέχει κάποιες απώλειες πίεσης, αφού γίνεται διαμέσου των στενών σωληνώσεων που απαιτούνται για αποδοτική ψύξη. Αυτές οι απώλειες οδηγούν σε μικρότερη αύξηση της πυκνότητας του αέρα.

Η πτώση της πίεσης στο ψυγείο υπολογίζεται:

$$\frac{\Delta P}{P_2} = k_2 \left[\frac{\dot{m} \sqrt{T_2}}{P_2} \right]^2, \quad (2.4)$$

όπου K_2 είναι σταθερά.

Το δεύτερο μειονέκτημα της ψύξης του αέρα υπερπλήρωσης αφορά σε ένα πιο πρακτικό πρόβλημα, την παροχή ψυχρού αέρα ή νερού (που είναι προτιμότερο λόγω του μεγαλύτερου συντελεστή μεταφοράς της θερμότητας). Σε κάποιες περιπτώσεις αυτό δεν αποτελεί πρόβλημα (π.χ. σε ναυτικούς κινητήρες). Εάν η πίεση υπερπλήρωσης είναι χαμηλή, όπως ισχύει γενικά στους βενζινοκινητήρες και το διαθέσιμο ψυκτικό μέσο είναι σχετικά θερμό (π.χ. το νερό του συστήματος ψύξης του κινητήρα), τότε η ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης παρουσιάζει σχεδόν ασήμαντο όφελος και μάλιστα μόνο στην πλήρη ισχύ, απαιτώντας μάλιστα πολύ μεγάλων διαστάσεων εναλλάκτη θερμότητας, ο οποίος επιπροσθέτως θα οδηγήσει και σε σημαντική πτώση πίεσης του αέρα υπερπλήρωσης.

Τρίτο μειονέκτημα είναι το κόστος, που όμως το όφελος από την ψύξη του αέρα υπερπλήρωσης συνήθως το αντισταθμίζει. Τέλος, υπερβολική ψύξη μπορεί να προκαλέσει συμπύκνωση στην πολλαπλή εισαγωγής.

3

Κινητήρες και κατηγορίες στροβιλοϋπερπληρωτών

Στο κεφάλαιο αυτό θα γίνει αναλυτική περιγραφή των κινητήρων που χρησιμοποιούνται και των χαρακτηριστικών τους, με βάση το χρονισμό και τον κύκλο λειτουργίας τους, καθώς και μία προσπάθεια παρουσίασης όλων των στροβιλοϋπερπληρωτών μέσω κατηγοριοποίησής τους. Επίσης, περιγράφεται αναλυτικά η σχεδίαση ενός στροβιλοϋπερπληρωτή για χρήση του σε ναυτικό κινητήρα, αφού η ανάλυση που θα ακολουθήσει στα επόμενα κεφάλαια αφορά ναυτικό κινητήρα. Τέλος, γίνεται μία προσπάθεια αρχικής επιλογής στροβιλοϋπερπληρωτή, όταν διαθέτουμε συγκεκριμένο κινητήρα.

3.1 Κινητήρες

3.1.1 Κινητήρας Diesel

Ο κινητήρας Diesel, γνωστός και ως πετρελαιομηχανή, αναρροφά ατμοσφαιρικό αέρα και χρησιμοποιεί τα βαρύτερα της βενζίνης υγρά καύσιμα της κατηγορίας των πετρελαίων. Σε αντίθεση με τους κινητήρες Otto, στους οποίους έχουμε την εισαγωγή ομογενούς μείγματος αέρα καυσίμου εντός του κυλίνδρου, στους κινητήρες Diesel ο σχηματισμός του καυσίμου μείγματος γίνεται με κατάλληλη έγχυση του καυσίμου στον κύλινδρο, διασκορπιζόμενο στον ήδη συμπιεσμένο αέρα με βοήθεια μηχανικής εγχύσεως, δηλαδή υπό την επίδραση ισχυρής πίεσης που δημιουργείται από το σύστημα αντλίας καυσίμου- εγχυτήρα.

Στους κινητήρες Diesel γίνεται αυτανάφλεξη του ετερογενούς μείγματος κατά την οποία τμήματα της μάζας του μείγματος φέρονται σε θερμοκρασία μεγαλύτερη μιας θερμοκρασίας θ_z που ονομάζεται θερμοκρασία αυτανάφλεξεως. Είναι απαραίτητο η θ_z του καυσίμου να είναι μικρή ώστε κατά την έγχυση του το καύσιμο να καίγεται γρήγορα (μικρός χρόνος καθυστέρησης αναφλέξεως t_z), γιατί σε αντίθετη περίπτωση η συσσώρευση του καυσίμου θα οδηγούσε σε απότομη καύση μεγάλης ποσότητας καυσίμου με αποτέλεσμα την εμφάνιση κρουστικής καύσης. Η έναυση και ο ρυθμός καύσης ελέγχονται από τη στιγμή της εγχύσεως του καυσίμου και το ρυθμό εγχύσεως του καυσίμου, σε συνδυασμό κυρίως με το επίπεδο τύρβης του συμπιεσμένου αέρα, παρ' ότι επηρεάζονται και από την πίεση και από τη θερμοκρασία. Επειδή ο διατιθέμενος χρόνος για το σχηματισμό του μείγματος είναι σχετικά μικρός, αντιστοιχώντας μόνο σε λίγες μοίρες γωνίας στροφάλου, είναι πάντοτε αναγκαία η ύπαρξη μιας περίσσειας αέρα (ελάχιστος λόγος μαζών αέρα καυσίμου 14:1 έως 25:1) για την επίτευξη της τέλει

κάυσης, πράγμα όμως που οδηγεί σε μειωμένη συγκέντρωση ισχύος. Στους σύγχρονους κινητήρες Diesel το πρόβλημα αυτό ξεπερνιέται με τη χρήση της υπερπλήρωσης.

Η ρύθμιση της ισχύος στους κινητήρες Diesel είναι ποιοτική, δηλαδή η μεταβολή της ποιότητας του ετερογενούς μείγματος που προκαλείται με τη μεταβολή της ανά κύκλο εγχεόμενης ποσότητας καυσίμου καθορίζει και την παραγωγή ισχύος του κινητήρα, ενώ η ποσότητα του αναρροφώμενου αέρα, επομένως και του μείγματος, παραμένει πρακτικά η ίδια για όλα τα φορτία εφόσον τηρείται σταθερή η ταχύτητα περιστροφής (με τη βοήθεια του ρυθμιστή στροφών) για κινητήρα φυσικής αναπνοής. Το μέγιστο φορτίο στους κινητήρες Diesel που χρησιμοποιούνται κυρίως σε οχήματα τίθεται από την καύση και είναι το φορτίο πέραν του οποίου γίνεται εμφάνιση απαράδεκτου καπνού (άκαυστος άνθρακας) στην εξαγωγή των καυσαερίων. Σε μεγάλους κινητήρες πλοίων και ηλεκτροπαραγωγής το όριο του φορτίου τίθεται συνήθως από τις θερμικές ή μηχανικές καταπονήσεις του κινητήρα.

3.1.2 Κινητήρας Otto

Οι κινητήρες αυτοί οφείλουν την ονομασία τους στον Nicolaus August Otto (1832-1891), ο οποίος έψαχνε ένα τρόπο λειτουργίας κινητήρα, με την οποία θα ήταν δυνατή η αποφυγή φαινομένων δυσλειτουργίας και ακόμα και έκρηξης που χαρακτήριζαν τους κινητήρες της εποχής, λόγω κακής καύσης του μίγματος καυσίμου-αέρα.

Στον κινητήρα Otto ή βενζινοκινητήρα έχουμε την εισαγωγή ομογενούς μείγματος αέρα-καυσίμου εντός του κυλίνδρου και την ανάφλεξή του με τη βοήθεια των σπινθηριστών. Ο λόγος αέρα-καυσίμου πρέπει να διατηρείται σχεδόν σταθερός, ώστε να διασφαλίζεται η ομαλή λειτουργία του κινητήρα χωρίς «χτυπήματα». Αυτό έχει ως αποτέλεσμα η ρύθμιση της ισχύος του να γίνεται μέσω της εισερχομένης παροχής αέρα. Όσο όμως αυξάνει η παροχή αέρα, τόσο αυξάνει η παροχή του καυσίμου, άρα και η ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα, οπότε οι κινητήρες αυτοί έχουν πιο μεγάλο εύρος ταχυτήτων από τους αντίστοιχους Diesel.

Οι κινητήρες Otto σήμερα χρησιμοποιούνται κυρίως σε εφαρμογές μικρής ισχύος, όπως π.χ. σε εφαρμογές αυτοκίνησης, στις οποίες είναι πιο ανταγωνιστικοί σε σχέση με τους αντίστοιχους Diesel.

3.1.3 Σύγκριση κινητήρων Otto- Diesel

Ο κινητήρας Otto, παρουσιάζει μικρότερο θερμικό βαθμό απόδοσης, ο οποίος βρίσκεται μεταξύ του 30-35%. Αυτός οφείλεται κυρίως στο σχετικά χαμηλό βαθμό συμπίεσής του, που επιβάλλεται από τον κίνδυνο εμφάνισης κρουστικής καύσεως με αποτέλεσμα η πίεση υπερπλήρωσής του να περιορίζεται. Έχει το μειονέκτημα της

χαμηλής απόδοσης σε χαμηλά φορτία, όμως μπορεί να λειτουργεί σε μεγάλο εύρος στροφών. Επιβάλλεται χαμηλή πίεση υπερπλήρωσης σε χαμηλές ταχύτητες και αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης σε υψηλές ταχύτητες. Επίσης ο λόγος αέρα/καυσίμου πρέπει να είναι πιο πλούσιος (σχεδόν στοιχειομετρικός) για τη λειτουργία του καταλύτη με αποτέλεσμα η θερμοκρασία εξαγωγής των καυσαερίων να είναι υψηλότερη. Τα παραπάνω και επιπλέον το εν γένει ακριβότερο καύσιμό του, έχουν οδηγήσει η χρήση να περιορίζεται μόνο σε περιπτώσεις όπου έχει σημασία η αθόρυβη και ελαστική λειτουργία και τα σχετικά μικρά βάρη και δαπάνη κτήσεως του κινητήρα (κύριο πεδίο εφαρμογής τα επιβατικά αυτοκίνητα και τα μικρότερα τούτων οχήματα, π.χ. μοτοσυκλέτες). Έτσι ο κινητήρας Otto κατασκευάζεται σπανιότατα για ισχύ μεγαλύτερη των 250 kW, εμφανιζόμενος κυρίως σαν 4-X κινητήρας με την εξαίρεση λίγων τύπων κινητήρων επιβατικών αυτοκινήτων και μικρότερων οχημάτων.

Σε αντίθεση, ο κινητήρας Diesel, εμφανίζει καλύτερο βαθμό αποδόσεως (40-45 %), ο οποίος μάλιστα παρουσιάζει μικρή εξάρτηση από το φορτίο. Έτσι, παρουσιάζει καλό βαθμό απόδοσης σε όλα σχεδόν τα φορτία. Αυτό σε συνδυασμό με τη δυνατότητα χρήσης οικονομικότερου καυσίμου, χάρη στο οποίο έχει μικρότερη κατανάλωση λόγω του φτωχού μείγματος που απαιτείται για την καύση, έχει ως αποτέλεσμα να βρίσκει εφαρμογή σε κάθε πεδίο, καλύπτοντας ολόκληρο το ανωτέρω αναφερθέν φάσμα ισχύος. Ο 4-X κινητήρας κυριαρχεί στο πεδίο των μικρών και μέσων διαστάσεων (έως περίπου $D = 500$ mm), στο οποίο εν γένει λίγοι εκπρόσωποι του 2-X εμφανίζονται, ενώ ο 2-X κατέχει κατά αποκλειστικότητα το πεδίο των μεγάλων διαστάσεων και ισχύων (από περίπου $D = 500$ mm και άνω).

Τέλος, σχετικά με τις εκπομπές CO στον κινητήρα, αυτές είναι αισθητά χαμηλότερες, ενώ οι εκπομπές αιθάλης είναι μεγαλύτερες. Οι εκπομπές NO_x είναι περίπου οι ίδιες και στα δύο είδη κινητήρων.

3.1.4 Κύκλος Λειτουργίας 2-X Κινητήρα

Σε έναν δίχρονο κινητήρα, ο πλήρης κύκλος λειτουργίας ολοκληρώνεται σε δύο παλινδρομικές κινήσεις του εμβόλου, δηλαδή σε μία πλήρη περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα ή 360° . Ο κύκλος 2-X λειτουργίας απεικονίζεται στο **σχήμα 3.1** σε διάγραμμα γωνίας στροφάλου και στο **σχήμα 3.2** σε διάγραμμα πίεσης-όγκου. Ο αέρας και εν συνεχεία τα καυσαέρια ακολουθούν μια διαδρομή μέσα στον κύλινδρο μέσω περιφερειακών θυρίδων προσαρμοσμένων στο χιτώνιο, και μίας βαλβίδας εξαγωγής που είναι τοποθετημένη στο πώμα του κυλίνδρου (ευθύγραμμη σάρωση). Επίσης, οι εγχυτήρες είναι συμμετρικά τοποθετημένοι στο πώμα. Στο εσωτερικό του κυλίνδρου παλινδρομεί το έμβολο, το οποίο συνδέεται, μέσω του βάκτρου και του ζυγώματος, με τον διωστήρα, και αυτός με τη σειρά του με τον στροφαλοφόρο άξονα. Ένας κύκλος λειτουργίας αποτελείται από δύο χρόνους:

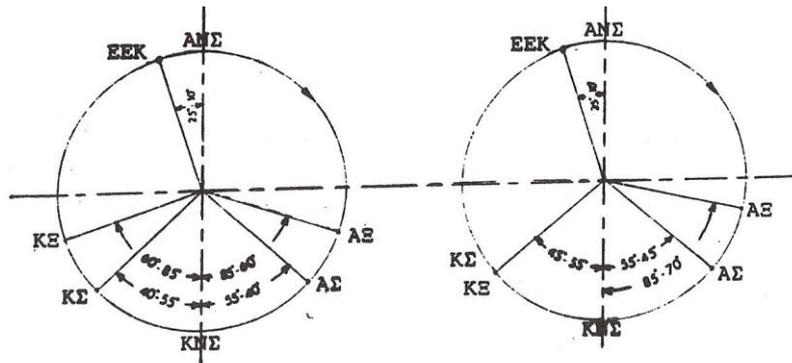
1^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (καύση – εκτόνωση - έναρξη εξαγωγής και σάρωσης):

Στις $25^{\circ} - 10^{\circ}$ γωνίας στροφάλου (ίσως και λίγο αργότερα) πριν το ΑΝΣ (Άνω Νεκρό Σημείο), οι συνθήκες πίεσης και θερμοκρασίας είναι κατάλληλες για την αυτανάφλεξη του καυσίμου (σημείο 2 του σχήματος), καθώς σε εκείνη τη στιγμή το έμβολο έχει συμπιέσει σε ικανοποιητικό βαθμό τον αέρα, για την έγχυση και αυτανάφλεξη του καυσίμου. Το εγχεόμενο καύσιμο διασπάται σε μικρού μεγέθους σταγονίδια, τα οποία εν συνεχεία εξατμίζονται και καίγονται μέχρι λίγο αργότερα από τις 20° (μετά το ΑΝΣ). Από τη θέση αυτή του εμβόλου μέχρι και τις 110° περίπου μετά το ΑΝΣ, συνεχίζεται η εκτόνωση των παραγόμενων από την καύση αερίων. Κατά τη φάση της καύσης και της εκτόνωσης, λαμβάνει χώρα η απόδοση του ωφέλιμου έργου. Με το τέλος της εκτόνωσης ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής (σημείο 4 του σχήματος), περίπου στις 85° έως 60° πριν το ΚΝΣ και καθώς το έμβολο κατέρχεται αποκαλύπτει τις θυρίδες εισαγωγής, οι οποίες ανοίγουν 55° έως 40° μετά το ΑΝΣ.

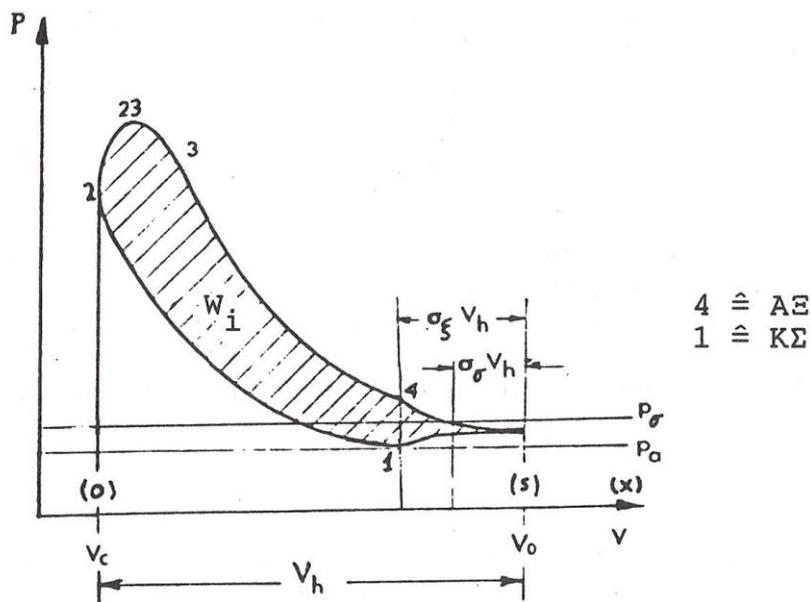
2^{ος} Χρόνος Λειτουργίας (πέρας σάρωσης και εξαγωγής – συμπίεση):

Στην αρχή του 2^{ου} χρόνου, το έμβολο βρίσκεται στο Κάτω Νεκρό Σημείο (ΚΝΣ, 180° μετά το ΑΝΣ). Οι θυρίδες εισαγωγής διατηρούνται ανοικτές μέχρι τις 40° - 55° περίπου (σημείο 1 του σχήματος). Μέσω των θυρίδων εισαγωγής, εισέρχεται στον κύλινδρο ο αέρας εισαγωγής, ωθώντας τα καυσαέρια προς τη βαλβίδα εξαγωγής (απόπλυση του κυλίνδρου). Το κλείσιμο της βαλβίδας εξαγωγής ορίζει το πέρας της σάρωσης, το οποίο πραγματοποιείται $60^{\circ} - 85^{\circ}$ μετά το ΚΝΣ (σημείο 4 του σχήματος). Καθώς το έμβολο κατευθύνεται προς το ΑΝΣ, συμπιέζει τον αέρα στο εσωτερικό του κυλίνδρου (οι θυρίδες εισαγωγής βρίσκονται πλέον χαμηλότερα από το έμβολο), δημιουργώντας εκ νέου τις κατάλληλες συνθήκες για τον ψεκασμό του καυσίμου ($25^{\circ} - 10^{\circ}$ γωνίας στροφάλου πριν το ΑΝΣ), οπότε ολοκληρώνεται ο κύκλος. Σημειώνεται ότι, κοντά στο ΑΝΣ και σε υψηλά φορτία, η πίεση σε έναν μεγάλο δίχρονο ναυτικό κινητήρα μπορεί να ξεπερνά τα 100 bar και η θερμοκρασία τους 500°C . Προφανώς, κατά τη φάση της συμπίεσης απαιτείται κατανάλωση έργου.

Στην περίπτωση υπερπληρώσεως του 2-Χ κινητήρα αλλάζουν οι χρονικές στιγμές ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως 55° έως 45° πριν το ΚΝΣ (ΑΣ) και κλείνει 45° έως 55° μετά το ΚΝΣ (ΚΣ). Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει συνήθως 85° έως 70° πριν το ΚΝΣ (ΑΞ) και κλείνει μαζί με τη βαλβίδα εισαγωγής (ΚΞ).



Σχήμα 3.1. Κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα σε διάγραμμα γωνίας στροφάλου.



Σχήμα 3.2. Κύκλος λειτουργίας δίχρονου κινητήρα σε διάγραμμα P-V.

3.1.5 Κύκλος Λειτουργίας 4-X Κινητήρα

Στους τετράχρονους κινητήρες, μία περίοδος λειτουργίας διαρκεί δύο πλήρεις περιστροφές ή 720° της στροφαλοφόρου ατράκτου, περιλαμβάνει δηλαδή 4 πλήρεις διαδρομές του εμβόλου. Οι δύο εκ των τεσσάρων αυτών διαδρομών (πρώτη και τετάρτη) είναι αφιερωμένες στην εναλλαγή των αερίων, που έτσι διεξάγεται με σχετική άνεση και μάλιστα υπό τον άμεσο έλεγχο της εκτοπιστικής δράσεως του εμβόλου. Την πλήρωση ή εκκένωση του κυλίνδρου καθώς και την έναρξη της καύσεως ρυθμίζουν ειδικά όργανα διανομής. Ο κύκλος 4-X λειτουργίας απεικονίζεται στο **σχήμα 3.3**, με τους χρόνους λειτουργίας και στο **σχήμα 3.4** σε διάγραμμα γωνίας στροφάλου και πίεσης-θερμοκρασίας.

1^{ος} Χρόνος - Αναρρόφηση ή εισαγωγή:

Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοικτή ενώ η βαλβίδα εξαγωγής κλειστή, όπως επίσης και ο εγχυτήρας καυσίμου. Η μετατόπιση του εμβόλου δημιουργεί υποπίεση στον κύλινδρο με συνέπεια την εισροή αέρα - και όχι μείγματος όπως στον αντίστοιχο βενζινοκινητήρα - σε αυτόν από τη βαλβίδα εισαγωγής. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, η βαλβίδα εισαγωγής κλείνει.

Στην πράξη τα πράγματα είναι λίγο διαφορετικά. Η ακολουθία ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων και του εγχυτήρα δεν πραγματοποιείται όταν το έμβολο βρίσκεται ακριβώς στο ΑΝΣ και ΚΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως 10⁰ έως 30⁰ πριν το ΑΝΣ (σημείο Α) και κλείνει συνήθως 30⁰ έως 40⁰ μετά το ΚΝΣ (σημείο Β).

2^{ος} Χρόνος - Συμπίεση:

Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι κλειστές, όπως και ο εγχυτήρας καυσίμου. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, η πίεση του αέρα στον κύλινδρο έχει ανέλθει στα 30 bar έως 40 bar και η θερμοκρασία στους 600°C έως 700°C περίπου. Σημειώνουμε ότι στο τέλος του 2^{ου} χρόνου του αντίστοιχου βενζινοκινητήρα, οι συνθήκες είναι τέτοιες ώστε ο σπινθηριστής δίνει έναυση στο συμπιεσμένο μείγμα αέρα - καυσίμου - καυσαερίων.

3^{ος} Χρόνος - Καύση και Εκτόνωση:

Το έμβολο κινείται από το ΑΝΣ προς το ΚΝΣ. Στην αρχή του χρόνου αυτού πραγματοποιείται η έγχυση του πετρελαίου σε μορφή σταγονιδίων. Αυτά αναμειγνύονται με το συμπιεσμένο αέρα, η υψηλή θερμοκρασία του οποίου - μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία στην οποία αυταναφλέγεται το πετρέλαιο - οδηγεί στην έναρξη της καύσης του μείγματος. Η όλη διεργασία της καύσης διαρκεί το 1/10 του 3^{ου} χρόνου. Στο υπόλοιπο του χρόνου πραγματοποιείται εκτόνωση, οπότε το έμβολο παράγει μηχανικό έργο. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΚΝΣ, η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει.

Στην πράξη και εδώ τα πράγματα είναι λίγο διαφορετικά. Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει 30⁰ έως 50⁰ πριν το ΚΝΣ (σημείο Ε, σημείο Ζ του σχήματος) και κλείνει 5⁰ έως 40⁰ μετά το ΑΝΣ (σημείο Ζ των σχημάτων). Η έγχυση του καυσίμου ξεκινά 10⁰ έως 35⁰ πριν το ΑΝΣ (σημείο Γ των σχημάτων) και τελειώνει 30⁰ έως 40⁰ μετά το ΑΝΣ (σημείο Δ των σχημάτων).

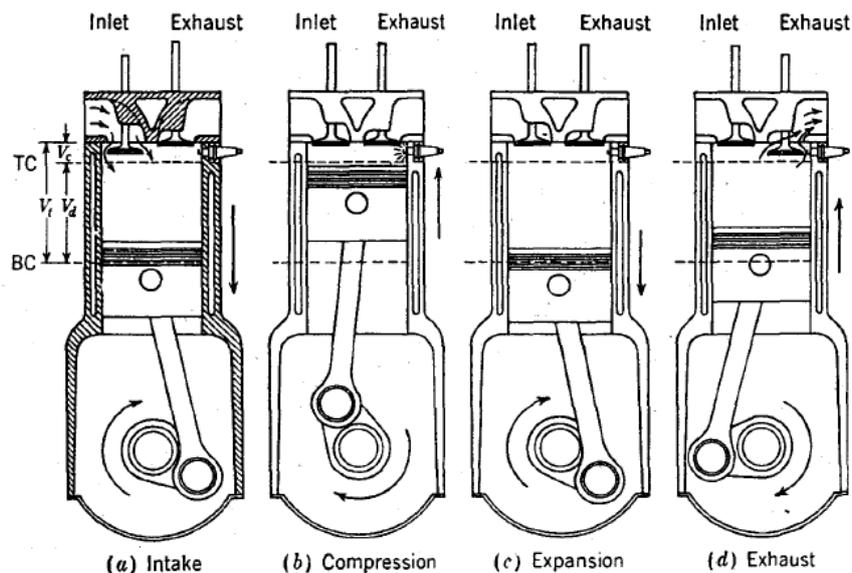
4^{ος} Χρόνος - Εξαγωγή:

Το έμβολο κινείται από το ΚΝΣ προς το ΑΝΣ. Η βαλβίδα εισαγωγής και ο εγχυτήρας καυσίμου έχουν κλείσει. Τα καυσαέρια εξέρχονται στην ατμόσφαιρα από τη βαλβίδα εξαγωγής λόγω της κίνησης του εμβόλου. Όταν το έμβολο φτάσει στο ΑΝΣ, ο

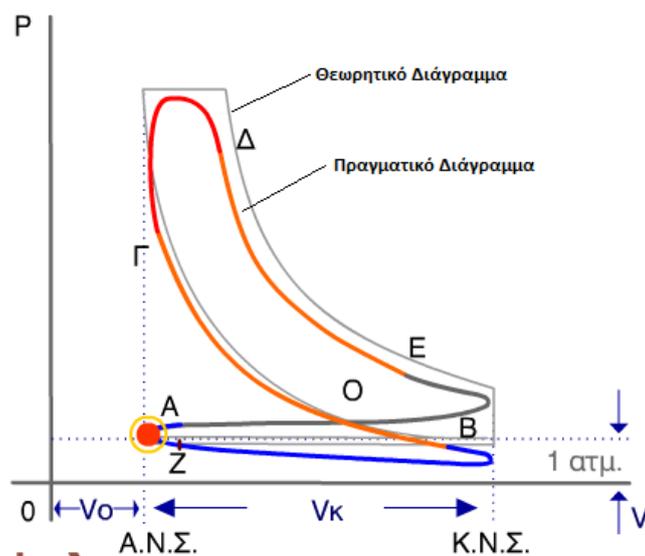
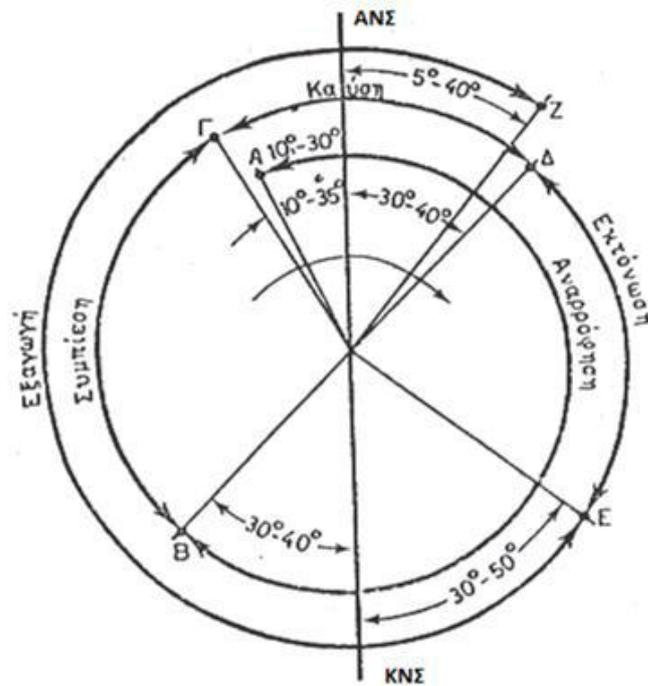
κινητήρας έχει συμπληρώσει τον κύκλο λειτουργίας και οι συνθήκες είναι κατάλληλες για την έναρξη του επόμενου κύκλου.

Στους 4-X κινητήρες, σε αντίθεση με ότι συμβαίνει στους 2-X, το καυσαέριο συμπιέζεται και αποβάλλεται κατά την διάρκεια του κύκλου με μικρή επικάλυψη των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής, έτσι δεν χρειάζεται καμία ειδική μέθοδος για την απόπλυση του κυλίνδρου.

Εδώ πρέπει να σημειώσουμε ότι στην περίπτωση υπερπληρώσεως του 4-X κινητήρα αλλάζουν σημαντικά οι χρονικές στιγμές ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής. Στην συνέχεια δίνονται τυπικές τιμές χρονισμού των βαλβίδων στην περίπτωση του υπερπληρωμένου κινητήρα. Η βαλβίδα εισαγωγής ανοίγει συνήθως 50° έως 80° πριν το ΑΝΣ (σημείο Α του σχήματος) και κλείνει 30° έως 50° μετά το ΚΝΣ (σημείο Β του σχήματος), ενώ η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει συνήθως 45° έως 70° πριν το ΚΝΣ (σημείο Ε του σχήματος) και κλείνει 30° έως 70° μετά το ΑΝΣ (σημείο Ζ του σχήματος). Οι χρόνοι ανοίγματος και κλεισίματος των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής ρυθμίζονται ανεξάρτητα κάτι που καθιστά εύκολη την υπερπλήρωση ενός 4-X κινητήρα Diesel.



Σχήμα 3.3. Χρόνοι λειτουργίας τετράχρονου κινητήρα: (α) Εισαγωγή, (β) Συμπύεση, (γ) Καύση και εκτόνωση, (δ) Εξαγωγή.



Σχήμα 3.4. Κύκλος λειτουργίας τετράχρονο κινητήρα σε διάγραμμα γωνίας στροφάλου (επάνω) και σε διάγραμμα P-V (κάτω).

Παρατηρούμε ότι στον 4-X κινητήρα υπάρχει αρνητικός βρόχος (OBZAO), ο οποίος αντιστοιχεί στην εναλλαγή των αερίων, κάτι που δεν υπάρχει στο δυναμοδεικτικό διάγραμμα του 2-X κινητήρα. Για την επίτευξή του υπάρχει μία αντλία αποπλύσεως που απορροφά πολύτιμο μηχανικό έργο από την άτρακτο, μειώνοντας έτσι το μηχανικό βαθμό αποδόσεως.

3.1.6 Σύγκριση 2-X και 4-X κινητήρων

Ο 2-X κινητήρας έχει έναντι του 4-X τα εξής πλεονεκτήματα:

- α) Μεγαλύτερη συγκέντρωση ισχύος (ο 2-X παράγει έργο σε κάθε δεύτερη διαδρομή, ενώ ο 4-X σε κάθε τέταρτη).
- β) Ο 2-X κινητήρας έχει λιγότερες βαλβίδες και άρα απλούστερο σχετικώς μηχανισμό (ιδίως ο του τύπου μετά θυρίδων σαρώσεως μόνο).
- γ) Ο 2-X κινητήρας έχει ομοιομορφότερο διάγραμμα ροπής στρέψεως.

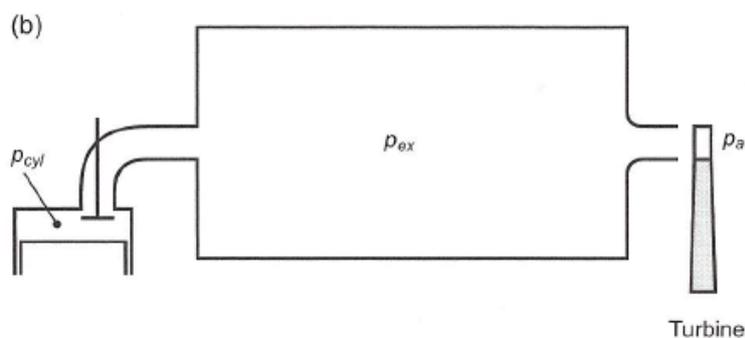
Ο 4-X κινητήρας έχει έναντι του 2-X τα εξής πλεονεκτήματα:

- α) Ο 4-X κινητήρας παρουσιάζει σχετική άνεση χρόνου (περίπου 2 διαδρομές) για την εναλλαγή των αερίων, οπότε επιτρέπει πληρέστερο καθαρισμό (σάρωση) των κυλίνδρων και εκ νέου πλήρωσή τους. Σε αντίθεση η δυσχέρεια της σαρώσεως του κυλίνδρου στον 2-X (αντιστοιχούσα σε 100° - 120° γωνίας στροφάλου) δεν επιτρέπει την εις το ακέραιο εκμετάλλευση του όγκου διαδρομής του κυλίνδρου. Έτσι τελικά, ενώ θεωρητικά (για την ίδια ταχύτητα περιστροφής) η συγκέντρωση ισχύος του 2-X είναι διπλάσια του 4-X, στην πραγματικότητα πρέπει να μειωθεί κατά 20 - 30% (λόγω του τμήματος της διαδρομής σαρώσεως) και επίσης κατά ένα ανάλογο ποσοστό λόγω της κακής εναλλαγής των αερίων, πλέον του γεγονότος της αναρροφήσεως πολύτιμου μηχανικού έργου για την κίνηση της αντλίας σαρώσεως (περίπου 10%).
- β) Η προηγουμένως αναφερθείσα εναλλαγή των αερίων στον 4-X κινητήρα (για την ίδια ταχύτητα περιστροφής) επιτρέπει την αποτελεσματικότερη απαγωγή της θερμότητας από τα θερμικώς φορτιζόμενα τμήματα της μηχανής.
- γ) Σχετικά με την υπερπλήρωση, επιτρέπει τη χρήση μεγαλύτερων ταχυτήτων περιστροφής και βαθμού υπερπληρώσεως (περίπου 24-25 bar) έναντι των 2-X κινητήρων (περίπου 18 bar). Επιπλέον, επιτρέπει μεγαλύτερους λόγους πίεσης (περίπου 4-4,5) σε σχέση με τους 2-X (περίπου 3,6-4), ενώ και η θερμοκρασία εξαγωγής των καυσαερίων του είναι υψηλότερη (περίπου 700°C η μέγιστη) σε σχέση με αυτή του αντίστοιχου 2-X (περίπου 400°C η μέγιστη). Αυτό αποτελεί πλεονέκτημα στην περίπτωση που θέλουμε να εκμεταλλευτούμε την ενέργεια των καυσαερίων, όπως π.χ με τη λειτουργία λέβητα καυσαερίων κατάντι του στροβίλου για την παραγωγή ατμού.
- δ) Ο 4-X κινητήρας παρουσιάζει μεγαλύτερη ευχέρεια μεταβολής των στοιχείων διανομής με μεταβολή της γωνίας των εκκεντρων στην εκκεντροφόρο άτρακτο.

3.2 Ανάλογα με τη διάταξη της παροχής των καυσαερίων

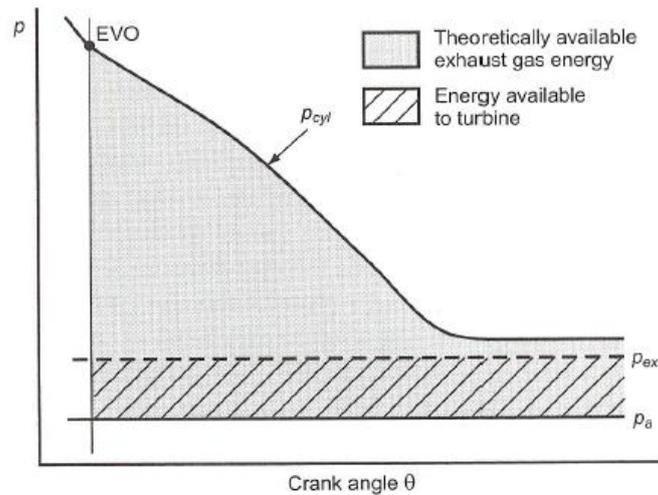
3.2.1 Σύστημα σταθερής πίεσεως

Στο σύστημα σταθερής πίεσεως οι εξαγωγές όλων των κυλίνδρων ενός πολυκύλινδρου κινητήρα οδηγούνται σε ένα μεγάλο συλλέκτη καυσαερίων, αρκετά μεγάλο σε όγκο, ώστε η πίεση σ' αυτόν να μπορεί να θεωρηθεί σταθερή με το χρόνο, αφού η ροή σε έναν εμβολοφόρο κινητήρα είναι από τη φύση της μηχανής ασυνεχής. Η κεντρική ιδέα του συστήματος σταθερής πίεσεως είναι να μειώνονται οι χρονικές διακυμάνσεις πίεσεως και παροχής που προκύπτουν στην εξαγωγή διαφόρων κυλίνδρων. Από τον συλλέκτη καυσαερίων εν συνεχεία τροφοδοτείται ο στρόβιλος. Η διάταξη απεικονίζεται στο **σχήμα 3.5**.



Σχήμα 3.5. Σύστημα σταθερής πίεσης

Η λειτουργία του συστήματος σταθερής πίεσης φαίνεται στο **σχήμα 3.6**. Κατά το άνοιγμα της βαλβίδας εξαγωγής (EVO), η πίεση μέσα στον κύλινδρο (p_{cyl}) είναι συνήθως σημαντικά υψηλότερη (8:1) της πίεσεως στον αδό εξαγωγής (p_{ex}). Στη συνέχεια του κύκλου λειτουργίας, αυτή μειώνεται μέχρι να γίνει λίγο μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής (p_a), η οποία επαρκεί για την εκκένωση του κυλίνδρου κατά τη φάση της εξαγωγής. Κατά τη διάρκεια αυτή δημιουργούνται ηχητικές συνθήκες, λόγω των μικρών ανοιγμάτων των βαλβίδων εξαγωγής. Έτσι παρατηρείται απότομη εκτόνωση μέσω κρουστικών κυμάτων (παλμών) με ραγδαία τυρβώδη ανάμιξη κατόντι χωρίς σημαντική ανάκτηση πίεσεως και οι κύλινδροι εκτονώνουν σε διαφορετικές στιγμές ανάλογα με το χρονισμό του κινητήρα. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα μόνο ένα τμήμα της διαθέσιμης ενέργειας των καυσαερίων να είναι διαθέσιμο στο στρόβιλο.



Σχήμα 3.6. Διάγραμμα πίεσης καυσαερίων σε σύστημα σταθερής πίεσης.

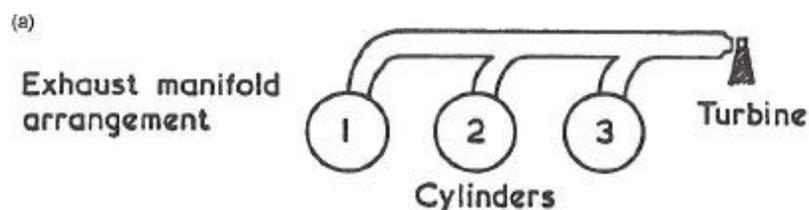
Οι στρόβιλοι μπορούν να δεχτούν τέτοια ασυνεχή ροή, αλλά επειδή σχεδιάζονται ως μηχανές σταθερής ροής, έχουν μέγιστο βαθμό απόδοσης με συνθήκες ομαλής ροής. Πρέπει λοιπόν ο στρόβιλος να σχεδιαστεί ώστε να λειτουργεί στο σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης για αρκετά μεγάλο φάσμα λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης, ώστε να μειωθεί η επίδραση της μειωμένης μετατροπής ενέργειας λόγω της χρήσης του συστήματος σταθερής πίεσης.

Η πίεση στον αυλό εξαγωγής ελέγχεται από το στρόβιλο, επειδή αυτός δρα ως περιοριστής ο οποίος αποφασίζει το λόγο πίεσης και συνεπώς την πίεση εισόδου σ' αυτόν. Επομένως η φιλοσοφία είναι να αυξήσουμε την πίεση στον αυλό εξαγωγής, άρα και την προς μετατροπή διαθέσιμη ενέργεια. Όμως πολύ υψηλή τιμή της πίεσης αυτής θα εμποδίσει την απόπλυση. Αυτό είναι ανεπιθύμητο στις 4-X μηχανές, διότι αν η πίεση στην έξοδο του κινητήρα υπερβεί την πίεση στην είσοδο αυξάνεται το έργο των κυλίνδρων με αποτέλεσμα να χάνεται ισχύς. Στους 2-X κινητήρες μία τέτοια κατάσταση είναι μη αποδεκτή, αφού αυτοί δεν είναι "αυτοεκκενούμενοι" όπως οι 4-X, οπότε απαιτείται η πίεση στην έξοδο του κινητήρα να είναι μικρότερη από την πίεση στην είσοδο για την πραγματοποίηση της απόπλυσης.

Τέλος, στα μερικά φορτία η απόδοση του συστήματος μειώνεται σημαντικά. Αυτό συμβαίνει διότι η αύξηση ενέργειας των καυσαερίων, μέσω αύξησης του εγχέομένου καυσίμου μετατρέπεται σε αύξηση πίεσης στην εξαγωγή, αλλά λόγω του μεγάλου όγκου του δοχείου εξαγωγής ο στρόβιλος καθυστερεί να αντιληφθεί την αύξηση αυτή με αποτέλεσμα ο συμπιεστής να αυξάνει την παροχή και την πίεση του αέρα σταδιακά και όχι σύμφωνα με τις ανάγκες του κινητήρα. Έτσι η απόκριση του κινητήρα σε μεταβολές φορτίου-στροφών δεν είναι ικανοποιητική.

3.2.2 Σύστημα παλμών

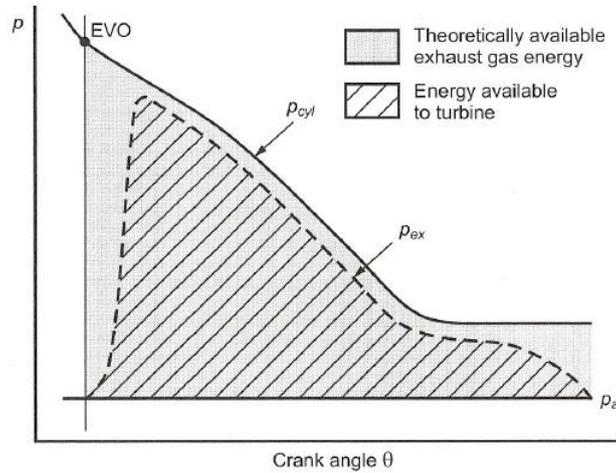
Η ανάπτυξη του συστήματος παλμών γύρω στο 1930 έδωσε τη μεγάλη ώθηση στην χρήση στροβιλοϋπερπλήρωσης γιατί εξισορρόπησε το χαμηλό βαθμό απόδοσης των στροβιλομηχανών της εποχής. Στο σύστημα παλμών γίνεται προσπάθεια να διατηρηθεί η υψηλή θερμοκρασία και πίεση που υπάρχουν στον κύλινδρο κατά τη στιγμή που ανοίγει η βαλβίδα ή θυρίδα εξαγωγής για την αύξηση της διαθέσιμης ενέργειας προς τον στρόβιλο, έστω και αν δημιουργηθούν ιδιαίτερα άστατες συνθήκες ροής διαμέσω του στροβίλου. Στις πιο πολλές περιπτώσεις η αύξηση της διαθέσιμης ενέργειας θα εξισορροπήσει ή θα υπερκαλύψει τη μείωση του βαθμού απόδοσης του στροβίλου που προέρχεται λόγω της ασταθούς ροής. Στο σύστημα παλμών στενοί αγωγοί συνδέουν τις βαλβίδες εξαγωγής της μηχανής με το στρόβιλο. Η διάταξη απεικονίζεται στο **σχήμα 3.7**.



Σχήμα 3.7. Σύστημα παλμών.

Παρατηρώντας το διάγραμμα πίεσης καυσαερίων του συστήματος παλμών στο **σχήμα 3.8**, βλέπουμε ότι είναι φανερή η μεγαλύτερη διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο. Το σύστημα παλμών απαιτεί ο στρόβιλος να λειτουργεί σε ένα ευρύ φάσμα συνθηκών φορτίου κατά τη διάρκεια του κύκλου. Η διαφορά πίεσεως στις δύο πλευρές της βαλβίδας όταν αρχικά ανοίγει είναι τέτοια ώστε δημιουργούνται ηχητικές συνθήκες και δημιουργείται ένας παλμός εκτονώσεως (blowdown pulse) που ταξιδεύει μέσω του στενού αγωγού προς το στρόβιλο με ηχητική ταχύτητα. Λόγω του μήκους του αγωγού, οι συνθήκες στη βαλβίδα και στο στρόβιλο δεν είναι ταυτόχρονα οι ίδιες. Καθώς ο παλμός υπό μορφή κρουστικού κύματος ταξιδεύει στο στενό αγωγό, μεταφέρει ένα μεγάλο ποσοστό ενέργειας στατικής πίεσεως και ένα μικρότερο ποσοστό κινητικής ενέργειας που μάλιστα μειώνεται λόγω τριβών, οπότε με υπερβολικά στενούς αγωγούς οι τριβές στα τοιχώματα θα είναι μεγάλες. Έτσι, ενώ η μάζα του ρευστού μέσα στον αγωγό δεν κινείται στην αρχή γρήγορα, ο κρουστικός παλμός φτάνει στον στρόβιλο, ο οποίος στιγμιαία αντιλαμβάνεται μια μεγάλη διαφορά πίεσεως στα άκρα του, οπότε στιγμιαία ο λόγος εκτονώσεως η παροχή και ισχύς που παράγει ο στρόβιλος αυξάνουν. Βέβαια λόγω της παλλόμενης ροής ο βαθμός απόδοσης του στροβίλου είναι μικρός αλλά η ενέργεια που προσδίδεται στον στρόβιλο είναι στιγμιαία αρκετά μεγάλη. Έτσι ο στρόβιλος, ενώ αρχικά λειτουργεί σε υψηλή πίεση και με υψηλό βαθμό απόδοσης, μόλις η πίεση πέφτει

μειώνεται και η απόδοση του στροβίλου. Ως αποτέλεσμα ενώ περισσότερη ενέργεια είναι διαθέσιμη για μετατροπή στο σύστημα παλμών, η απόδοση της μετατροπής θα είναι μειωμένη.



Σχήμα 3.8. Διάγραμμα πίεσης καυσαερίων σε σύστημα παλμών.

Η διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο εξαρτάται επίσης από το ρυθμό ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής και τον όγκο του αυλού εξαγωγής. Ένας γρήγορος ρυθμός ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής είναι επιθυμητός για την αύξηση της πίεσης στην είσοδο του στροβίλου όσο πιο γρήγορα γίνεται, αφού η μέγιστη ενέργεια καυσαερίων είναι διαθέσιμη με το άνοιγμα της βαλβίδας. Επίσης οι συνολικές απώλειες στραγγαλισμού της ροής, οι απώλειες λόγω τριβών και λόγω τυρβώδους αναμίξεως μειώνονται αν ο ρυθμός ανοίγματος της βαλβίδας είναι γρήγορος. Ο όγκος του αυλού εξαγωγής πρέπει να είναι ο ελάχιστος δυνατός για την πιο αποτελεσματική αξιοποίηση της ενέργειας των καυσαερίων. Αυτό μπορεί να επιτευχθεί με τη χρήση αγωγών μικρού μήκους μεταξύ της εξαγωγής και του στροβίλου, έτσι ώστε να διατηρηθεί η κινητική ενέργεια των καυσαερίων και συνεπώς η διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο. Αν όμως το μήκος τους είναι πολύ μικρό, οι απώλειες τριβών θα είναι αυξημένες, μειώνοντας έτσι την πίεση. Επιπλέον, λόγω του δεδομένου όγκου αν ο αγωγός έχει μικρό μήκος, η μεγάλη διατομή θα τείνει να αυξήσει τις απώλειες θερμότητας στο περιβάλλον, μειώνοντας την διαθέσιμη ενέργεια στο στρόβιλο.

Χρήση του συστήματος παλμών σε 4-X κινητήρες

Οι περισσότεροι 4-X κινητήρες χρησιμοποιούν το σύστημα παλμών κυρίως στα μικρότερα μεγέθη. Αν ομάδες 3 κυλίνδρων συνδέονται σε μια είσοδο του στροβίλου μπορεί να εξασφαλιστεί ότι η πίεση στην είσοδο στροβίλου είναι μεν κυμαινόμενη, αλλά δεν μειώνεται κάτω από την πίεση εξόδου (συνήθως ατμοσφαιρική), οπότε, παρ' ότι υπάρχουν απώλειες λόγω παλλόμενης ροής στο στρόβιλο, οι απώλειες ανεμισμού, που

εμφανίζονται όταν δεν υπάρχει ροή διαμέσω του στροβίλου δεν είναι σημαντικές. Παράλληλα, μπορεί να ρυθμιστεί η διακύμανση των παλμών να είναι τέτοια ώστε η πίεση κατάντι της βαλβίδας εξαγωγής στην φάση της επικάλυψης βαλβίδων να ευνοεί την απόπλυση. Με σύνδεση ομάδων 2 κυλίνδρων, τα προβλήματα λόγω ανακλάσεως παλμών, που φτάνουν σε κύλινδρο που βρίσκεται σε ευαίσθητη φάση αποπλύσεως θα είναι μεγαλύτερα.

Γενικά το σύστημα παλμών για 4-X κινητήρες είναι περισσότερο αποδοτικό για περιπτώσεις που μπορεί να γίνει ομαδοποίηση κυλίνδρων ανά τρεις όπως σε κινητήρες 6, 9, 12, 18 κυλίνδρων και μέχρι λόγους υπερπλήρωσεως 3:1 που αντιστοιχούν σε μέση πίεση περίπου 20 bar. Σε μεγαλύτερη ισχύ ο μονοβάθμιος στρόβιλος δεν μπορεί να απορροφήσει αποδοτικά το μεγάλο λόγο εκτόνωσης στα άκρα του, που προέρχεται από τον μεγάλο αρχικό παλμό (blowdown pulse) του κινητήρα, οπότε το σύστημα σταθερής πίεσεως είναι πιο κατάλληλο, κυρίως για μεγάλους πολυκύλινδρους κινητήρες. Σε 4-X μηχανές όπου μπορεί να γίνει ομαδοποίηση κυλίνδρων ανά ένα ή δύο κυλίνδρους όπως σε κινητήρες 4, 5, 6, 8, 10, 14, 16, 20 κυλίνδρων, οι ανακλάσεις παλμών και οι αυξημένες απώλειες στον στρόβιλο δημιουργούν προβλήματα σε συμβατικά συστήματα παλμών σε λόγους υπερπλήρωσης μεγαλύτερους από 2:1 (μέση πίεση 15 bar).

Χρήση του συστήματος παλμών σε 2-X κινητήρες

Σε 2-X κινητήρες επειδή η απόπλυση είναι κυρίαρχος παράγων της καλής λειτουργίας της μηχανής αναφέρθηκε ότι το σύστημα σταθερής πίεσεως δεν μπορεί να ανταπεξέλθει σε χαμηλά φορτία. Με το σύστημα παλμών, ακόμα και σε χαμηλά φορτία του κινητήρα επιτυγχάνεται μεταφορά ενέργειας στον στρόβιλο μέσω του παλμού εκτόνωσης, αλλά και ικανοποιητική απόπλυση, λόγω πτώσεως της πίεσεως στον αυλό εξαγωγής μετά το πέρας του παλμού εκτόνωσης. Αν το σύστημα είναι καλά σχεδιασμένο, μια 2-X μηχανή μπορεί να λειτουργήσει χωρίς πρόβλημα σε όλο το φάσμα στροφών της.

Σε περιπτώσεις 2-X μηχανών ευθύγραμμης απόπλυσης με βαλβίδα εξαγωγής μπορεί να ρυθμιστεί ώστε η βαλβίδα να ανοίγει νωρίτερα οπότε προσφέρεται μεγαλύτερη ενέργεια στα καυσαέρια σε βάρος του έργου εκτόνωσης του κυλίνδρου. Ένα μειονέκτημα που υπάρχει σε αυτή την περίπτωση είναι ότι η θερμοκρασία καυσαερίων είναι μεγαλύτερη με αποτέλεσμα ν' αυξάνονται τα θερμικά φορτία της βαλβίδας των αυλών εξαγωγής και του στροβίλου.

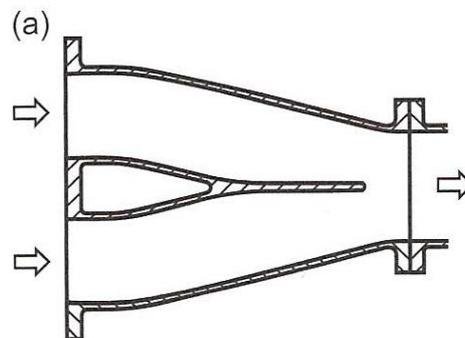
Σε 2-X κινητήρες εγκάρσιας ή ανάστροφης σάρωσης, η δυνατότητα απόπλυσης είναι πιο περιορισμένη σε σχέση με μια μηχανή ευθείας σάρωσης με βαλβίδα εξαγωγής. Για να επιτευχθεί ικανοποιητική καθαρότητα του εγκλωβισμένου αέρα στον κύλινδρο χρειάζεται περίσσεια αέρα πλήρωσεως. Επίσης στις μηχανές αυτές ο χρονισμός ορίζεται απολύτως από την αποκάλυψη από το έμβολο των θυρίδων εξαγωγής και εισαγωγής. Έτσι στο τέλος της περιόδου αποπλύσεως θα υπάρχει περαιτέρω διαρροή αέρα από τον κύλινδρο μέσω των θυρίδων εξαγωγής στο δοχείο καυσαερίων. Έτσι ή πρέπει να είναι

μικρή η απόσταση μεταξύ θυρίδων εισαγωγής και εξαγωγής στο χιτώνιο, είτε να υπάρχει κάποιο είδος περιστροφικής βαλβίδας στην εξαγωγή, όπως σε ορισμένους παλαιότερους ναυτικούς κινητήρες. Στην περίπτωση αυτή ο όγκος του δοχείου εξαγωγής αυξάνεται και τα πλεονεκτήματα του συστήματος παλμών μειώνονται, οπότε πιθανόν ο στροβιλοπληρωτής να μην μπορεί να χρησιμοποιηθεί αυτόνομος για όλο το φάσμα στροφών της μηχανής.

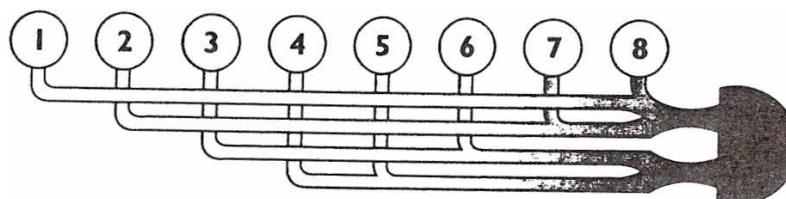
3.2.3 Μετατροπείς παλμών

Με τους μετατροπείς παλμών, γίνεται προσπάθεια συμβιβασμού των συστημάτων σταθερής πίεσης και παλμών, ώστε να διατηρηθεί η διαθέσιμη ενέργεια στην έξοδο του κινητήρα, αλλά ταυτόχρονα να επιτευχθούν και σταθερές συνθήκες ροής στην είσοδο του στροβίλου. Η διάταξη που χρησιμοποιείται απεικονίζεται στο **σχήμα 3.9**.

Οι μετατροπείς παλμών (pulse converters) είναι ειδικά διαμορφωμένες συμβολές πολλαπλών σωληνώσεων, ώστε να συνδέονται πολλοί κύλινδροι στην ίδια είσοδο στροβίλου. Το σημαντικότερο πλεονέκτημα στη χρήση του συστήματος αυτού είναι ότι περισσότεροι κύλινδροι τροφοδοτούν το στρόβιλο από ότι στην περίπτωση του συστήματος παλμών, όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.10**. Έτσι, η διατομή εισόδου του στροβίλου είναι μεγαλύτερη από τη διατομή αυλού του κάθε κυλίνδρου και έτσι μειώνεται η επίδραση των ανακλώμενων παλμών.



Σχήμα 3.9. Σύστημα μετατροπέα παλμών.



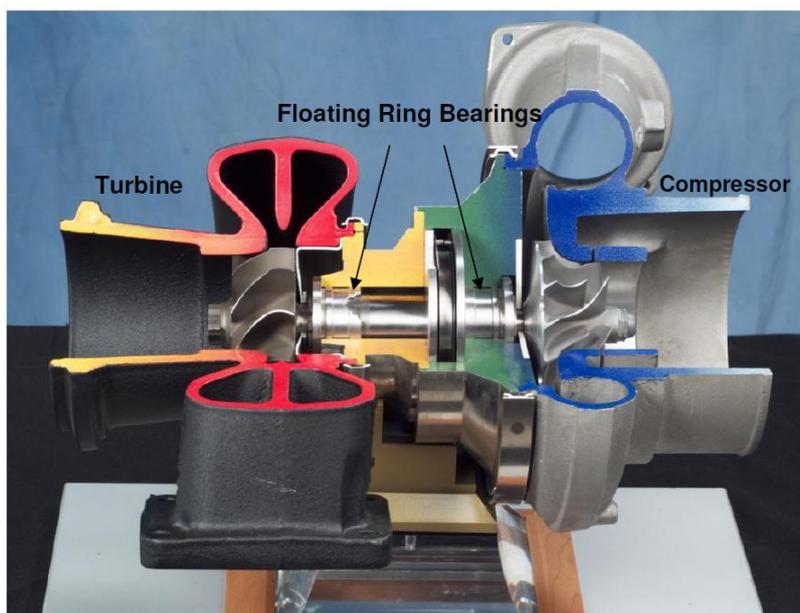
Σχήμα 3.10. Εφαρμογή συστήματος μετατροπέα παλμών σε 8-κύλινδρο κινητήρα.

Οι μετατροπείς παλμών στην απλούστερη μορφή τους αποτελούνται από μια στένωση μέσω της οποίας η ροή επιταχύνεται, και σε συνέχεια έναν διαχύτη που γίνεται ανάκτηση της πίεσεως. Με τη διάταξη αυτή μειώνεται η αστάθεια της ροής χωρίς να μειώνεται σημαντικά το ενεργειακό της περιεχόμενο και συγχρόνως μειώνεται η παρεμβολή παλμών στην απόπλυση. Μάλιστα σε ορισμένους τύπους τέτοιων εξαρτημάτων δημιουργείται στην κατάλληλη φάση μία υποπίεση ευνοϊκή για την απόπλυση.

3.3 Ανάλογα με το είδος των εφαρμογών

3.3.1 Στροβιλοϋπερπληρωτές σε εφαρμογές αυτοκίνησης

Στις εφαρμογές αυτοκίνησης, το κύριο ζητούμενο από το στροβιλοϋπερπληρωτή είναι η υψηλή επιτάχυνση και ροπή για ένα ευρύ φάσμα ταχυτήτων του κινητήρα, ενώ ο βαθμός απόδοσης έχει δευτερεύοντα ρόλο. Επειδή η παροχή της μάζας του αέρα που διακινείται είναι σχετικά μικρή, αρκεί ένας **ακτινικός** συμπιεστής και ένας **ακτινικός** στρόβιλος στον ίδιο άξονα, όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.11**.



Σχήμα 3.11. Μικρός στροβιλοϋπερπληρωτής αυτοκίνησης.

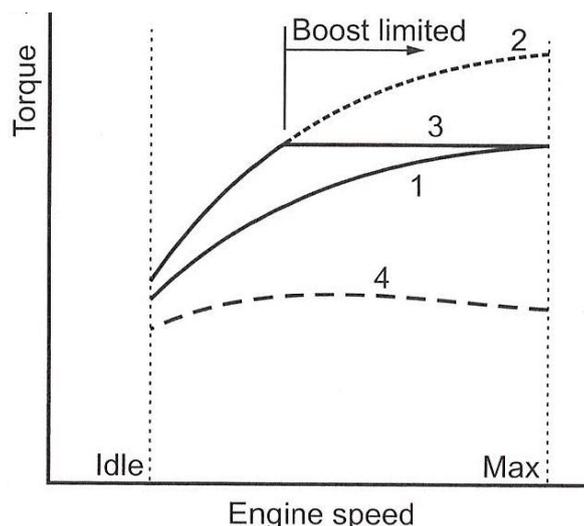
Προτιμάται η εσωτερική διάταξη των εδράνων, ενώ χρησιμοποιούνται συνήθως απλά ακτινικά έδρανα ή floating ακτινικά έδρανα. Μόνο σε ειδικές εφαρμογές, όπως σε αγωνιστικά αυτοκίνητα μπορούν να χρησιμοποιηθούν σφαιρικά έδρανα. Δεν χρησιμοποιούνται ωστικά έδρανα αφού οι δυνάμεις που αναπτύσσονται στον άξονα δεν είναι μεγάλες, ενώ η λίπανσή τους γίνεται απευθείας από το ελαιολιπαντικό του κινητήρα. Η περωτή του συμπιεστή, συνήθως κατασκευάζεται από αλουμίνιο (LM-

16-WP ή C-355T61), ενώ ο στρόβιλος επειδή πρέπει να λειτουργεί σε θερμοκρασίες της τάξης των 1000 K ή και παραπάνω σε βενζινοκινητήρες, κατασκευάζεται από σφαιροειδή γραφίτη ή από 713C Inconel που είναι ένα ειδικό κράμα αλουμινίου.

3.3.1.1 Στροβιλοϋπερπληρωτές κινητήρων Diesel

Σε ένα υπερπληρωμένο κινητήρα Diesel, απαιτείται η πίεση υπερπλήρωσης στο πλήρες φορτίο να είναι σταθερή με την ταχύτητα. Αυτό είναι αδύνατο να επιτευχθεί με έναν απλό στροβιλοϋπερπληρωτή, εξαιτίας της μη γραμμικής συμπεριφορά της ροής. Αν η σύζευξη με τον στροβιλοϋπερπληρωτή γίνει στο πλήρες φορτίο, τότε καθώς η ταχύτητα μειώνεται, η ογκομετρική παροχή του κινητήρα μειώνεται σχεδόν ανάλογα με την ταχύτητα. Η παροχή μάζας του στροβίλου και συνεπώς ο λόγος πίεσης του μειώνονται. Η παραγόμενη από το στρόβιλο ισχύς και συνεπώς η αύξηση πίεσης του συμπιεστή μειώνονται επίσης. Αν ο ρυθμός παροχής καυσίμου είναι σταθερός, αυτό συνεπάγεται μείωση της ισχύος και της ροπής του κινητήρα με την ταχύτητα περιστροφής, κάτι που είναι ανεπιθύμητο. Η μεταβολή αυτή φαίνεται στην καμπύλη 1 του **σχήματος 3.12**. Εναλλακτικά, αν η σύζευξη πραγματοποιηθεί σε χαμηλότερο φορτίο και ταχύτητα περιστροφής, η ενεργός διατομή του στροβίλου είναι μικρότερη, που σημαίνει ότι ο λόγος πίεσης του στροβίλου είναι υψηλότερος, παράγεται μεγαλύτερη ισχύς και η αύξηση πίεσης που πραγματοποιεί ο συμπιεστής είναι μεγαλύτερη σε χαμηλότερη ταχύτητα του κινητήρα (καμπύλη 2). Σε ταχύτητες περιστροφής πάνω από την ταχύτητα σύζευξης, η ισχύς πρέπει να περιοριστεί αλλιώς η πίεση υπερπλήρωσης θα συνεχίσει να αυξάνει. Ο κινητήρας θα πρέπει να λειτουργεί με περιορισμούς σχετικά με την πίεση των κυλίνδρων, τη θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και την ταχύτητα του στροβιλοϋπερπληρωτή. Οι παραπάνω παράγοντες επιβάλλουν περιορισμό στην αύξηση πίεσης του συμπιεστή.

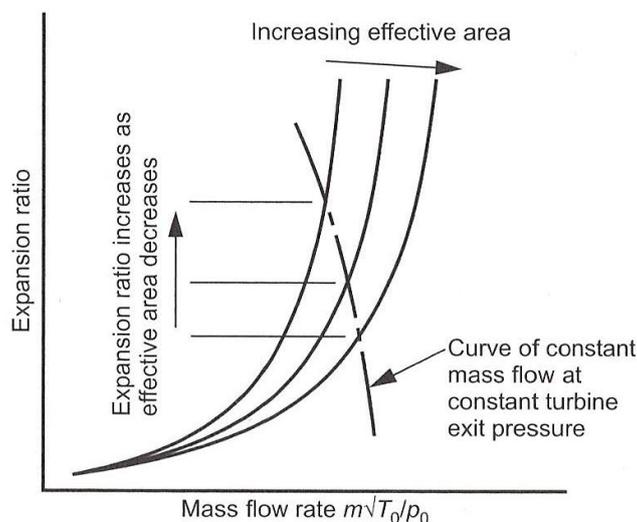
Όπως είναι γνωστό, η αύξηση πίεσης μπορεί να περιοριστεί από την παρεχόμενη ισχύ του στροβίλου. Ο πιο απλός τρόπος να πραγματοποιηθεί αυτό είναι με τη χρήση θύρας παράκαμψης, η οποία επιτρέπει κάποια ποσότητα καυσαερίου να παρακάμψει το στρόβιλο. Ελέγχοντας το άνοιγμά της, είναι δυνατός ο περιορισμός της πίεσης υπερπλήρωσης διατηρώντας σχεδόν σταθερή τη ροπή του κινητήρα με την ταχύτητα περιστροφής (καμπύλη 3).



Σχήμα 3.12. Χαρακτηριστική ροπής-στροφών υπερπληρωμένου κινητήρα Diesel.

Σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, η θύρα παράκαμψης παραμένει κλειστή. Καθώς η ταχύτητα αυξάνει, η αύξηση της πίεσης που πραγματοποιεί ο συμπιεστής αυξάνει μέχρι το όριο που έχει επιβληθεί. Στο σημείο αυτό, η θύρα παράκαμψης αρχίζει να ανοίγει και σταδιακά παρακάμπτει περισσότερο καυσαέριο από το στρόβιλο, καθώς η ταχύτητα περιστροφής αυξάνει στη μέγιστη τιμή της, διατηρώντας την αύξηση πίεσης, άρα και την πίεση υπερπλήρωσης σταθερή.

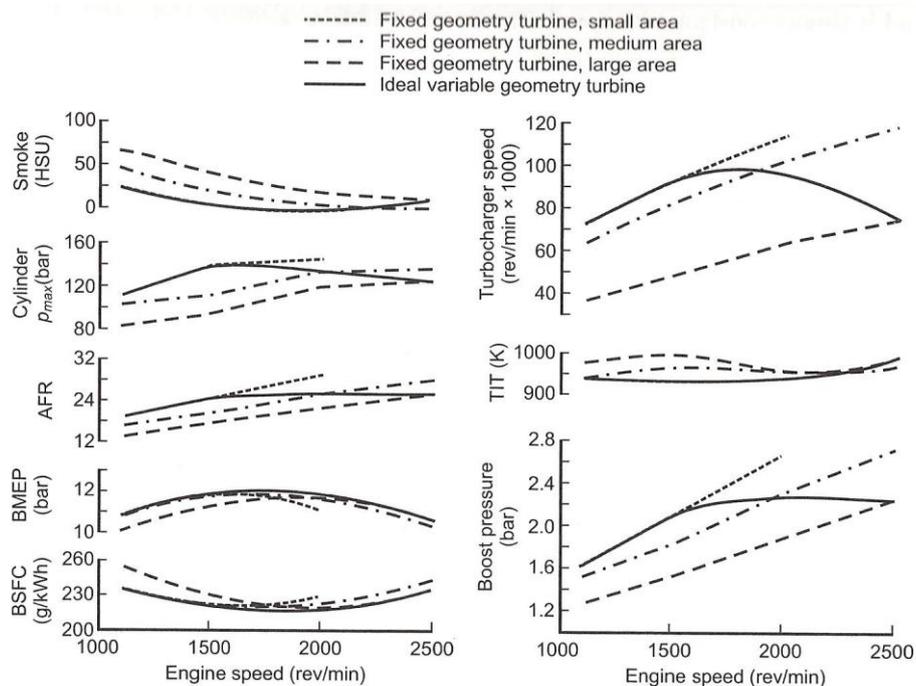
Μία καλύτερη προσέγγιση θα μπορούσε να είναι η χρήση στροβίλου μεταβλητής γεωμετρίας. Με τη χρήση του μεταβάλλεται η ενεργός διατομή του στροβίλου και συνεπώς η χαρακτηριστική παροχής –λόγου πίεσης, όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.13**:



Σχήμα 3.13. Χαρακτηριστική παροχής-λόγου πίεσης στροβίλων με διαφορετικές ενεργές διατομές.

Μειώνοντας την ενεργό διατομή του στροβίλου ο λόγος πίεσης πρέπει να αυξηθεί προκειμένου να διατηρηθεί σταθερή παροχή μάζας. Αυτό αυξάνει την πίεση εξόδου του κινητήρα, την διαθέσιμη ενέργεια των καυσαερίων και την ισχύ που παράγεται από το στρόβιλο. Ο στρόβιλος πρέπει να διαστασιολογηθεί έτσι ώστε να διέρχεται η μέγιστη παροχή από τον κινητήρα στη μέγιστη ταχύτητα περιστροφής του, ενώ ταυτόχρονα ο συμπιεστής παρέχει την οριακή αύξηση πίεσης. Στο σημείο αυτό τα πτερύγια του VGT πρέπει να είναι ρυθμισμένα ώστε η ενεργός διατομή να είναι μέγιστη. Στην εκκίνηση, τα πτερύγια του VGT πρέπει να είναι ρυθμισμένα ώστε η ενεργός διατομή να είναι ελάχιστη. Καθώς η ταχύτητα του κινητήρα αυξάνεται, αυξάνεται και η διατομή του στροβίλου, έτσι ώστε να διατηρηθεί η μέγιστη απόδοση.

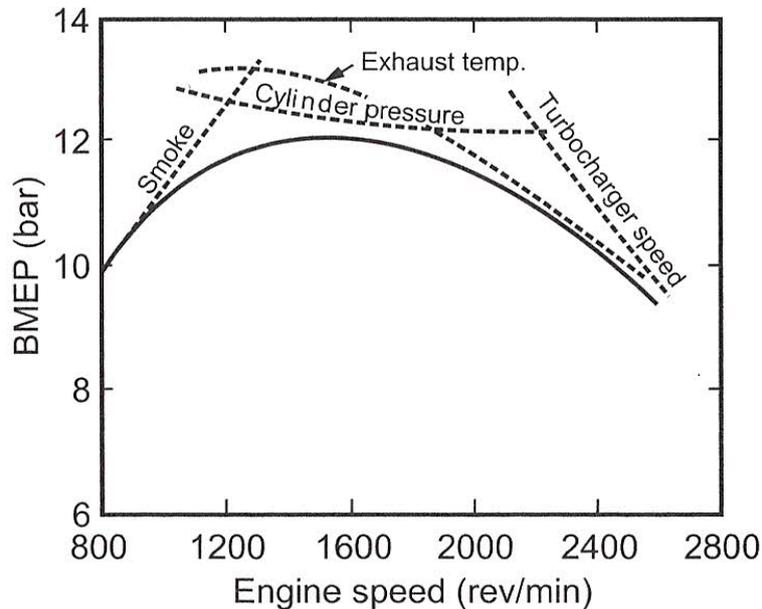
Στο **σχήμα 3.14**, απεικονίζεται η απόδοση ενός κινητήρα με μικρή, μεσαία και μεγάλη ενεργό διατομή στροβίλου. Στη μέγιστη ταχύτητα, η υψηλότερη τιμή της μέσης πραγματικής πίεσης (BMEP) και η χαμηλότερη τιμή της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου (BSFC), επιτυγχάνονται με τη μέγιστη διατομή στροβίλου, ενώ σε χαμηλές ταχύτητες κινητήρα, η μικρότερη διατομή στροβίλου δίνει συνολικά την καλύτερη απόδοση.



Σχήμα 3.14. Καμπύλες απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωμένου κινητήρα Diesel με τη χρήση VGT τριών διαφορετικών ενεργών διατομών και ένα ιδανικό VGT.

Ακόμη κι αν η σύζευξη πραγματοποιηθεί σε μερικό φορτίο, υπάρχει περίπτωση να έχουμε πτώση της ροπής σε χαμηλές ταχύτητες. Η αντλία καυσίμου είναι ρυθμισμένη ώστε η παροχή καυσίμου να αυξάνεται σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής, ως αντιστάθμισμα. Αυτό όμως μπορεί να πραγματοποιηθεί μέσα στα όρια που επιβάλλονται από την εξοικονόμηση καυσίμου και από το σχηματισμό καπνού που προκαλείται σε αυξημένους λόγους αέρα-καυσίμου. Το **σχήμα 3.15** απεικονίζει την τυπική καμπύλη της

μέσης πραγματικής πίεσης ενός υπερπληρωμένου κινητήρα στο πλήρες φορτίο, μαζί με τους περιορισμούς που επιβάλλονται από αυτόν και τον στροβιλοϋπερπληρωτή σε διάφορες ταχύτητες λειτουργίας. Παρατηρούμε ότι σε χαμηλές ταχύτητες, η αύξηση της παροχής καυσίμου για τη διατήρηση της ροπής, περιορίζεται από το σχηματισμό καπνού στα καυσαέρια. Στις μεσαίες ταχύτητες περιστροφής, η παροχή καυσίμου μπορεί να μειωθεί ώστε ο περιορισμός από το σχηματισμό καπνού να μην ισχύει. Ο στροβιλοϋπερπληρωτής διαστασιολογείται για σύζευξη με τον κινητήρα με τη θύρα παράκαμψης κλειστή ή το VGT στη λειτουργία σχεδίασης που αντιστοιχεί στο μέγιστο βαθμό απόδοσης του στροβίλου. Αυτό συμβαίνει περίπου στην κορυφή της καμπύλης, όπου ο περιορισμός είναι η πίεση εντός των κυλίνδρων. Στις υψηλές ταχύτητες, η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων και η ταχύτητα του στροβιλοϋπερπληρωτή περιορίζουν την ισχύ του κινητήρα.



Σχήμα 3.15. Όρια κινητήρα Diesel και στροβιλοϋπερπληρωτή.

3.3.1.2 Στροβιλοϋπερπληρωτές κινητήρων Otto

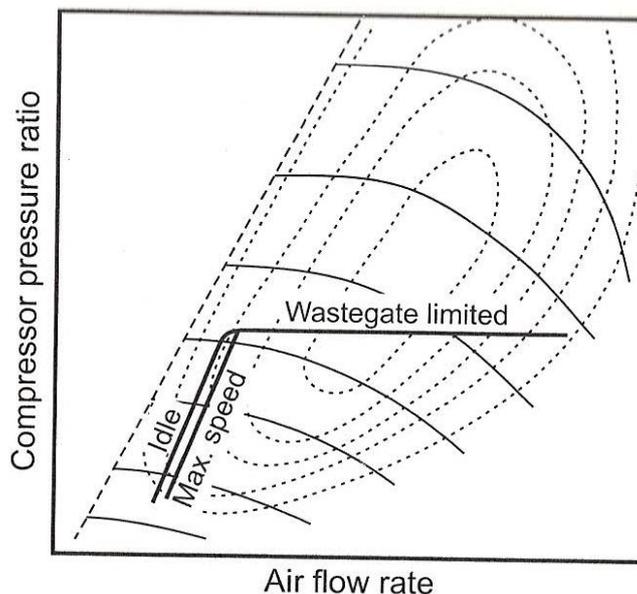
Οι κινητήρες αυτοί παρουσιάζουν μεγαλύτερη δυσκολία σύζευξης με τον στροβιλοϋπερπληρωτή σε σχέση με τους Diesel, διότι ο λόγος αέρα-καυσίμου πρέπει να παραμένει περίπου σταθερός, ώστε να εξασφαλιστεί ικανοποιητική καύση του καυσίμου. Επίσης η πίεση υπερπλήρωσης πρέπει να περιορίζεται για την αποφυγή φαινομένων «κτυπημάτων» του κινητήρα. Παλαιότερα, οι υπερπληρωμένοι βενζινοκινητήρες περιορίζονταν σε ειδικές εφαρμογές αυτοκίνησης, όπως π.χ. σε εφαρμογές αγωνιστικών αυτοκινήτων, ενώ οι εξελίξεις στην τεχνολογία ψεκασμού καυσίμου και κατασκευής των θαλάμων καύσης, τους επιτρέπουν σήμερα να χρησιμοποιηθούν σε πολλές κοινές

εφαρμογές, με τους παραπάνω περιορισμούς να συνεχίζουν όμως να ισχύουν μέχρι κάποιο βαθμό.

Επειδή ο λόγος αέρα-καυσίμου πρέπει να διατηρείται περίπου σταθερός, η ροπή του κινητήρα συνδέεται άμεσα με την παροχή αέρα και συνεπώς με την πίεση υπερπλήρωσης. Η συνεχόμενη αύξηση της πίεσης με την ταχύτητα παρουσιάζει προβλήματα «οδηγησιμότητας» και μία αύξηση στη ροπή σε χαμηλές ταχύτητες δεν μπορεί να επιτευχθεί με αύξηση της παροχής καυσίμου, όπως γίνεται στους κινητήρες Diesel. Οι λύσεις που υιοθετούνται είναι η χρήση συμπιεστή χαμηλού λόγου πίεσης για τον περιορισμό της αύξησης της πίεσης, θέτοντας έτσι ένα περιορισμό στις υψηλές ταχύτητες. Όμως μόνος του ο συμπιεστής αυτός δεν αρκεί αν ο στρόβιλος είναι συζευγμένος στη μέγιστη ταχύτητα και φορτίο., καθώς σε λειτουργία μερικού φορτίου, ο λόγος πίεσης του στρόβιλου θα είναι μικρός και η αύξηση πίεσης από το συμπιεστή θα είναι μικρή. Η χρήση ενός τέτοιου στροβιλοϋπερπληρωτή δεν αυξάνει τη ροπή στις χαμηλές ταχύτητες, αλλά αυξάνει τη ροπή στις υψηλές ταχύτητες, καθιστώντας τα χαρακτηριστικά της ροπής ακόμη λιγότερο ευνοϊκά.

Η λύση επομένως θα ήταν η σύζευξη με τον στροβιλοϋπερπληρωτή να πραγματοποιηθεί σε σχετικά χαμηλές ταχύτητες του κινητήρα. Αυτό απαιτεί μικρή ενεργό διατομή του στρόβιλου. Σε υψηλές ταχύτητες του κινητήρα ένας τέτοιος στρόβιλος θα μπορούσε να επιβάλλει μία πολύ υψηλή πίεση καυσαερίων στην έξοδο του κινητήρα. Για την αποφυγή αυτού, χρησιμοποιούμε μία θύρα παράκαμψης, ώστε να παρακαμφθεί μία ποσότητα καυσαερίου από το στρόβιλο, περιορίζοντας έτσι το λόγο πίεσής του και την ισχύ που παράγεται από τον κινητήρα. Αυτό με τη σειρά του διατηρεί την πίεση εξόδου του κινητήρα σε αποδεκτά όρια και αποτρέπει την ανεξέλεγκτη αύξηση της πίεσης υπερπλήρωσης. Ο στρόβιλος μεταβλητής γεωμετρίας θα μπορούσε να δώσει καλύτερο έλεγχο, αφού ευρέως χρησιμοποιούνται σε κινητήρες αυτοκίνησης Diesel. Όμως οι βενζινοκινητήρες συνήθως λειτουργούν σε υψηλότερες θερμοκρασίες καυσαερίων και τα προβλήματα της θερμικής διαστολής και αντοχής που αντιμετωπίζουν έχουν προς το παρόν περιορίσει την εφαρμογή του.

Η χαρακτηριστική του συμπιεστή για ένα βενζινοκινητήρα έχει τη μορφή που φαίνεται στο **σχήμα 3.16**. Καθώς η ταχύτητα περιστροφής αυξάνεται, η πίεση υπερπλήρωσης αυξάνει στη μέγιστη τιμή της, όταν αυτή περιορίζεται, και μένει στη συνέχεια σταθερή. Εξαιτίας του μεγάλου εύρους ταχυτήτων του κινητήρα, απαιτείται πεπλατυσμένος χάρτης συμπιεστή. Σε μερικά φορτία, η παροχή αέρα διαμέσω του κινητήρα δεν ελέγχεται από την ταχύτητα περιστροφής όπως στον Diesel, αλλά από μηχανισμό στην εισαγωγή, ο οποίος παρακάμπτει την επίδραση της ταχύτητας στην παροχή του αέρα και έτσι οι ισοταχείς περιορίζονται σε ένα μικρό εύρος.



Σχήμα 3.16. Λειτουργία συμπιεστή σε υπερπληρωμένο κινητήρα Otto.

Η χρήση της θύρα παράκαμψης συχνά θεωρείται αναποτελεσματική, αφού ένα μέρος της ισχύος παρακάμπτεται από το στρόβιλο. Παρόλα αυτά, επιτρέπει στην ενεργό διατομή του στρόβιλου να είναι μικρότερη απ' ό,τι θα ήταν χωρίς τη χρήση της και κατά συνέπεια καλύτερη σύζευξη. Η μικρότερη ενεργός διατομή στρόβιλου έχει ως συνέπεια την αύξηση της πίεσης στην έξοδο του κινητήρα και συνεπώς την διαθέσιμη ισχύ, κάτι που μερικώς αντισταθμίζει την απώλεια ισχύος από την παράκαμψη μέρους των καυσαερίων από το στρόβιλο. Βεβαίως, υψηλότερη πίεση εξόδου του κινητήρα σημαίνει αύξηση του αντλητικού έργου του, καθώς και μία μικρή πτώση του βαθμού απόδοσης σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής.

3.3.2 Στροβιλοϋπερπληρωτές ναυτικών κινητήρων

Η χαρακτηριστική λειτουργία ενός ναυτικού κινητήρα στον χάρτη επιδόσεων συμπιεστή εξαρτάται από την έλικα, σταθερού ή μεταβλητού βήματος.

Σύμφωνα με τον νόμο της έλικας η απαιτούμενη ισχύς P_E και ροπή Q_E μεταβάλλονται προσεγγιστικά με τις στροφές (N):

$$\begin{aligned} P_E &= c_1 N^3 \\ Q_E &= c_2 N^2 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Έτσι η απαιτούμενη μέση πίεση αυξάνει ανάλογα με το τετράγωνο των στροφών, κάτι που ταιριάζει ιδιαίτερα στην λειτουργία υπερπληρωμένων κινητήρων. Στην περίπτωση αυτή, η σύζευξη είναι περισσότερο θέμα βελτιστοποίησης παρά συμβιβασμού αντιθέτων απαιτήσεων, διότι η πίεση υπερπληρώσεως αυξάνει με τις

στροφές και με το φορτίο. Καθώς οι στροφές και άρα η παροχή αέρα μέσω του κινητήρα αυξάνουν, η παραγόμενη ισχύς από τον στρόβιλο αυξάνει λόγω της χαρακτηριστικής λειτουργίας του, όπου ο λόγος εκτονώσεως αυξάνει με αυξανόμενη παροχή:

$$\dot{W} = T_t C_{pe} n_T \dot{m} \left[1 - \left(\frac{P_a}{P_p} \right)^{\frac{\gamma_e - 1}{\gamma_e}} \right] \quad (3.2)$$

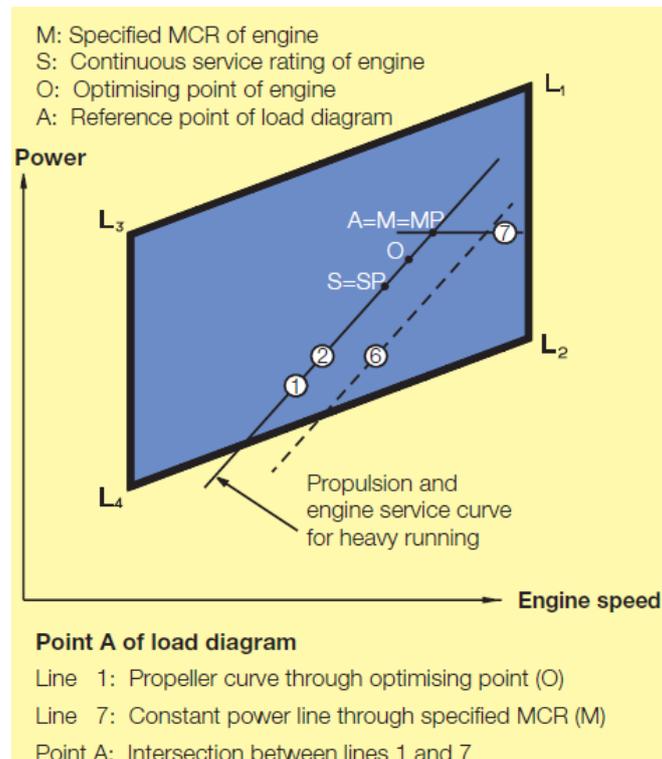
P_a/P_p =λόγος εκτονώσεως στροβίλου

T_t =θερμοκρασία εισόδου στροβίλου

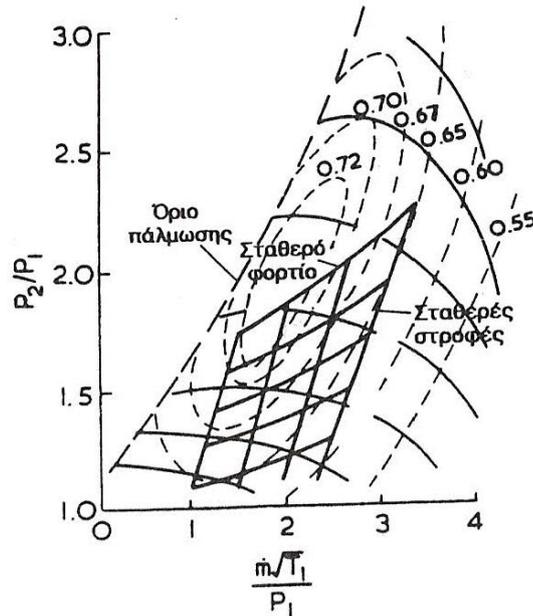
\dot{m} = παροχή στροβίλου

n_T = βαθμός απόδοσης στροβίλου (θεωρείται ότι είναι σχεδόν σταθερός)

Έτσι με αυξημένη ισχύ του στροβίλου ο συμπιεστής παράγει μεγαλύτερη πίεση υπερπληρώσεως. Η γραμμή λειτουργίας της έλικας υπερτεθειμένη σε έναν χάρτη επιδόσεων κινητήρα (Σχήμα 3.17) μπορεί να μεταφερθεί αντίστοιχα στον χάρτη επιδόσεων του συμπιεστή, όπου έχουν σημειωθεί γραμμές λειτουργιών του κινητήρα σε σταθερά φορτία και σταθερές στροφές (Σχήμα 3.18). Με σύζευξη κοντά στο σημείο μέγιστης συνεχούς λειτουργίας (MCR), η καμπύλη λειτουργίας του κινητήρα σύμφωνα με τον νόμο της έλικας εφαρμόζει καλά στις ισοϋψείς του βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και έτσι η σύζευξη είναι ικανοποιητική για όλο το εύρος λειτουργιών του κινητήρα, όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα.



Σχήμα 3.17. Γραμμή λειτουργίας της έλικας σε χάρτη κινητήρα.



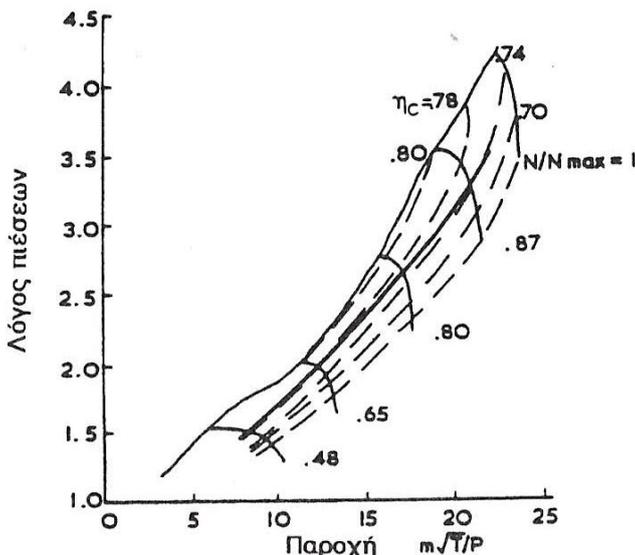
Σχήμα 3.18. Γραμμή λειτουργίας της έλικας σε χάρτη συμπιεστή.

Σε πολύ χαμηλές στροφές κινητήρα ή σε συνθήκες ελιγμών όπου οι στροφές του συμπιεστή και η πίεση υπερπληρώσεως πέφτουν πολύ, μπορεί να υπάρξουν προβλήματα κυρίως σε μεταβατικές καταστάσεις οπότε η αδυναμία αποκρίσεως του υπερπληρωτή να οδηγήσει στιγμιαία σε ατελή καύση (μαύρο καπνό), ή και ασταθή λειτουργία του κινητήρα.

Σε 4-X κινητήρες με έλικα σταθερού βήματος η γραμμή λειτουργίας μπορεί να μετακινηθεί κατάλληλα στο χάρτη του συμπιεστή αλλάζοντας το δακτύλιο ακροφυσίου του στροβίλου, ή τον δακτύλιο του διαχύτη του συμπιεστή.

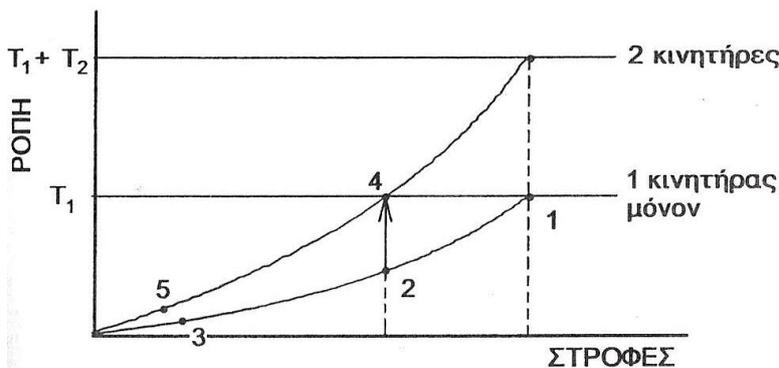
Ορισμένοι συμπιεστές υψηλών επιδόσεων παρουσιάζουν μία στένωση της περιοχής σταθερής λειτουργίας σε μεσαίες προς χαμηλές στροφές και χρειάζεται προσοχή στην σύζευξη στο MCR διότι μπορεί σε χαμηλότερες στροφές το περιθώριο μεταξύ της γραμμής λειτουργίας και της γραμμής πάλμωσης του συμπιεστή να είναι απαράδεκτα μικρό, όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.19**.

Μία συνηθισμένη διάταξη ναυτικών κινητήρων είναι δύο μεσόστροφοι 4-X κινητήρες να κινούν την έλικα μέσω ενός μειωτήρα. Η διάταξη αυτή εξασφαλίζει αξιοπιστία, διότι σε περίπτωση βλάβης του ενός κινητήρα ο άλλος μπορεί να κινήσει το πλοίο. Αν όμως η σύζευξη των στροβιλοϋπερπληρωτών των κινητήρων είναι στο MCR, τότε πιθανόν να υπάρχουν προβλήματα όταν χρησιμοποιείται μόνον ένας κινητήρας.



Σχήμα 3.19. Γραμμή λειτουργίας της έλικας σε χάρτη συμπιεστή, με μικρό περιθώριο πάλμωσης.

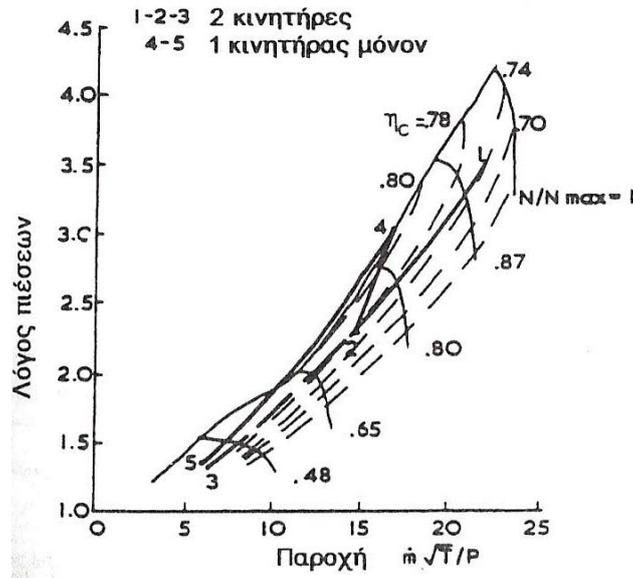
Στο **σχήμα 3.20** απεικονίζεται το διάγραμμα ροπής-στροφών σε λειτουργία ενός και δύο κινητήρων. Σε αυτό φαίνεται ότι η γραμμή της έλικας τέμνει την γραμμή ορίου μέσης πίεσης του κινητήρα σε χαμηλότερες στροφές από τις μέγιστες διότι υπό κανονικές συνθήκες κάθε κινητήρας προσφέρει τμήμα της συνολικής απαιτούμενης ισχύος στις μέγιστες στροφές.



Σχήμα 3.20. Γραμμή της έλικας σε διάγραμμα ροπής-στροφών σε λειτουργία 1 και 2 κινητήρων.

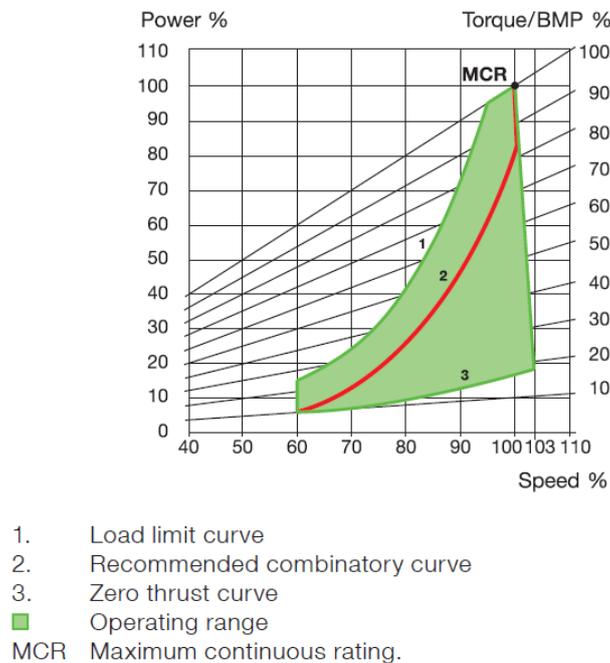
Όμως ο ένας κινητήρας χρειάζεται αύξηση του καυσίμου σε χαμηλότερες στροφές για να κινήσει μόνος του την έλικα. (Περίπου σε 70% των μέγιστων στροφών αν οι κινητήρες είναι όμοιοι). Αυτή η αύξηση θα μετακινήσει το σημείο λειτουργίας του κινητήρα στον χάρτη του συμπιεστή πάνω σε μια τροχιά σταθερού φορτίου - πάνω και ελαφρά δεξιά- οπότε σε αυτή την περίπτωση θα υπάρξει πρόβλημα παλμώσεως του

συμπιεστή, όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.21**. Για να αποφευχθεί αυτό το πρόβλημα πρέπει στην κανονική λειτουργία να υπάρχει μεγάλο περιθώριο από την γραμμή παλμώσεως.



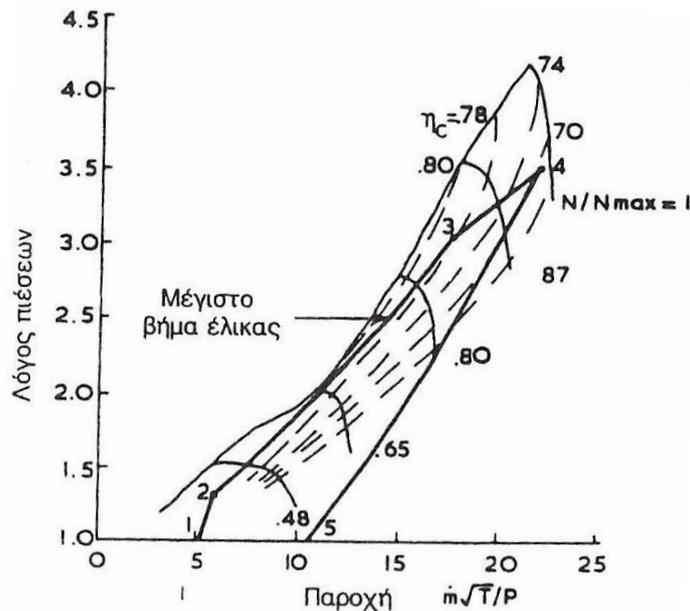
Σχήμα 3.21. Γραμμή λειτουργίας έλικας με 1 και 2 κινητήρες σε χάρτη συμπιεστή.

Αν η έλικα είναι μεταβλητού βήματος τότε απαιτείται πολύ ευρύτερο πεδίο λειτουργίας (**σχήμα 3.22**), διότι σε κάθε θέση βήματος λαμβάνεται και διαφορετική καμπύλη έλικας με άνω όριο την μέγιστη μέση πίεση που είναι σχεδιασμένος να λειτουργεί ο κινητήρας.



Σχήμα 3.22. Γραμμή λειτουργίας έλικας μεταβλητού βήματος σε χάρτη κινητήρα.

Στον χάρτη επιδόσεων συμπίεσής του **σχήματος 3.23**, φαίνεται ότι η γραμμή λειτουργίας με μέγιστο βήμα καθορίζει, λόγω περιθωρίου από την γραμμή παλμώσεως, την θέση των υπολοίπων γραμμών σε άλλα βήματα της έλικας. Αυτό σημαίνει ότι μπορεί να υπάρξουν προβλήματα υπερτάχυνσης του στροβιλοϋπερπληρωτή σε λειτουργία με ελάχιστο βήμα και μέγιστες στροφές μηχανής. Επίσης η γραμμή λειτουργίας σε ελάχιστο βήμα μπορεί να είναι τοποθετημένη σε περιοχή χαμηλών βαθμύ απόδοσης συμπίεσής, ή πολύ κοντά στη γραμμή παλμώσεως.



Σχήμα 3.23. Γραμμή λειτουργίας έλικας μεταβλητού βήματος σε χάρτη συμπίεσής.

3.3.2.1 Κατασκευή στροβιλοϋπερπληρωτών

Σε αυτή την κατηγορία υπάρχει απαίτηση μέγιστου βαθμού απόδοσης (η), συνήθως μεγαλύτερος του 70% και υψηλού λόγου πίεσης συμπίεσής (P_c), καθώς και απλότητα κατασκευής και αξιοπιστία. Αποτελούνται από ακτινικό συμπίεστή για την επίτευξη υψηλών πιέσεων ($P_c=4-4,7$) και αξονικό στρόβιλο για τη διακίνηση των μεγάλων παροχών που απαιτούνται για τις εφαρμογές αυτές (μέχρι και πάνω από 38 (m^3/s)). Το βάρος τους ποικίλει ανάλογα με την ισχύ για την οποία προορίζονται από 1.000 έως και 20.000 κιλά περίπου. Στο **σχήμα 3.24** απεικονίζεται η σειρά στροβιλοϋπερπληρωτών TCA της εταιρείας MAN.

Weights of Assemblies	TCA 33 in kg	TCA 44 in kg	TCA 55 in kg	TCA 66 in kg	TCA 77 in kg	TCA 88 in kg	TCA 99 in kg
Emergency and post-lubrication system			75	140	200	285	
Casing feet, high low			282 235	340 —	733 548	740	
Silencer			427	800	1 770	2 010	
Bearing casing			516	910	1 500	2 500	
Intake casing			161	237	408	629	
Insert			142	198	250	400	
Compressor casing, single socket double socket			546 —	830 —	1 400 1 450	2 250 2 500	
Compressor wheel			39	66	115	200	
Gas-admission casing, 0° 90°			201 245	270 380	430 690	670 1 000	
Gas outlet casing			716	1 200	2 100	3 300	
Rotor gear			136	200	370	601	
Gas outlet diffuser			129	232	400	655	
Exhaust gas turbocharger, complete	1 140	1 970	3 370	5 500	9 250	15 500	20 450

Σχήμα 3.24: Πίνακας στροβιλοϋπερπληρωτών TCA της εταιρείας MAN.

Συμπίεστής

Για να επιτευχθούν οι προαναφερθέντες λόγοι πιέσεων η περωτή του συμπίεστή σχεδιάζεται με χρήση προηγμένων ρευστοδυναμικών προγραμμάτων. Για τη διατήρηση του εύρους λειτουργίας και διατήρηση υψηλού βαθμού απόδοσης του συμπίεστή της τάξης του 85%, χρησιμοποιούνται οπισθοκλινή περύγια και ενίοτε εγκάρσια κλίση περυγίων και εισαγωγέας αεροδυναμικής διατομής. Για διατήρηση του βαθμού αποδόσεως σε υψηλούς λόγους πίεσεως όπου η φόρτιση των περυγίων είναι μεγάλη χρησιμοποιούνται λιγότερα περύγια πλήρους μήκους και εναλλάξ ενδιάμεσα βραχύτερα (splitter blades), που ενώ παραλαμβάνουν μέρος του αεροδυναμικού φορτίου και καθυστερούν την αποκόλληση της ροής στο ακτινικό μέρος της περωτής, δεν φράσσουν την ροή στην είσοδο του εισαγωγέα. Η χρήση λιγότερων περυγίων πλήρους μήκους επιτρέπει την αύξηση του πάχους όλων των περυγίων, ώστε να αντεπεξέρχονται με υψηλή αξιοπιστία στην μεγαλύτερη φόρτιση. Με τον τρόπο αυτό επιτυγχάνεται η διατήρηση υψηλού βαθμού απόδοσης της περωτής σε μεγάλο εύρος λόγων πίεσεως όπου ο βαθμός απόδοσης των συμβατικών διατάξεων περυγίων αρχίζει να μειώνεται. Στο σχήμα 3.25 απεικονίζονται τα περύγια της περωτής ενός ακτινικού συμπίεστή.



Σχήμα 3.25: Πτερώγια πτερωτής ακτινικού συμπιεστή.

Με κατάλληλη σχεδίαση της γεωμετρίας των πτερυγίων για έλεγχο της κάμψεως άκρου στις υψηλές στροφές και λαμβάνοντας υπ' όψιν την διαστολή του τροχού λόγω θερμικών και μηχανικών (φυγοκεντρικών) τάσεων, καθώς και την διαστολή της καλύπτρας της πτερωτής, διατηρούνται μικρές ανοχές άκρου κατά την λειτουργία και μειώνονται οι απώλειες. Για τα μεγάλα μεγέθη πτερωτών η κατασκευή γίνεται με μηχανουργική κατεργασία σφυρήλατου τεμαχίου με χρήση φρέζας 5-αξόνων ψηφιακά ελεγχόμενης μέσω υπολογιστή. Κράματα αλουμινίου μπορούν να χρησιμοποιηθούν για λόγους πιέσεων μέχρι 4.5. Για πιο υψηλές συνεχείς φορτίσεις πρέπει να χρησιμοποιηθούν κράματα τιτανίου. Σημειώνεται ότι για λόγο πιέσεων 4 η περιφερειακή ταχύτητα του άκρου πτερωτής συμπιεστή είναι 500m/sec. Επίσης σε πλήρες φορτίο η ισχύς που προσδίδεται στον συμπιεστή από τον στρόβιλο είναι έως και 40% της συνολικής ισχύος του κινητήρα.

Στρόβιλος

Για ναυτικούς κινητήρες χρησιμοποιούνται σχεδόν αποκλειστικά αξονικοί στρόβιλοι, εκτός από τα πολύ μικρά μεγέθη όπου ο βαθμός απόδοσης των αξονικών στρόβιλων μειώνεται σε σχέση με αυτόν των ακτινικών. Πρέπει πάλι να σημειωθεί ότι για τον αξονικό στρόβιλο υπάρχει πολύ μεγάλο υπόβαθρο, που ευνοεί την περαιτέρω εξέλιξη του. Τα πτερώγια αξονικών στρόβιλων (**Σχήμα 3.26**) νέας τεχνολογίας σχεδιάζονται να λειτουργούν στο σημείο σχεδιασμού με λόγο εκτονώσεως 3.6-3.8. Οι δακτύλιοι ακροφυσίων έχουν πτερώγια αεροδυναμικής διατομής που αυξάνουν (2-5%) το βαθμό απόδοσης σε σχέση με τα "παραδοσιακά" πτερώγια από κεκαμμένα μεταλλικά ελάσματα. Επίσης χρησιμοποιείται διαχύτης στην έξοδο της πτερωτής. Ο άξονας από σκληρυμένο ατσάλι συνδέεται με τον τροχό του στρόβιλου που είναι από κράμα νικελίου υψηλής αντοχής με συγκόλληση δια τριβής όπως και με τον τροχό του συμπιεστή (**Σχήμα 3.27**).



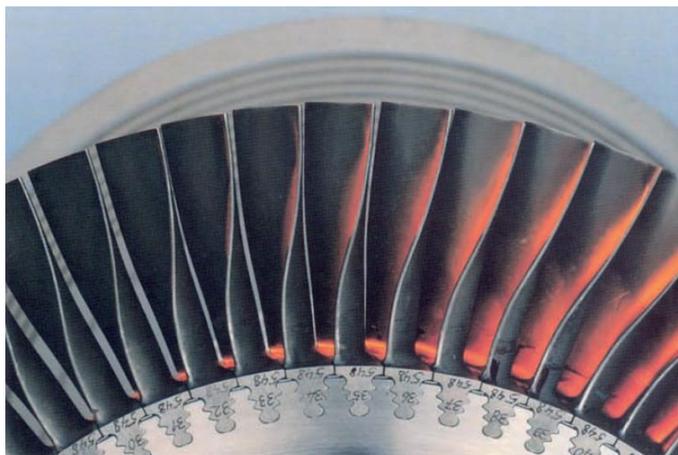
Σχήμα 3.26: Πτερύγια στροβίλου.



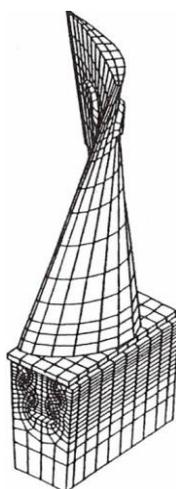
Σχήμα 3.27: Σύνδεση τροχού στροβίλου με τον άξονα με συγκόλληση δια τριβής.

Η σχεδίαση των πτερυγίων στροβίλου δεν βασίζεται μόνο σε ρευστοδυναμικές απαιτήσεις αλλά και σε κριτήρια τάσεων και αντοχής υλικών. Το μέγεθος και το σχήμα των πτερυγίων, καθώς και οι μέγιστες στροφές, επηρεάζονται από τις τάσεις στον δίσκο και τα πτερύγια. Επίσης εκτός από τα προβλήματα τάσεων, σε περιπτώσεις στροβιλοϋπερπληρώσεως παλμών, δημιουργούνται ταλαντώσεις στα πτερύγια.

Η στήριξη των πτερυγίων αξονικών στροβίλων στο δίσκο έχει πλέον καθιερωθεί να γίνεται χρησιμοποιώντας την ελατοειδή βάση (fir-tree root), όπως φαίνεται στο **σχήμα 3.28** και **3.29**. Γενικά η σχεδίαση είναι τέτοια ώστε τα πτερύγια να αστοχήσουν πριν το δίσκο, οπότε να είναι δυνατή η συγκράτηση των θραυσμάτων από το κέλυφος.

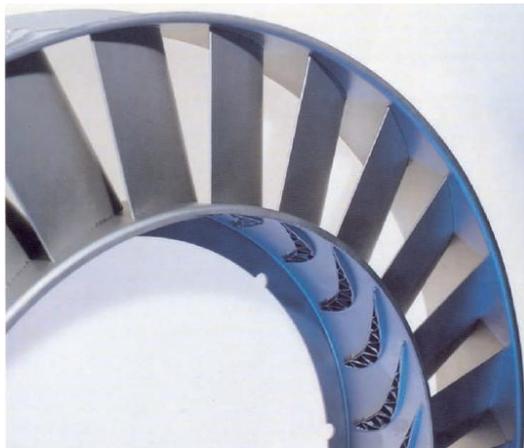


Σχήμα 3.28: Στήριξη πτερυγίων αξονικού στροβίλου με ελατοειδή βάση.



Σχήμα 3.29: Μοντέλο PEM πτερυγίου στροβίλου και τμήματος του δίσκου με ελατοειδή βάση.

Πολλές φορές στους αξονικούς στροβίλους χρησιμοποιείται ένας συρμάτινος δακτύλιος (nozzle ring) που διαπερνά όλα τα πτερύγια (**Σχήμα 3.30**). Ο δακτύλιος αυτός χρησιμεύει ώστε να αποσβένει τις ταλαντώσεις των πτερυγίων, διότι λόγω φυγοκεντρικών δυνάμεων εκτείνεται και λόγω τριβών εφαρμογής εμποδίζει την ταλάντωση. Βέβαια η ύπαρξη του συρμάτινου δακτυλίου σημαίνει πρόσθετες απώλειες ενέργειας της ροής.



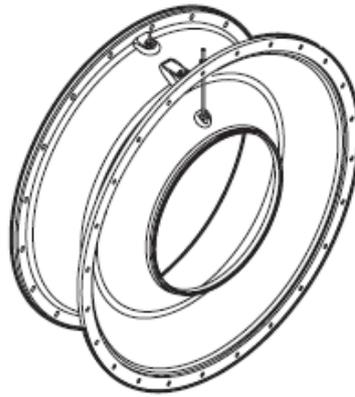
Σχήμα 3.30: Συρμάτινος δακτύλιος (Nozzle Ring) αξονικού στρόβιλου.

Αν το πρόβλημα ταλαντώσεων των πτερυγίων είναι πολύ έντονο σε υπερπλήρωση παλμών, πιθανόν να αναζητηθεί λύση αλλάζοντας τον χρονισμό εναύσεως των κυλίνδρων, την ομαδοποίηση και τους συνδυασμούς αυλών προς τον στρόβιλο, ώστε να μειωθεί το εύρος των παλμών. Σε περιπτώσεις που δεν χρησιμοποιείται υπερπλήρωση με σύστημα παλμών καυσαερίων, ο δακτύλιος που συνδέει τα πτερύγια για απόσβεση των ταλαντώσεων μπορεί να απαλειφθεί, βελτιώνοντας έτσι το βαθμό απόδοσης. Όμως ταλαντώσεις μπορεί να προκληθούν από την αλληλεπίδραση ακροφυσίων- πτερυγίων, οπότε χρειάζεται λεπτομερής ανάλυση των φορτίσεων του πτερυγίου από τον συνδυασμό φυγοκεντρικών, θερμικών και αεροελαστικών τάσεων. Η λεπτομερής σχεδίαση επιτρέπει και την βελτιστοποίηση του αριθμού πτερυγίων των ακροφυσίων. Αν χρησιμοποιηθούν λιγότερα πτερύγια διατηρώντας το βαθμό απόδοσης του στρόβιλου, η επίδραση επικαθήσεων λόγω καύσεως βαρέως πετρελαίου στους φαρδύτερους οχετούς είναι μικρότερη. Σε υψηλές στροφές, λόγω των αυξημένων λόγων πίεσεων η γεωμετρία της ελατοειδούς στερεώσεως των πτερυγίων στον δίσκο του ρότορα πρέπει να ικανοποιεί τις απαιτήσεις μακρόχρονης αντοχής κοπώσεως και ερπυσμού.

Κέλυφος

Κέλυφος εισόδου αέρα

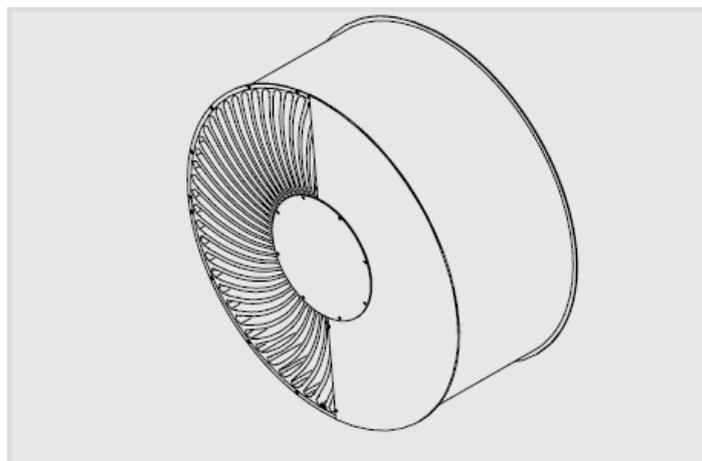
Το κέλυφος αυτό (**Σχήμα 3.31**), το οποίο μπορεί να χρησιμοποιείται χωρίς φίλτρο κατά τη λειτουργία, επιτυγχάνει συνεχή ομοιόμορφη διανομή της πίεσης και της ταχύτητας στην είσοδο του συμπιεστή, λόγω των μεγάλων στομιών ροής του αέρα. Τα στόμια ροής του αέρα προσαρμόζονται στον τροχό του συμπιεστή.



Σχήμα 3.31: Κέλυφος εισόδου αέρα συμπιεστή.

Σιγαστήρας/Φίλτρο αέρα.

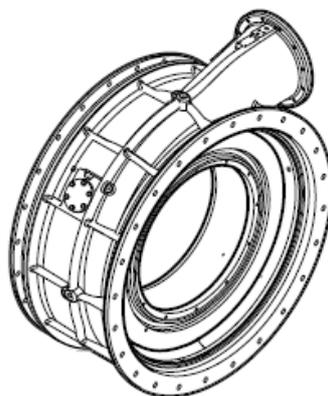
Βρίσκεται πριν από το κέλυφος της εισόδου αέρα. Οι στροβιλοϋπερπληρωτές που χρησιμοποιούνται σε ναυτικούς κινητήρες, συνήθως είναι εφοδιασμένοι με σιγαστήρα ο οποίος περιβάλλεται από το φίλτρο αέρα. Τα χαρακτηριστικά του είναι η υψηλή απόδοση λόγω μειωμένων απωλειών πίεσης, αποτελεσματική μείωση του επιπέδου του ήχου και η χαμηλή ταχύτητα του αέρα στην είσοδό του. Το φίλτρο χρησιμοποιείται για να διατηρεί το συμπιεστή και το διαχύτη καθαρό από την παρουσία σωματιδίων. Είναι αποτελεσματικό σε θερμοκρασίες μέχρι και 120⁰C και σχετική υγρασία 100%. Πρέπει να καθαρίζεται περίπου κάθε 250 ώρες λειτουργίας είτε με αέρα του συμπιεστή είτε με ήπιας μορφής απορρυπαντικά και νερό. Το φίλτρο αέρα συμπιεστή απεικονίζεται στο **σχήμα 3.32**.



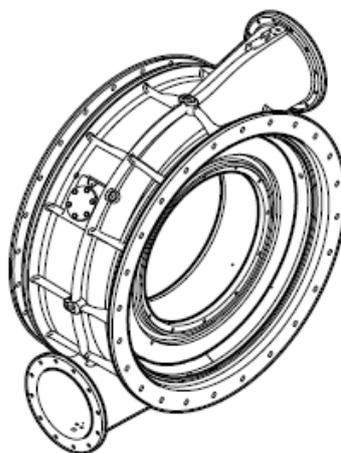
Σχήμα 3.32: Φίλτρο αέρα συμπιεστή.

Κέλυφος συμπιεστή

Κατασκευάζεται από κράμα χυτοσίδηρου και σφαιροειδή γραφίτη, ώστε να έχει επαρκή αντοχή να περιορίσει μία αστοχία της περωτής, λόγω υπερτάχυνσης του στροβίλου. Επίσης πρέπει να είναι ικανό να περιορίσει τα φαινόμενα χαμηλών κύκλων κοπώσεως. Μπορεί να είναι μονής (Σχήμα 3.33) ή διπλής εισόδου (Σχήμα 3.34). Ο σχεδιασμός του πρέπει να εξασφαλίζει αποτελεσματική μετατροπή της κινητικής ενέργειας σε πίεση. Μπορεί να είναι και ηχομονωμένο για χρήση σε ειδικές εφαρμογές.



Σχήμα 3.33: Κέλυφος συμπιεστή μονής εισόδου.



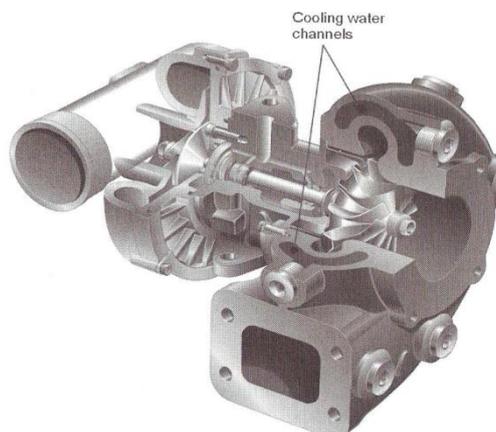
Σχήμα 3.34: Κέλυφος συμπιεστή διπλής εισόδου.

Κέλυφος στροβίλου

Το κέλυφος αυτό εκτίθεται σε υψηλές θερμοκρασίες καυσαερίων. Συνήθως κατασκευάζεται από χυτοσίδηρο, ο οποίος είναι αποτελεσματικός σε θερμοκρασίες της τάξης των 700 °C. Σε όλους τους μεγάλους στροβιλοϋπερπληρωτές κυρίως σε εφαρμογές 2-X κινητήρων, δεν χρησιμοποιείται ψύξη του κελύφους του στροβίλου. Η

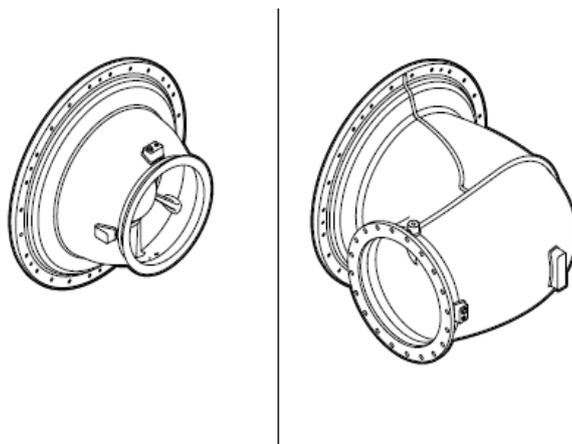
θερμοκρασία καυσαερίων του 2-Χ κινητήρα είναι μικρότερη από αυτών του 4-Χ και η τυχόν αύξηση του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή, καθώς και η βελτίωση της απόπλυσης μειώνει την θερμοκρασία ακόμη περισσότερο. Η συνολική ενεργειακή απόδοση της εγκατάστασής προώσεως εξαρτάται και από την παραμένουσα ενέργεια στα καυσαέρια για λειτουργία π.χ. λέβητα καυσαερίων μετά τον υπερπληρωτή. Αν το κέλυφος στροβίλου δεν ψύχεται, η θερμοκρασία καυσαερίων στην έξοδο του στροβίλου μπορεί να αυξηθεί περίπου 20 °C. Η αύξηση της θερμοκρασίας του κελύφους βοηθά και στην μείωση της διάβρωσης του κελύφους και των αγωγών κατάντι του στροβίλου, λόγω απομάκρυνσης από το σημείο δρόσου του θειικού οξέος που σχηματίζεται λόγω παρουσίας θείου στο βαρύ καύσιμο. Επίσης αύξηση του πάχους τοιχώματος του κελύφους εξαγωγής βοηθά στην διατήρηση υψηλής θερμοκρασίας και προσφέρει αυξημένη αντοχή σε διάβρωση. Για την διατήρηση της θερμοκρασίας των εδράνων αν δεν υπάρχει ψύξη του κελύφους με νερό εκτός από την απαγωγή θερμότητας από το λιπαντικό, χρησιμοποιούνται και άλλες διατάξεις, όπως απομάστευση αέρα από τον συμπιεστή για ψύξη των εδράνων.

Στην περίπτωση των 4-Χ κινητήρων οι υψηλότερες θερμοκρασίες (συνήθως 500-550°C στην είσοδο του στροβίλου) οδηγούν συχνά στην χρήση ψύξεως με νερό στο κέλυφος του στροβίλου για την μείωση της μεταφοράς θερμότητας στα έδρανα και διασφάλιση της αντοχής του κελύφους (Σχήμα 3.35). Η τυχόν λειτουργία λέβητα καυσαερίων κατάντι, δεν επηρεάζεται σημαντικά από την ψύξη αυτή διότι η θερμοκρασία καυσαερίων είναι ήδη υψηλή.



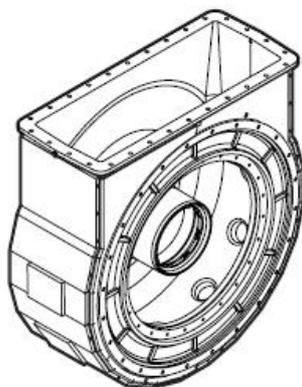
Σχήμα 3.35: Υδρόψυκτο κέλυφος στροβίλου.

Αποτελείται από το κέλυφος εισόδου καυσαερίων (Σχήμα 3.36), το οποίο κατασκευάζεται από κράμα χυτοσίδηρου και σφαιροειδή γραφίτη. Είναι μη ψυχόμενο και πολύ καλά θερμικά μονωμένο. Είναι ειδικά σχεδιασμένο ώστε οι απώλειες κατά τη ροή να διατηρούνται σε χαμηλό επίπεδο.



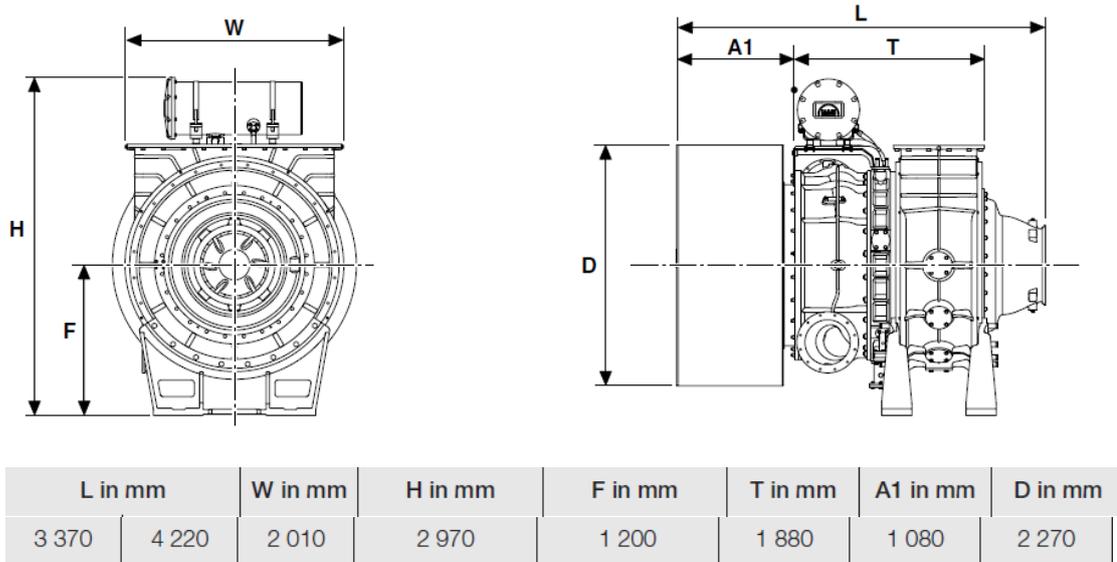
Σχήμα 3.36: Κέλυφος εισόδου καυσαερίων στροβίλου.

Το κέλυφος εξόδου καυσαερίων (Σχήμα 3.37) είναι όμοιο με το κέλυφος εισόδου, επίσης κατασκευασμένο από κράμα χυτοσίδηρου και σφαιροειδή γραφίτη. Είναι μη ψυχόμενο και πολύ καλά θερμικά μονωμένο. Το κέλυφος αυτό βιδώνεται μαζί με το κέλυφος εισόδου. Τέλος είναι εφοδιασμένο με έναν υψηλής παροχής και αποτελεσματικότητας διαχύτη, για την εκμετάλλευση της κινητικής ενέργειας των καυσαερίων.



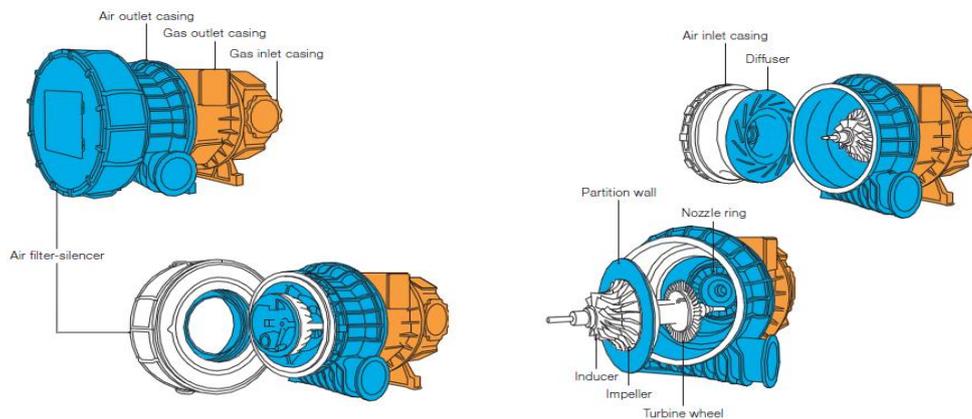
Σχήμα 3.37: Κέλυφος εξόδου καυσαερίων στροβίλου.

Συνολικά, το κέλυφος έχει ενδεικτικά τις παρακάτω διαστάσεις, για σχετικά μεγάλου μεγέθους στροβιλοϋπερπληρωτή, όπως ο στροβιλοϋπερπληρωτής TCA 88 της MAN (Σχήμα 3.38):



Σχήμα 3.38: Κέλυφος στροβιλοϋπερπληρωτή TCA 88 της εταιρείας MAN.

Η διάταξη και η συναρμογή των διαφόρων κελυφών σε διάφορες όψεις έχει όπως στο σχήμα 3.39:



Σχήμα 3.39: Διάταξη κελυφών στροβιλοϋπερπληρωτή VTR 4 της εταιρείας ABB.

Έδρανα

Στους υπερπληρωτές αυτούς από τα δύο είδη διατάξεων χρησιμοποιείται σχεδόν αποκλειστικά η **εσωτερική διάταξη**, κυρίως για τους παρακάτω λόγους:

- Ιδανική αξονική είσοδος του αέρα στο συμπιεστή και έξοδος καυσαερίων από το στρόβιλο
- Μικρή απόσταση των εδράνων μεταξύ τους οπότε ακριβής ζυγοστάθμιση με αποτέλεσμα οι ταχύτητες λειτουργίας να βρίσκονται εκτός των κρίσιμων ταχυτήτων (ταχυτήτων συντονισμού με την ιδιοσυχνότητα του συστήματος)

- Κοντό μέγεθος και στιβαρό σχήμα που μειώνει την αδράνεια έχοντας καλύτερη απόκριση σε αλλαγές ταχύτητας.
- Καλή πρόσβαση στα πετυρία για επιθεώρηση και συντήρηση.

Τα έδρανα που χρησιμοποιούνται είναι κυρίως **απλά** και **floating** ακτινικά. Ειδικά για τις εφαρμογές ναυτικών κινητήρων, όπου υπάρχουν υψηλά αξονικά φορτία, χρησιμοποιούνται και ωστικά έδρανα. Τα απλά έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής (περίπου 50000 ώρες λειτουργίας), καλή απορρόφηση αξονικών και ακτινικών φορτίων και δεν έχουν ευαισθησία σε δονήσεις από μη ακριβή ζυγοστάθμιση, οπότε δεν χρειάζονται έλεγχο για το λόγο αυτό. Κατασκευάζονται με χύτευση από κράμα κασσίτερου (Sn) ή μολύβδου (Pb) και περιβάλλονται από στρώμα ατσαλιού για προστασία από διάβρωση σε περίπτωση που μολυσμένο λιπαντικό εισέλθει σε αυτά. Χρησιμοποιείται η γεωμετρία των πολλαπλών λοβών η οποία εξασφαλίζει καλή ευθυγράμμιση με την άτρακτο και καλύτερη συμπεριφορά στις ταλαντώσεις.

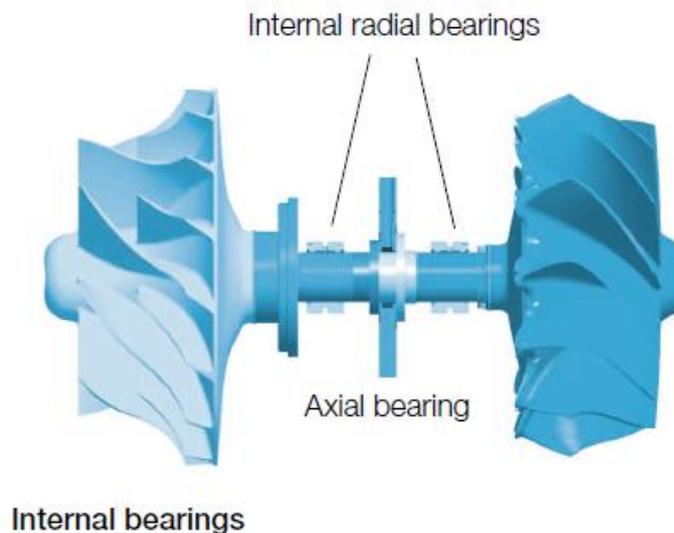
Η τοποθέτηση τους ποικίλει, όμως μία καλή λύση είναι η τοποθέτηση 4 συνολικά εδράνων και μίας πλάκας ωθήσεως μαζί με το ωστικό έδρανο ως εξής:

Ένα(1) απλό και ένα (1) ωθήσεως στην πλευρά του συμπιεστή.

Ένα(1) απλό και ένα (1) floating στην πλευρά του στροβίλου.

Προτιμάται το floating πλευρά του στροβίλου λόγω της υψηλής τους απόδοσης (μειωμένες απώλειες) και για να εξασφαλιστεί λειτουργία χωρίς θόρυβο κυρίως στις υψηλές ταχύτητες περιστροφής.

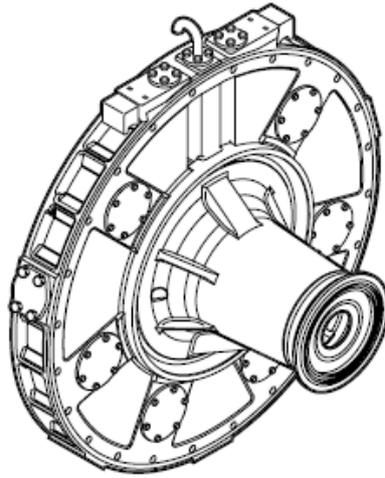
Η πλάκα ωθήσεως έχει ως ρόλο να βοηθήσει τη λειτουργία του εδράνου ωθήσεως όσο αφορά την ευθυγράμμιση της ατράκτου λόγω των αξονικών φορτίων που ασκούνται κατά μήκος της. Μία τυπική διάταξη που χρησιμοποιείται απεικονίζεται στο **σχήμα 3.40**.



Σχήμα 3.40: Τοποθέτηση των εδράνων στον άξονα του στροβιλοϋπερπληρωτή.

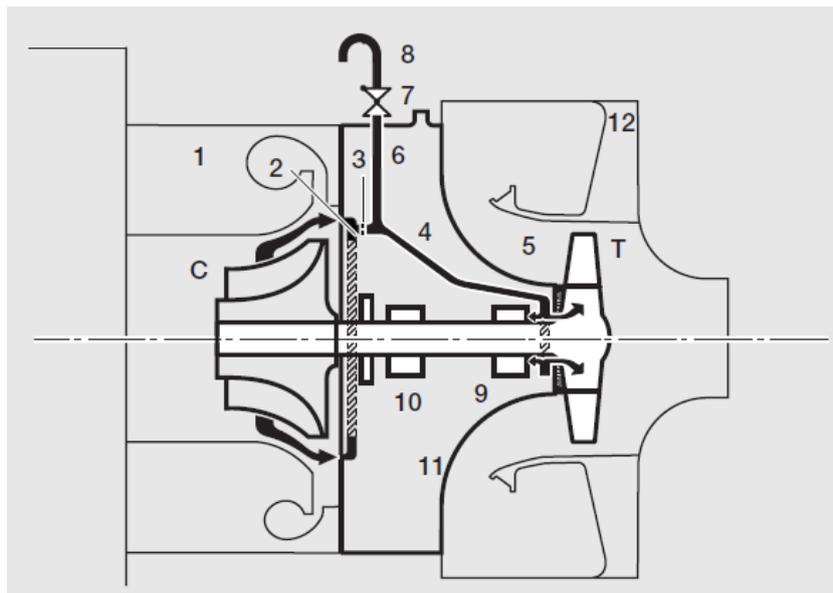
Κέλυφος εδράνων

Το κέλυφος εδράνων (Σχήμα 3.41) κατασκευάζεται από κράμα χυτοσίδηρου και σφαιροειδή γραφίτη. Πρέπει να είναι απομονωμένο, μέσω διατάξεων λαβυρίνθων και από τις δύο πλευρές (συμπιεστή και στρόβιλου). Διαθέτει την επιπλέον αντλία λιπαντικού για την λίπανση των εδράνων, εφόσον αυτή κριθεί απαραίτητη και το σωλήνα του συστήματος στεγανοποίησης αέρα.



Σχήμα 3.41: Κέλυφος των εδράνων.

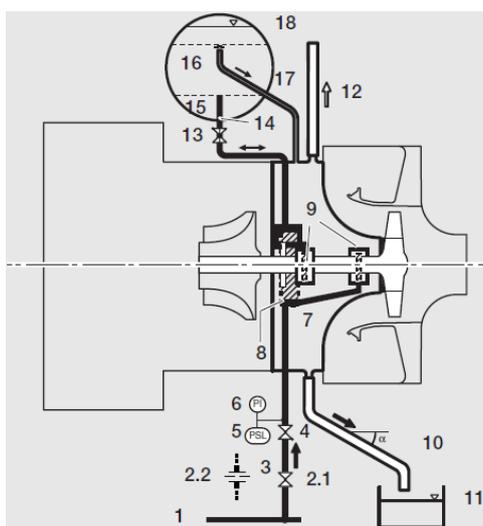
Το σύστημα στεγανοποίησης (Σχήμα 3.42) αέρα εμποδίζει τη διείσδυση του καυσαερίου εξόδου στο κέλυφος και του λιπαντικού στο στρόβιλο. Επίσης συνεισφέρει στη μείωση της αξονικής δύναμης στο δίσκο ωθήσεως.



Σχήμα 3.42: Σύστημα στεγανοποίησης αέρα.

Λίπανση εδράνων

Η λίπανση γίνεται συνήθως από την αντλία λιπαντικού του κινητήρα, χωρίς να απαιτείται ξεχωριστό σύστημα λίπανσης των εδράνων. Αυτό έχει το πλεονέκτημα της χρήσης ενός μόνο λιπαντικού για κινητήρα και έδρανα, χωρίς να απαιτείται ξεχωριστή αλλαγή για το καθένα, ενώ πετυχαίνουμε ταυτόχρονη ψύξη και λίπανση των εδράνων. Το σύστημα λίπανσης των εδράνων φαίνεται στο **σχήμα 3.43**. Γίνεται μέσω σωλήνων τροφοδοσίας που βρίσκονται στο κέλυφος των εδράνων, ως εξής: Ξεκινά από το σωλήνα τροφοδοσίας του κινητήρα (1) και διέρχεται από μία βάννα (2.1) η οποία έχει το ρόλο της διατήρησης της επιθυμητής πίεσης του λιπαντικού, που πρέπει να είναι περίπου 1,2-2,2 bar σε πλήρες φορτίο στη θερμοκρασία λειτουργίας του λιπαντικού. Στη συνέχεια μέσω μίας βάννας αντεπιστροφής (4), φτάνει στο ωστικό έδρανο (8) μέσω του κελύφους του στροβιλοϋπερπληρωτή και στα απλά έδρανα (9) μέσω του κελύφους των εδράνων. Τελικά το ελαιολιπαντικό εξέρχεται μέσω του κελύφους των εδράνων από το σωλήνα αποστραγγίσεως (10) πίσω στην αντλία του κινητήρα. Στη διάταξη διακρίνουμε και το σύστημα έκτακτης ανάγκης λίπανσης (18), το οποίο μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε περίπτωση δυσλειτουργίας ή βλάβης της αντλίας λιπαντικού του κινητήρα.

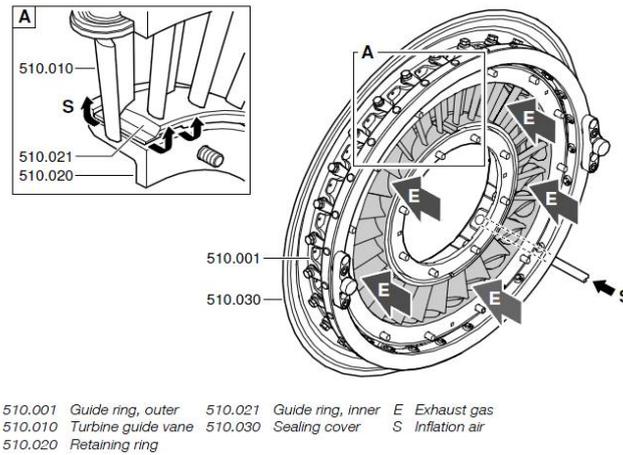


- | | | | |
|-----|---|----|--|
| 1 | Supply pipe (engine) * | 10 | Drain pipe * |
| 2.1 | Pressure reduction valve (four-stroke engine) * | 11 | Service tank or crankcase * |
| 2.2 | Orifice (two-stroke engine) * | 12 | Venting pipe * |
| 3 | Turbocharger supply pipe * | 13 | Non-return valve with bypass |
| 4 | Non-return valve | 14 | Bore |
| 5 | Pressure monitor * | 15 | Supply/drain pipe |
| 6 | Manometer * | 16 | Orifice |
| 7 | Bearing casing | 17 | Overflow pipe |
| 8 | Thrust bearing | 18 | Emergency and post-lubrication system (optional) |
| 9 | Bearing bush | | |

Σχήμα 3.43: Σύστημα λίπανσης εδράνων.

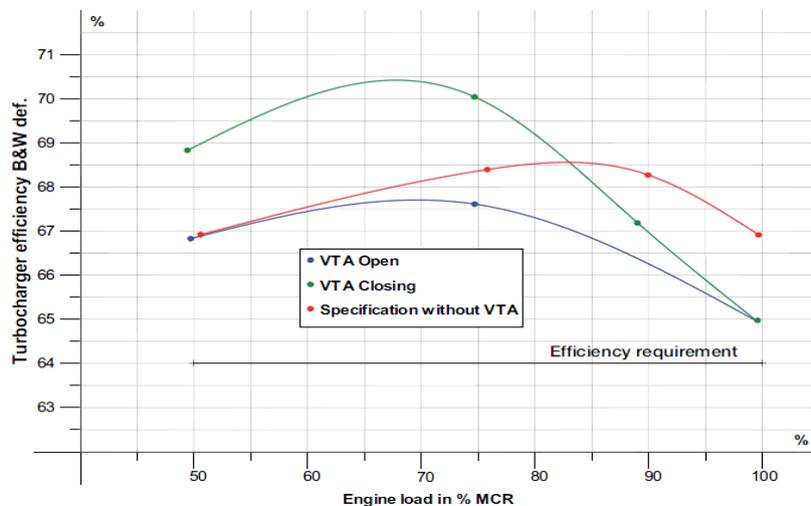
Χρήση συστήματος μεταβλητής γεωμετρίας στροβίλου (VGT)

Σε υπερπλήρωση ναυτικών κινητήρων Diesel τόσο δίχρονης όσο και τετράχρονης λειτουργίας μπορεί να χρησιμοποιηθεί σύστημα μεταβλητής γεωμετρίας στροβίλου (Σχήμα 3.44). Με αυτό πραγματοποιείται μεταβολή της ροής των καυσαερίων που διέρχονται από το στρόβιλο, μέσω μεταβολής της επιφάνειας του στροβίλου. Αυτό επιτυγχάνεται προσαρμόζοντας κατάλληλα τα οδηγά πτερύγια της στεφάνης του στροβίλου, ανάλογα με τις απαιτήσεις λειτουργίας.



Σχήμα 3.44: Σύστημα μεταβλητής γεωμετρίας στροβίλου.

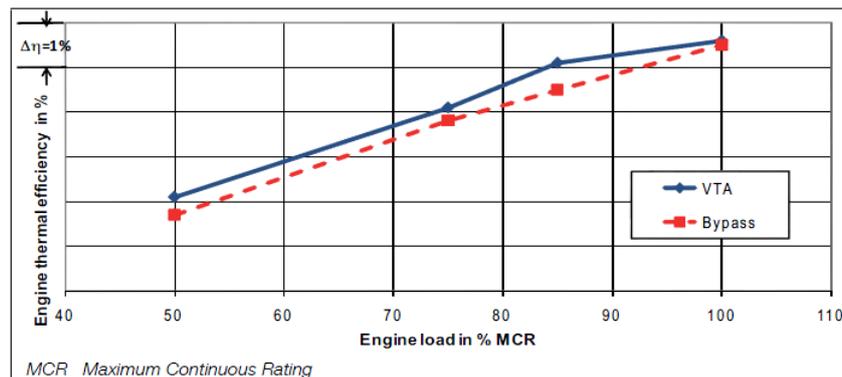
Μειώνοντας την επιφάνεια ροής, αυξάνεται η ταχύτητα των καυσαερίων, οπότε πετυχαίνουμε αύξηση της πίεσης και του βαθμού απόδοσης του υπερπληρωτή. Στο σχήμα 3.45 φαίνεται η επίδραση στο βαθμό απόδοσης, για λειτουργία μερικών φορτίων κάτω του 85% του ονομαστικού, στην περίπτωση που κλείνουν τα πτερύγια (πράσινη καμπύλη) και στην περίπτωση που δεν υπάρχει το σύστημα VTA (κόκκινη γραμμή).



Σχήμα 3.45: Διάγραμμα βαθμού απόδοσης στροβιλοϋπερπληρωτή-φορτίου κινητήρα με τη χρήση VGT και χωρίς.

Τα οφέλη από τη χρήση του συστήματος αυτού είναι επιπλέον μείωση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου και συνεπώς αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης, μείωση των εκπομπών CO₂, σωματιδίων και καπνού.

Στο **σχήμα 3.46** γίνεται σύγκριση των δύο συστημάτων, όπου παρατηρούμε ότι πλεονεκτεί η χρήση του VGT έναντι της θύρας παράκαμψης και μάλιστα σε ένα μεγάλο εύρος φορτίων, με τη χρήση του οποίου έχουμε αύξηση του θερμικού βαθμού απόδοσης μέχρι και 0,5% παραπάνω σε σχέση με τη χρήση της θύρας παράκαμψης.

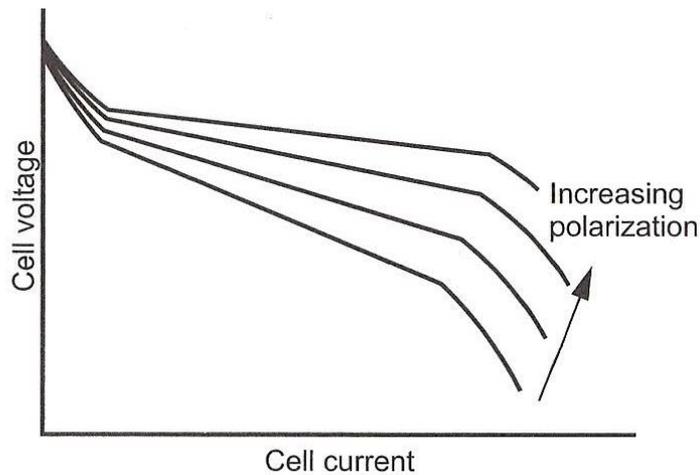


Σχήμα 3.46: Διάγραμμα θερμικού βαθμού απόδοσης-φορτίου κινητήρα με τη χρήση VGT και θύρας παράκαμψης.

3.3.3 Στροβιλοϋπερπληρωτές σε εφαρμογές κυψελών καυσίμων

Στις κυψέλες καυσίμων η ηλεκτρική ενέργεια παράγεται μέσω χημικής αντίδρασης μεταξύ του καυσίμου και ενός οξειδωτικού, χωρίς ενδιάμεσες θερμικές ή μηχανικές διαδικασίες. Η καύση σε μία Μ.Ε.Κ παράγει θερμότητα, της οποίας ένα μέρος μετατρέπεται σε μηχανικό έργο. Μια τέτοια μηχανή λειτουργεί βάσει ενός θερμοδυναμικού κύκλου, οπότε η απόδοσή της περιορίζεται μέχρι μία μέγιστη τιμή η οποία καθορίζεται από τη θερμοκρασία καύσης. Αντίθετα, σε μία κυψέλη καυσίμων, λαμβάνει χώρα απευθείας ηλεκτροχημική μετατροπή και η μέγιστη, θεωρητικά, απόδοση είναι 100%. Πρακτικά η απόδοση περιορίζεται λόγω ατελούς μετατροπής ενέργειας, απωλειών ενέργειας στον εξοπλισμό και ανεκμετάλλευτης θερμότητας λόγω της χημικής αντίδρασης.

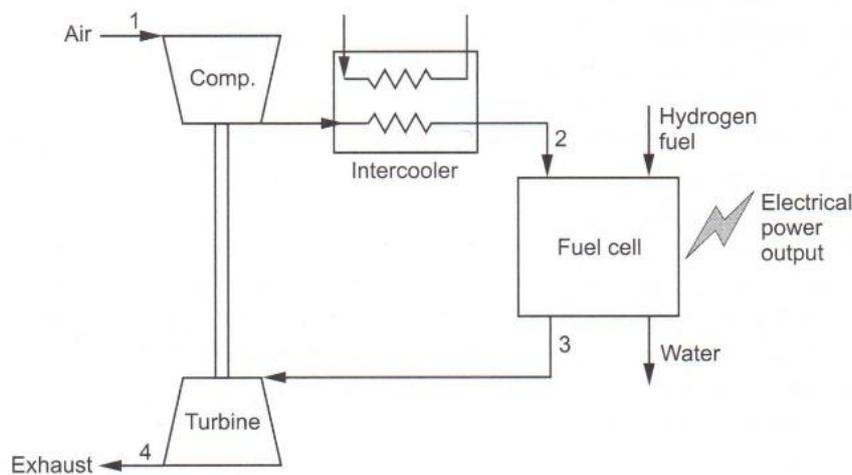
Αρκετοί διαφορετικοί τύποι κυψελών καυσίμου έχουν βρει εμπορική εφαρμογή, αλλά για εφαρμογές αυτοκίνησης και άλλων αυτόνομων συστημάτων ο τύπος PEM (Proton Exchange Membrane), έχει σημαντικά πλεονεκτήματα. Η καμπύλη πόλωσης τους φαίνεται στο **σχήμα 3.47**.



Σχήμα 3.47: Διάγραμμα πόλωσης κυψέλης καυσίμου τύπου PEM.

Η πόλωση αυξάνει με την αύξηση πίεσης του PEM. Ο λόγος είναι ότι ο ρυθμός της χημικής αντίδρασης είναι ανάλογος με τις μερικές πιέσεις του οξυγόνου και του υδρογόνου. Εξάλλου, το καυσαέριο περνά μέσα από ένα πλέγμα που σχηματίζεται από τα ηλεκτρόδια και οι απώλειες πίεσης που οφείλονται στη ροή αυτή αυξάνονται με την αύξηση της πίεσης του PEM. Επίσης χρειάζεται προσοχή η λειτουργία σε υψηλή πίεση, οπότε πρακτικά αυτή οριοθετείται σε μερικές ατμόσφαιρες. Η πόλωση αυξάνει επίσης με τη θερμοκρασία, διότι ο ρυθμός της χημικής αντίδρασης αυξάνει με τη θερμοκρασία, όμως αν η θερμοκρασία γίνει αρκετά υψηλή, το υγρό θα φτάσει τη θερμοκρασία βρασμού με αποτέλεσμα ο ατμός που δημιουργείται να μειώνει σημαντικά την μερική πίεση του οξυγόνου στην κυψέλη. Αποτέλεσμα είναι όχι μόνο η μείωση της απόδοσης, αλλά μπορεί να δημιουργηθεί και βλάβη εξαιτίας της έλλειψης οξυγόνου. Η θερμοκρασία λειτουργίας επομένως πρέπει να περιορίζεται κάτω του ορίου βρασμού του νερού, συνήθως κοντά στους 80 °C.

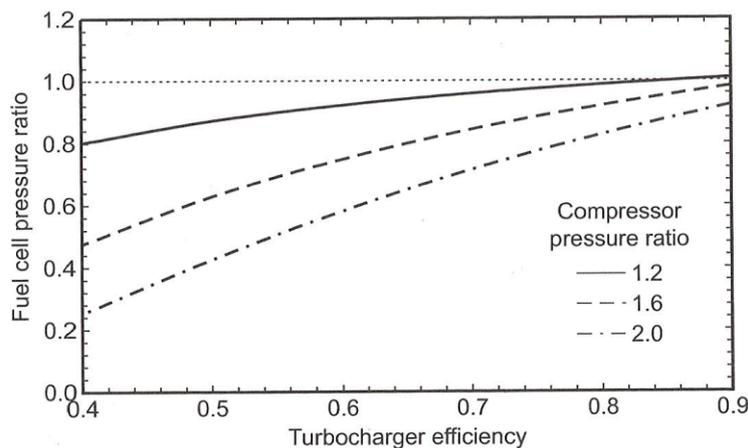
Η διάταξη ενός τέτοιου συστήματος φαίνεται στο **σχήμα 3.48**.



Σχήμα 3.48: Διάταξη στροβιλοϋπερπλήρωσης κινητήρα που χρησιμοποιεί κυψέλες καυσίμου.

Η θερμοκρασία εξόδου από το συμπιεστή συνήθως είναι αρκετά υψηλή, οπότε απαιτείται η χρήση ψύκτη για τον περιορισμό της. Η ενέργεια που παράγεται από το στρόβιλο πρέπει να είναι ίση με αυτήν που απαιτείται για την κίνηση του συμπιεστή.

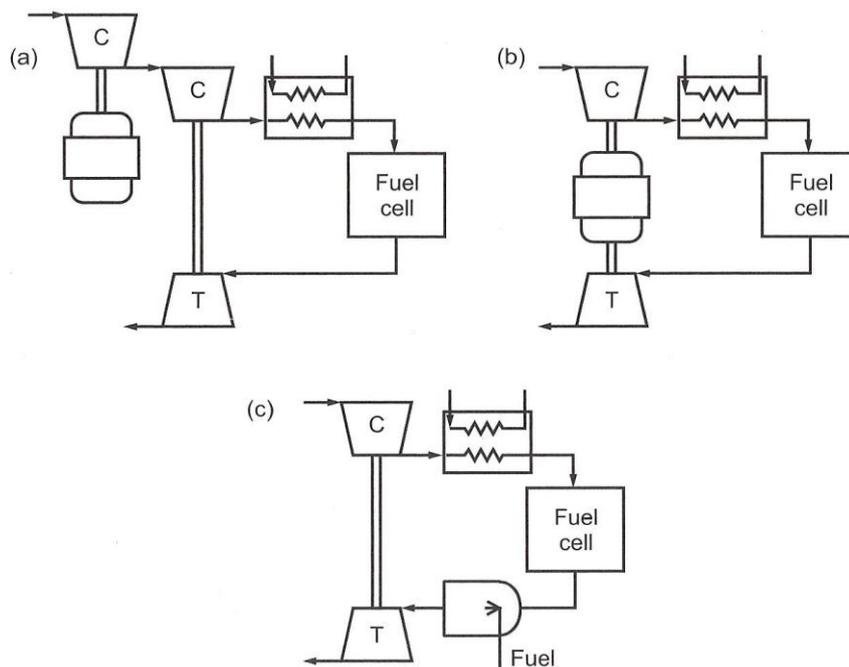
Η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο T_3 είναι σημαντικά χαμηλότερη σε σχέση με την αντίστοιχη σε μία Μ.Ε.Κ. Από την ισορροπία ισχύος στον άξονα και για θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο $T_3=80\text{ }^\circ\text{C}$, έχουμε το διάγραμμα του **σχήματος 3.49**.



Σχήμα 3.49: Λόγος πίεσης κατά μήκος μίας κυψέλης καυσίμου ως συνάρτηση του βαθμού απόδοσης και του λόγου πίεσης του στροβιλοϋπερπληρωτή, με θερμοκρασία της κυψέλης καυσίμου $80\text{ }^\circ\text{C}$.

Στο διάγραμμα αυτό πρέπει να τονίσουμε ότι ο λόγος πίεσης της κυψέλης καυσίμου δεν αποτελεί ανεξάρτητη μεταβλητή, όπως στις Μ.Ε.Κ στις οποίες δεν υπάρχει άμεση εξάρτηση μεταξύ πίεσης εισόδου και εξόδου από αυτή. Στις κυψέλες καυσίμου ο λόγος πίεσης καθορίζεται από τις απώλειες πίεσης διαμέσου αυτών και από το σχεδιασμό τους. Επομένως, η σύζευξη συμπιεστή – στροβίλου γίνεται δυσκολότερη. Αυτή είναι δυνατή εφόσον βρεθεί ο κατάλληλος συνδυασμός μεταξύ λόγου πίεσης συμπιεστή, θερμοκρασίας κυψέλης καυσίμου και συνολικού βαθμού απόδοσης. Το διάγραμμα αυτό δείχνει ένα επιπλέον πρόβλημα που αφορά το σύστημα πίεσης των κυψελών καυσίμου. Παρατηρούμε ότι για την επίτευξη θετικής διαφοράς πίεσης διαμέσου αυτών, απαιτείται πολύ χαμηλός λόγος πίεσης συμπιεστή και πολύ υψηλός συνολικός βαθμός απόδοσης.

Αυτό σημαίνει ότι ένας απλός υπερπληρωτής δεν επαρκεί για τη λειτουργία του συστήματος και επομένως απαιτούνται πρόσθετα μέσα, όπως απεικονίζονται στο **σχήμα 3.50**. Αυτά μπορεί να είναι είτε ένας βοηθητικός συμπιεστής ο οποίος θα παρέχει την πρόσθετη πίεση και παίρνει κίνηση από μία ηλεκτρική μηχανή (α), ή ένας ηλεκτρικός κινητήρας απευθείας προσαρμοσμένος στην άτρακτο (β). Εναλλακτικά, μπορεί να γίνει πρόσθετη καύση υδρογόνου σε βοηθητικό θάλαμο καύσης (γ), ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία εισόδου στο στρόβιλο, επιτρέποντάς του να παράγει περισσότερη ισχύ.

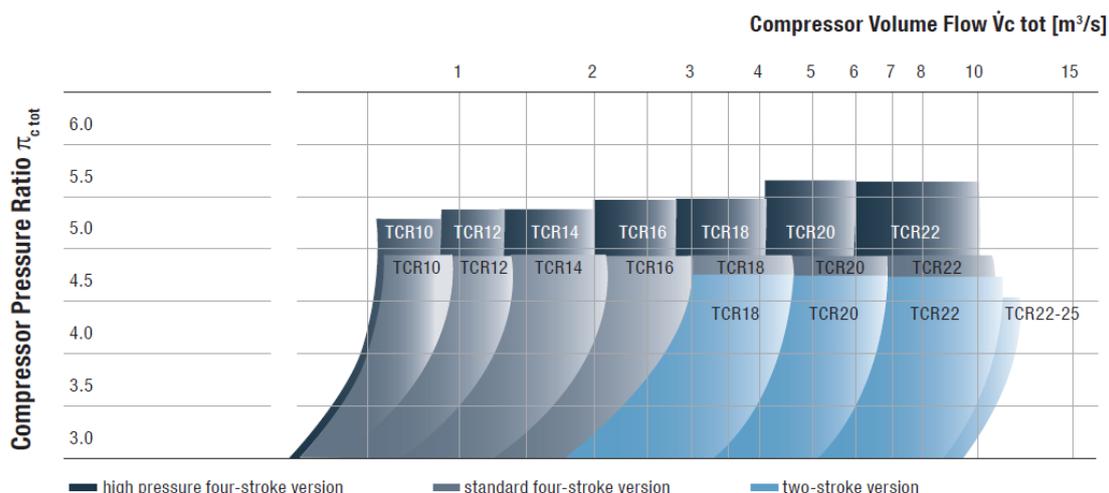


Σχήμα 3.50: Συστήματα κυψελών καυσίμου: (α) Σύστημα με επιπλέον συμπιεστή, (β) Σύστημα με ηλεκτρικό κινητήρα, (γ) Σύστημα με επιπλέον θάλαμο καύσης.

3.4 Επιλογή στροβιλοϋπερπληρωτή για δεδομένο κινητήρα

Πολλές φορές προκύπτει το πρόβλημα της επιλογής του κατάλληλου στροβιλοϋπερπληρωτή, όταν έχουμε δεδομένο κινητήρα. Η κατάλληλη σύζευξη κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή για την ικανοποιητική λειτουργία του κινητήρα δεν είναι συχνά εύκολη υπόθεση. Οι στροβιλομηχανές έχουν ένα σημείο σχεδιασμού, δηλαδή ένα συνδυασμό πίεσης και παροχής ανά βαθμίδα σε ορισμένες στροφές, συνήθως στο σημείο μέγιστου βαθμού απόδοσης. Από την άλλη πλευρά οι Μ.Ε.Κ μπορούν να λειτουργούν σε μεγάλο φάσμα στροφών και παροχών, αφού η παροχή εξαρτάται από τον εμβολισμό του κινητήρα. Σκοπός της σύζευξης είναι να βρεθεί ο κατάλληλος συνδυασμός συμπιεστή και στροβίλου, ώστε να καλύπτεται το φάσμα λειτουργίας του κινητήρα με την καλύτερη δυνατή κάλυψη των προδιαγραφών και βελτιστοποίηση της λειτουργίας του.

Η μελέτη σύζευξης απαιτεί κάποια δεδομένα σχετικά με την απόδοση, το βάρος και το μέγεθος του στροβιλοϋπερπληρωτή. Οι περισσότερες εταιρείες κατασκευής, παρουσιάζουν κάποιες βασικές πληροφορίες για το σκοπό αυτό σε μορφή διαγραμμάτων με παραμέτρους την ογκομετρική παροχή και το λόγο πίεσης του συμπιεστή. Στο **σχήμα 3.51** απεικονίζεται η σειρά στροβιλοϋπερπληρωτών TCR της εταιρείας MAN.



Σχήμα 3.51: Πίνακας σειράς στροβιλοϋπερπληρωτών TCR της εταιρείας MAN.

Στο παραπάνω διάγραμμα, κάθε σειρά στροβιλοϋπερπληρωτή αποτελείται από έναν αριθμό διαφορετικών σχεδιασμών συμπιεστών. Κάθε σχεδιασμός περιλαμβάνει διαφορετικό μέγεθος ή περύγια. Ο λόγος είναι ότι το εύρος της παροχής κάθε συμπιεστή είναι περιορισμένο, οπότε χρησιμοποιώντας πολλούς συμπιεστές διαφορετικών μεγεθών, καλύπτεται ένα ευρύ φάσμα παροχών. Με αυτό τον τρόπο, είναι δυνατό να καλυφθεί η λειτουργία του κινητήρα με κάποιον από τους διαθέσιμους στροβιλοϋπερπληρωτές.

Η κάτω σειρά TCR-18 έως TCR-22-25, αναφέρεται σε 2-X λειτουργία, ενώ οι 2 παραπάνω σε 4-X λειτουργία κινητήρα, μέσης πίεσης η μεσαία σειρά και υψηλής πίεσης η πάνω σειρά (TCR-10 έως TCR-22).

Οι διάφορες περιοχές λειτουργίας κάθε στροβιλοϋπερπληρωτή οριοθετούνται ως εξής: Το άνω όριο μέγιστου λόγου πίεσης από το όριο συνεχούς λειτουργίας (MCR) (μέγιστη ταχύτητα περιστροφής), το δεξί όριο από την απαίτηση υψηλού β.α του συμπιεστή και το αριστερό όριο από την ελάχιστη παροχή του που αντιστοιχεί σε αποκόλληση της ροής (γραμμή πάλμωσης).

Η ογκομετρική παροχή καθορίζεται από το μέγεθος (όγκο εμβολισμού) και την ταχύτητα του κινητήρα, ενώ η αύξηση της πίεσης (άρα και ο λόγος πίεσης), επιλέγεται ώστε να επιτευχθεί η επιθυμητή μέση πραγματική πίεση του κινητήρα.

Τα παραπάνω στοιχεία δεν επαρκούν για την επιλογή του στροβιλοϋπερπληρωτή, αφού το μέγεθος και το βάρος δεν έχουν ληφθεί υπόψη και μπορούν να αποτελέσουν σημαντικούς παράγοντες στην επιλογή, ειδικά όταν ο χώρος που θα τοποθετηθεί είναι περιορισμένος. Εξάλλου η επιλογή που θα πραγματοποιηθεί όπως παραπάνω αποτελεί μία αρχική εκτίμηση για ένα σημείο λειτουργίας (συνήθως το σημείο λειτουργίας σχεδίασης). Για την περαιτέρω διερεύνηση της συμπεριφοράς λειτουργίας του συστήματος, όπως π.χ σε λειτουργία σε μερικό φορτίο, απαιτούνται στη συνέχεια λεπτομερείς χάρτες συμπιεστή και στροβίλου.

Εφαρμογή:

Θα πραγματοποιηθεί εφαρμογή της διαδικασίας επιλογής για στροβιλοϋπερπληρωτή χωρίς ψύξη και χωρίς να ληφθεί υπόψη η απόπλυση του κινητήρα για απλούστευση της διαδικασίας.

Τα στοιχεία του κινητήρα που απαιτούνται και είναι συνήθως διαθέσιμα, είναι τα εξής:

- Αριθμός κυλίνδρων: z
- Διάμετρος εμβόλου: D (m)
- Διαδρομή εμβόλου: s (m)
- Αριθμός στροφών: N (RPM)
- Ισχύς στο πλήρες φορτίο: P (kW)
- Μέση πραγματική πίεση στο πλήρες φορτίο: p_e (bar)
- Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου στο πλήρες φορτίο, στο όριο συνεχούς λειτουργίας (MCR): sfc (kg/kWh)

Από την επιθυμητή αύξηση της πίεσης (boost pressure), υπολογίζουμε το λόγο πίεσης του συμπιεστή:

$$\Pi_C = \frac{P_2}{P_1} = \frac{\text{boost pressure} + P_1}{P_1} \quad (3.3)$$

όπου P_1 είναι η πίεση στην είσοδο του συμπιεστή.

Αμέσως μετά, υπολογίζεται η θερμοκρασία εισόδου στον κινητήρα, **υποθέτοντας** την τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή και θεωρώντας θερμοκρασία εισόδου $T_1 =$ θερμοκρασία περιβάλλοντος:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = T_1 \left\{ 1 + \left[(\Pi_C)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_C} \right\} \quad (3.4)$$

Στη συνέχεια, γίνεται μία λογική υπόθεση για τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης (n_{vol}) του κινητήρα. Από την εξίσωση και αφού:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \frac{N}{60\kappa} \rho_2 V_H n_{vol} \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{m}_a &= \frac{N}{60\kappa} \left(\frac{P_2}{RT_2} \right) \left(\frac{\pi D^2}{4} s \right) n_{vol} \end{aligned} \quad (3.5)$$

υπολογίζεται η παροχή αέρα του κινητήρα, άρα και του συμπιεστή, όταν:

$\kappa=1$ για 2-Χ κινητήρα και

$\kappa=2$ για 4-Χ κινητήρα

Η τιμή αυτή της παροχής όμως δεν συμπίπτει εν γένει με αυτή που προκύπτει από το χάρτη του συμπιεστή, για το ζεύγος τιμών n_c , Π_c . Υποθέτουμε μία άλλη τιμή n_c και η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι να συγκλίνουν οι τιμές παροχής του χάρτη και της εξίσωσης. Μόλις αυτό πραγματοποιηθεί, υπολογίζεται η ογκομετρική παροχή:

$$\dot{V}_a = \frac{P_1}{RT_1} \dot{m}_a \quad (3.6)$$

και από τον πίνακα της εταιρείας επιλέγουμε για το ζεύγος Π_c - \dot{V}_a τον κατάλληλο στροβιλοϋπερπληρωτή.

4

Μοντελοποίηση συστήματος κινητήρα-τροβιλοϋπερπληρωτή

Στο κεφάλαιο αυτό θα μελετηθεί η συμπεριφορά του συστήματος κινητήρα-τροβιλοϋπερπληρωτής, τόσο στο ονομαστικό φορτίο λειτουργίας, που αποτελεί και το σημείο σχεδίασης, όσο και σε λειτουργία μερικού φορτίου. Για τον προσδιορισμό του ονομαστικού σημείου λειτουργίας, ακολουθείται η μεθοδολογία υπολογισμού μέσω μονοδιάστατης ανάλυσης, θεωρώντας κάποια χαρακτηριστικά της ροής ως δεδομένα, ή κάνοντας κάποιες λογικές υποθέσεις για την τιμή που λαμβάνουν. Για τον υπολογισμό σε λειτουργία φορτίου εκτός σημείου σχεδίασης, αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας FORTRAN, ο οποίος μέσω επαναληπτικής διαδικασίας υπολογίζει τα θερμοδυναμικά μεγέθη της εγκατάστασης.

4.1 Ανάλυση στο σημείο σχεδίασης

Για την ανάλυση στο σημείο σχεδίασης θα γίνει υπολογισμός των διαφόρων θερμοδυναμικών μεγεθών της εγκατάστασης και του σημείου λειτουργίας σχεδίασης του συμπιεστή και του τροβίλου, τα οποία θα χρησιμοποιηθούν στη συνέχεια για τον προσδιορισμό των πεδίων χαρακτηριστικών τους στην ανάλυση εκτός σημείου σχεδίασης. Κατά τη διαδικασία που θα ακολουθήσουμε παρακάτω, απαιτούνται κάποια δεδομένα από τα οποία κάποια είναι γνωστά, ενώ για κάποια άλλα γίνεται υπόθεση.

4.1.1 Περιγραφή διάταξης και δεδομένων που απαιτούνται

Μία τυπική διάταξη του συστήματος κινητήρα-τροβιλοϋπερπληρωτής, παρουσιάζεται στο **σχήμα 4.1**. Στο σχήμα αυτό, οι διάφορες θέσεις κατά μήκος του συστήματος αριθμούνται ως εξής:

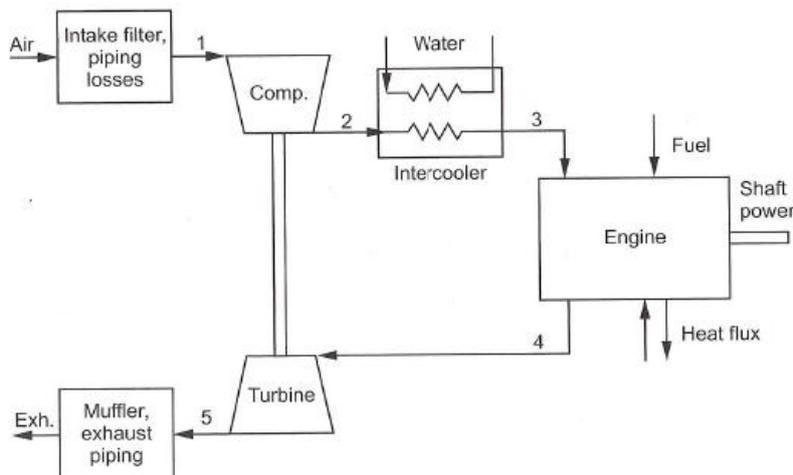
Θέση 1: Είσοδος συμπιεστή.

Θέση 2: Έξοδος συμπιεστή - είσοδος ψυγείου (intercooler).

Θέση 3: Έξοδος ψυγείου - είσοδος κινητήρα.

Θέση 4: Έξοδος κινητήρα - είσοδος τροβίλου.

Θέση 5: Έξοδος τροβίλου.



Σχήμα 4.1: Μονογραμμικό σχήμα διάταξης συστήματος στροβιλοϋπερπληρωτή-κινητήρα.

Τα δεδομένα που απαιτούνται για τον υπολογισμό στο σημείο σχεδίασης παρουσιάζονται ανά συνιστώσα στους παρακάτω πίνακες:

ΥΠΕΡΠΛΗΡΩΤΗΣ		ΚΙΝΗΤΗΡΑΣ	
Στροφές (RPM)	N_T	Στροφές (RPM)	N
ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ		Ισχύς (kW)	P
Ατμοσφαιρική πίεση (bar)	P_{atm}	Διάμετρος εμβόλου (m)	D
Ατμοσφαιρική θερμοκρασία (K)	T_{amb}	Διαδρομή εμβόλου (m)	s
Απώλειες εισόδου (bar)	ΔP_{intake}	Αριθμός κυλίνδρων	z
Λόγος πίεσης	Π_c	Βαθμός απόπλυσης	n_k
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	n_c	Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης	n_v
ΨΥΓΕΙΟ		Ειδική κατανάλωση καυσίμου (kg/kWh)	sfc
Βαθμός εκμετάλλευσης	ϵ	Κατώτερη θερμογόνοος ικανότητα (kJ/kg)	H_u
Θερμοκρασία νερού ψύξης (K)	T_w	Θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης	n_{th}
Απώλειες εναλλάκτη (bar)	ΔP_{cooler}	Ποσοστό θερμικών απωλειών	ζ_L
ΣΤΡΟΒΙΛΟΣ			
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης	n_T		
Απώλειες εξόδου καυσαερίων (bar)	ΔP_{ex}		

Στο σημείο αυτό, θα πρέπει να επισημάνουμε ότι κατά τη διαδικασία των υπολογισμών που θα ακολουθήσουν, θα θεωρήσουμε ότι οι ιδιότητες του εργαζόμενου μέσου είναι ανεξάρτητες της θερμοκρασίας. Συγκεκριμένα, θα θεωρηθεί ότι ο ισεντροπικός συντελεστής γ παίρνει την τιμή $\gamma_a=1,4$ για τον αέρα και $\gamma_g=1,33$ για το καυσαέριο.

4.1.2 Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού

Η διαδικασία υπολογισμού που θα ακολουθήσουμε, έχει ως τελικό σκοπό τον προσδιορισμό του σημείου λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου. Για να γίνει όμως αυτό, πρέπει να προηγηθεί ο υπολογισμός όλων των ενδιάμεσων θερμοδυναμικών χαρακτηριστικών του συστήματος κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή, όπως παρακάτω:

Θέση 1:

Αρχικά υπολογίζεται η πίεση εισόδου του συμπιεστή P_1 από την ατμοσφαιρική πίεση μείον τις απώλειες εισόδου στα φίλτρα του:

$$P_1 = P_{atm} - \Delta P_{intake} \quad (4.1)$$

ενώ η θερμοκρασία εισόδου στο συμπιεστή T_1 είναι ίση με την ατμοσφαιρική:

$$T_1 = T_{amb} \quad (4.2)$$

Θέση 2:

Γνωρίζοντας το λόγο πίεσης του συμπιεστή, υπολογίζεται η πίεση στην έξοδο του συμπιεστή P_2 :

$$P_2 = \Pi_C P_1 \quad (4.3)$$

Ακολουθεί ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου συμπιεστή T_2 , αφού γνωρίζουμε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή η_c , τη θερμοκρασία εισόδου T_1 , $\gamma_a=1,4$ για τον αέρα και το λόγο πίεσης του συμπιεστή $\left(\frac{P_2}{P_1}\right)$:

$$T_2 = T_1 + \Delta T = T_1 \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma_a - 1}{\gamma_a}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} \right\} \quad (4.4)$$

Θέση 3:

Στην είσοδο του κινητήρα, υπολογίζουμε τη θερμοκρασία εισόδου του T_3 , με γνωστά μεγέθη το βαθμό εκμετάλλευσης του ψυγείου ε και τη θερμοκρασία του νερού ψύξης T_w από την εξίσωση:

$$T_3 = T_2(1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w = T_1 \left\{ 1 + \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} - 1 \right] \frac{1}{\eta_c} \right\} (1 - \varepsilon) + \varepsilon T_w \quad (4.5)$$

Η ύπαρξη του εναλλάκτη επιφέρει πτώση πίεσης η οποία εξαρτάται από το μέγεθος του και την πτώση της θερμοκρασίας, οπότε η πίεση εισόδου στον κινητήρα θα είναι:

$$P_3 = P_2 - P_{\text{cooler}} \quad (4.6)$$

Η πυκνότητα ρ_3 στο δοχείο εισαγωγής του κινητήρα, υπολογίζεται από την εξίσωση τελείων αερίων.

$$\rho_3 = \frac{P_3}{R T_3} \quad (4.7)$$

Θέση 4:

Για τον υπολογισμό των θερμοδυναμικών μεγεθών στην έξοδο του κινητήρα, είναι απαραίτητος ο υπολογισμός κάποιων άλλων μεγεθών, όπως η παροχή του αέρα διαμέσου του κινητήρα \dot{m}_k .

Η παροχή μέσω ενός κινητήρα δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\dot{m}_k = \frac{N}{60\kappa} \rho_3 V_H n_{\text{vol}} \implies \dot{m}_a = \frac{N}{60\kappa} \left(\frac{P_3}{RT_3} \right) \left(\frac{\pi D^2}{4} s \right) n_{\text{vol}} \quad (4.8)$$

όπου:

n_{vol} = ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης.

V_H = ο όγκος εμβολισμού του κινητήρα.

N = στροφές κινητήρα

και

$\kappa=1$ για 2-Χ κινητήρα, $\kappa=2$ για 4-Χ κινητήρα.

Η παροχή αέρα του συμπιεστή \dot{m}_a και του κινητήρα \dot{m}_k συνδέονται μέσω του βαθμού απόπλυσης του κινητήρα n_k , σύμφωνα με την παρακάτω εξίσωση:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_k}{1 - n_k} \quad (4.9)$$

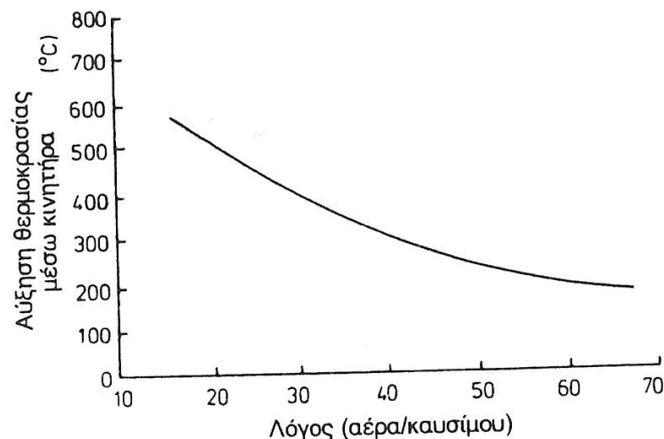
Η παροχή καυσίμου μπορεί να υπολογιστεί από την εξίσωση:

$$\dot{m}_f = \frac{\text{sfc} \cdot P}{3600} \quad (4.10)$$

και ο λόγος αέρα-καυσίμου AF στον κινητήρα:

$$AF = \frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_f} \quad (4.11)$$

Σειρά έχει ο υπολογισμός της θερμοκρασίας εξόδου του κινητήρα T_4 . Μία αρχική εκτίμηση μπορεί να γίνει λαμβάνοντας υπόψη την ειδική κατανάλωση καυσίμου (sfc) που δίνουν οι εταιρείες κατασκευής. Από αυτή την τιμή και την ισχύ (P) του κινητήρα μπορεί να υπολογιστεί η παροχή καυσίμου από την εξίσωση (4.10) και με υπολογισμένη την παροχή αέρα του κινητήρα από την (4.9), προσδιορίζεται ο λόγος αέρα-καυσίμου (AF) από την εξίσωση (4.11). Στη συνέχεια, από το **σχήμα 4.2**, μπορεί να γίνει εκτίμηση της αύξησης της θερμοκρασίας διαμέσου του κινητήρα ΔT_{34} .



Σχήμα 4.2: Διάγραμμα συσχέτισης της αύξησης θερμοκρασίας μέσω του κινητήρα και λόγου αέρα-καυσίμου.

Τώρα η θερμοκρασία εξόδου του κινητήρα, υπολογίζεται:

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{34} \quad (4.12)$$

Εναλλακτικά, η θερμοκρασία αυτή μπορεί να βρεθεί εφαρμόζοντας το ενεργειακό ισοζύγιο στους κυλίνδρους του κινητήρα:

$$(\dot{m}_k + \dot{m}_f)C_{pe}T_4 + W_p + \dot{Q}_L = \dot{m}_k C_{pa}T_3 + \dot{m}_f H_u \quad (4.13)$$

όπου:

Q_L : Οι απώλειες θερμότητας από τα τοιχώματα των κυλίνδρων,

W_p : Το παραγόμενο (θερμοδυναμικά) έργο από τον κινητήρα,

H_u : Η κατώτερη θερμογόνοση ικανότητα του καυσίμου που χρησιμοποιείται.

Από την παραπάνω εξίσωση, έχουμε:

$$(\dot{m}_k + \dot{m}_f)C_{pe}T_4 + W_p + \dot{Q}_L = \dot{m}_k C_{pa}T_3 + \dot{m}_f H_u \Rightarrow (\dot{m}_k + \dot{m}_f)C_{pe}T_4 + n_{th}\dot{m}_f H_u + \zeta_L \dot{m}_f H_u = \dot{m}_k C_{pa}T_3 + \dot{m}_f H_u, \quad (4.14)$$

όπου

n_{th} : Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου.

ζ_L : Το ποσοστό απωλειών θερμότητας από τα τοιχώματα των κυλίνδρων.

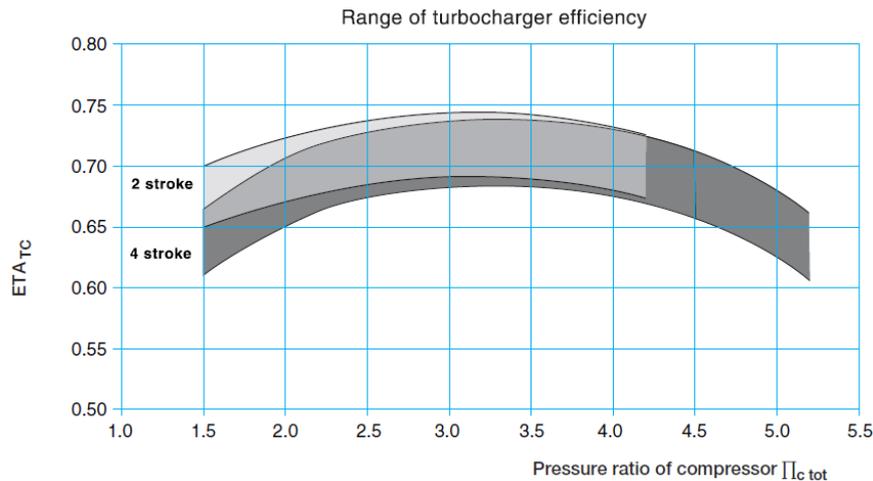
Αν $\zeta_e = 1 - \zeta_L - n_{th}$, τότε η εξίσωση (4.14) γράφεται:

$$\frac{1}{\left(\frac{\dot{m}_k}{\dot{m}_f}\right) + 1} \left(\frac{H_u \zeta_e}{C_{pe}}\right) = T_4 - \left(\frac{\dot{m}_k/\dot{m}_f}{\dot{m}_k/\dot{m}_f + 1}\right) \left(\frac{C_{pa}}{C_{pe}}\right) T_3 \Rightarrow \quad (4.15)$$

$$T_4 \cong T_3 + \frac{\left(\frac{H_u \zeta_e}{C_{pe}}\right)}{1 + AF} \Rightarrow \Delta T_{34} \cong \frac{ER}{1 + AF}$$

όπου $\left(\frac{H_u \zeta_e}{C_{pe}}\right) = ER$ είναι η ενέργεια που απελευθερώνεται στο καυσαέριο. Η ενέργεια που απελευθερώνεται στο καυσαέριο (ER) μειώνεται σε χαμηλούς λόγους αέρα-καυσίμου, λόγω φτωχής και ατελούς καύσης, ενώ από μία τιμή λόγου αέρα-καυσίμου και μετά παραμένει σχεδόν σταθερή.

Στη συνέχεια, έχοντας κάνει υπόθεση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή n_c , υποθέτουμε τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του στροβίλου n_T και του μηχανικού βαθμού απόδοσης n_m και υπολογίζουμε το συνολικό βαθμό απόδοσης $n = n_c \cdot n_T \cdot n_m$. Μία πρώτη προσέγγιση μπορεί να γίνει από στοιχεία που παρέχονται από κατασκευαστές (**Σχήμα 4.3**), ώστε ανάλογα με το χρονισμό του κινητήρα και την πίεση υπερπλήρωσης, ο συνολικός βαθμός απόδοσης n να έχει τιμή εντός των περιοχών του σχήματος.



Σχήμα 4.3: Διάγραμμα συσχέτισης του ολικού βαθμού απόδοσης η και του λόγου πίεσης του συμπιεστή Π_c , ανάλογα με το χρονισμό του κινητήρα.

Ακολουθεί ο υπολογισμός της πίεσεως εισόδου του στρόβιλου P_4 από την ισορροπία ισχύος στον άξονα στρόβιλου-συμπιεστή ως εξής:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a C_{pa}(T_2 - T_1) &= \dot{m}_g C_{pg} n (T_4 - T_5) \Rightarrow \\ \Rightarrow \dot{m}_a C_{pa} T_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma_a - 1)}{\gamma_a}} - 1 \right] &= \dot{m}_g \left(1 + \frac{1}{AF} \right) C_{pe} n_C n_T n_m T_4 \left[1 - \left(\frac{P_5}{P_4} \right)^{\frac{(\gamma_g - 1)}{\gamma_g}} \right] \end{aligned} \quad (4.16)$$

Από την εξίσωση (4.16) προκύπτει:

$$P_4 = P_5 \left\{ 1 - \frac{T_1 C_{pa} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{(\gamma_a - 1)}{\gamma_a}} - 1 \right]}{T_4 C_{pe} n_C n_T n_m \left(1 + \frac{1}{AF} \right)} \right\}^{-\frac{(\gamma_g)}{(\gamma_g - 1)}} \quad (4.17)$$

Θέση 5:

Η πίεση εξόδου από το στρόβιλο P_5 είναι αυξημένη της ατμοσφαιρικής κατά τις απώλειες εξόδου των καυσαερίων, δηλαδή:

$$P_5 = P_{atm} + \Delta P_{ex} \quad (4.18)$$

Με γνωστά μεγέθη τη θερμοκρασία T_4 , τις πιέσεις P_4 , P_5 που υπολογίστηκαν παραπάνω και την υπόθεση που έγινε για n_T , γ_g , υπολογίζεται η θερμοκρασία εξόδου των καυσαερίων από το στρόβιλο T_5 :

$$T_5 = T_4 \left\{ 1 - n_T \left[1 - (\Pi_T)^{\frac{(\gamma_g - 1)}{\gamma_g}} \right] \right\} \quad (4.19)$$

Σημείο λειτουργίας συμπιεστή-στροβίλου

Η ανηγμένη παροχή του συμπιεστή είναι: $q_a = \frac{\dot{m}_a \sqrt{\theta}}{\delta}$, όπου $\theta = \frac{T_1}{T_{ref}}$, $\delta = \frac{P_1}{P_{ref}}$, $T_{ref}=288.15$ (K) και $P_{ref}=1.01325$ (bar) και οι ανηγμένες στροφές υπολογίζονται ως $N/\sqrt{\theta}$. Η τιμή του λόγου πίεσης του συμπιεστή Π_c έχει υποτεθεί αρχικά, όπως και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης n_c . Έτσι έχουμε υπολογίσει το σημείο λειτουργίας του συμπιεστή (Π_c , $N/\sqrt{\theta}$, q_a , n_c).

Ομοίως για το στροβίλο, η ανηγμένη παροχή του είναι $q_T = \frac{\dot{m}_e \sqrt{\theta}}{\delta}$ όπου $\theta = \frac{T_4}{T_{ref}}$, $\delta = \frac{P_4}{P_{ref}}$, όπου $\dot{m}_e = \dot{m}_k + \dot{m}_f$ και οι ανηγμένες στροφές $N/\sqrt{\frac{T_4}{T_{ref}}}$. Ο λόγος πίεσης του στροβίλου υπολογίζεται:

$$\Pi_T = \frac{P_4}{P_5} \quad (4.20)$$

ενώ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης n_T έχει υποτεθεί παραπάνω, οπότε υπολογίζεται το σημείο λειτουργίας του στροβίλου (Π_T , $N/\sqrt{\theta}$, q_T , n_T).

Στο τέλος κρίνεται σκόπιμο να γίνει έλεγχος μεταξύ της διαφοράς πίεσεως του δοχείου αέρα πληρώσεως και του δοχείου καυσαερίων P_3 - P_4 , ώστε να διαπιστωθεί ότι αυτή είναι αρκετή για ικανοποιητική απόπλυση ή τουλάχιστον θετική. Μία θετική διαφορά πίεσεως εξάλλου βοηθά και το αντλητικό έργο του κινητήρα. Αν η διαφορά αυτή δεν είναι ικανοποιητική με κάποιον από τους διαθέσιμους στροβίλους θα πρέπει να γίνει επιλογή άλλων δεδομένων και επανάληψη των υπολογισμών.

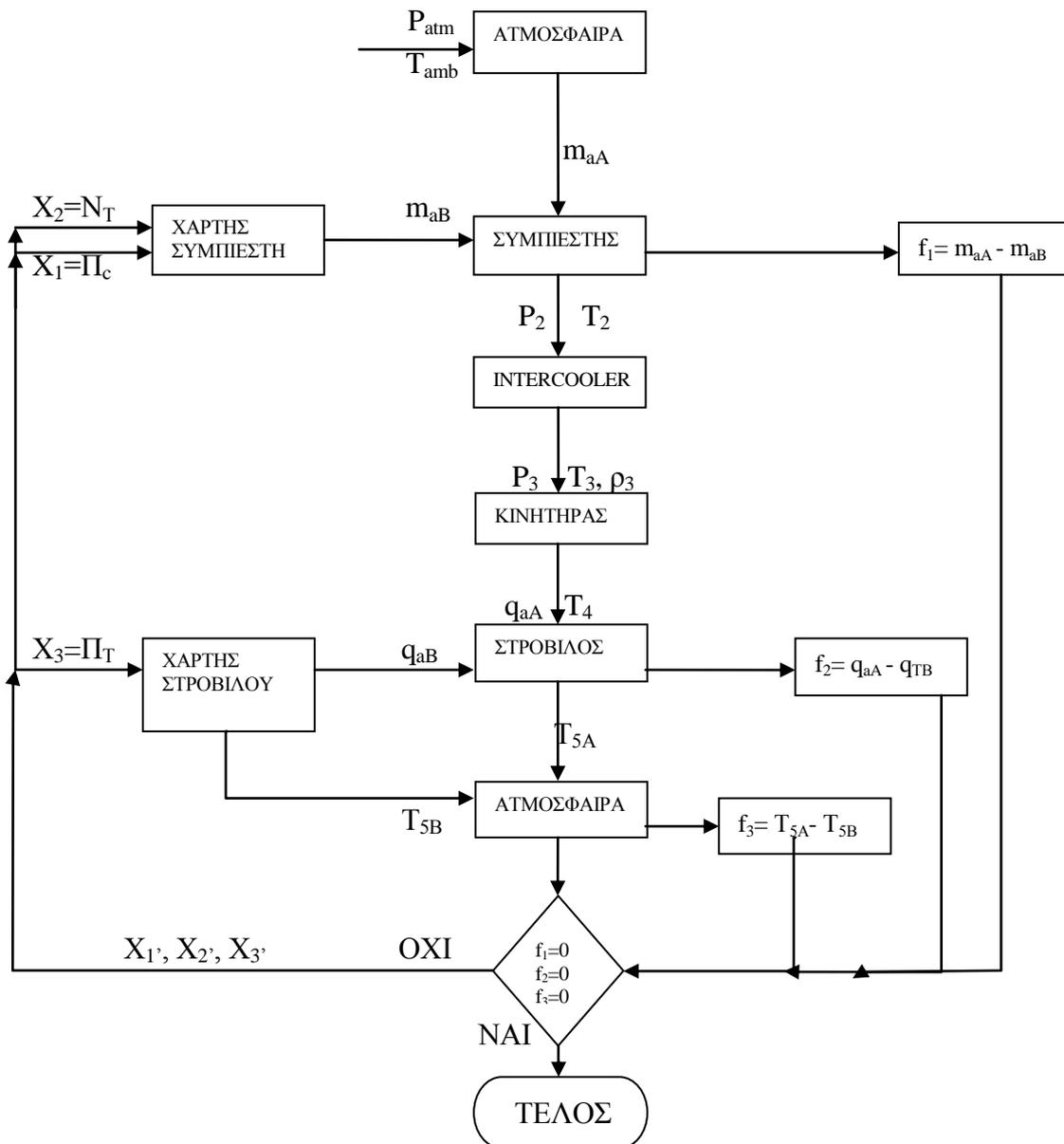
4.2 Ανάλυση εκτός σημείου λειτουργίας σχεδίασης

Στην ανάλυση αυτή θα υπολογιστούν τα θερμοδυναμικά μεγέθη της εγκατάστασης όταν μεταβάλλεται το φορτίο του κινητήρα και ο αριθμός των στροφών του, μέσω περιγραφής της διαδικασίας που θα ακολουθήσουμε. Διαφέρει από την ανάλυση στο σημείο σχεδίασης επειδή τα χαρακτηριστικά του συμπιεστή, του στροβίλου και του κινητήρα συνδέονται μεταξύ τους, διότι η μεταβολή του φορτίου και των στροφών του κινητήρα προκαλεί μεταβολή στα σημεία λειτουργίας του συμπιεστή και του στροβίλου. Αυτό σημαίνει ότι η αυθαίρετη επιλογή των δεδομένων δεν θα ικανοποιεί απευθείας τις εξισώσεις, αλλά θα πρέπει να δημιουργηθεί μία διαδικασία

υπολογισμού από την οποία τα μεγέθη που προκύπτουν θα ικανοποιούν ταυτόχρονα όλες τις εξισώσεις.

4.2.1 Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού

Στην περίπτωση αυτή η διαδικασία των υπολογισμών είναι διαφορετική, αν και κατά βάση θα χρησιμοποιηθούν οι ίδιες εξισώσεις. Επίσης, θα θεωρήσουμε ότι διαθέτουμε τους χάρτες του συμπιεστή και του στροβίλου, η γνώση των οποίων είναι απαραίτητη για το καθορισμό των αντίστοιχων σημείων λειτουργίας όταν μεταβάλλεται το φορτίο του κινητήρα. Η διαδικασία περιγράφεται παρακάτω σε λογικό διάγραμμα στο σχήμα 4.4:

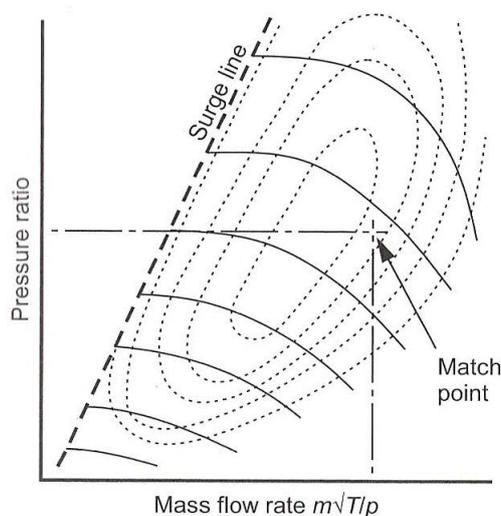


Σχήμα 4.4: Λογικό διάγραμμα περιγραφής διαδικασίας υπολογισμού.

Συμπιεστής:

Αρχικά υποθέτουμε την τιμή του λόγου πίεσης Π_C και με γνωστή τη θερμοκρασία εισόδου και των στροφών N_T υπολογίζεται η τιμή των ανηγμένων στροφών. Έτσι υπολογίζουμε από το χάρτη του συμπιεστή (**Σχήμα 4.5**) την ανηγμένη παροχή q_{CB} και την τιμή του ισεντροπικού β.α n_c , οπότε στη συνέχεια η παροχή μάζας του συμπιεστή είναι:

$$\dot{m}_{aB} = \frac{q_{CB} \cdot \delta}{\sqrt{\theta}} \quad (4.21)$$



Σχήμα 4.5: Χάρτης συμπιεστή.

Η σειρά των υπολογισμών έχει όπως παρακάτω:

Εξίσωση	Μέγεθος που προσδιορίζεται
(4.1)	P_1
(4.2)	T_1
(4.3)	P_2
(4.4)	T_2

Ψυγείο (intercooler) :

Εξίσωση	Μέγεθος που προσδιορίζεται
(4.5)	T_3
(4.6)	P_3
(4.7)	ρ_3

Κινητήρας:

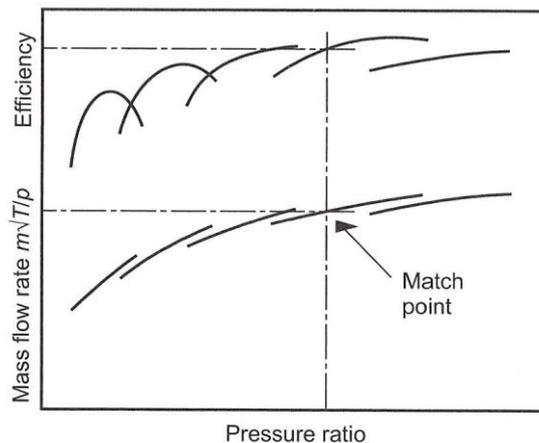
Εξίσωση	Μέγεθος που προσδιορίζεται
(4.8)	\dot{m}_k
(4.9)	\dot{m}_{aA}

Στο σημείο αυτό παρατηρούμε ότι έχει προκύψει μια νέα τιμή της παροχής μάζας του συμπιεστή από τις εξισώσεις (m_{aA}), ενώ από το χάρτη έχουμε μια τιμή m_{aB} . Συνεχίζοντας τους υπολογισμούς στον κινητήρα, έχουμε:

Εξίσωση	Μέγεθος που προσδιορίζεται
(4.10)	\dot{m}_f
(4.11)	AF
(4.15)	T_4

Στρόβιλος:

Όπως και στην περίπτωση του συμπιεστή, υποθέτουμε την τιμή του λόγου πίεσης Π_T , ενώ η τιμή των στροφών N_T είναι ίδια με αυτή που έχει υποτεθεί στο συμπιεστή λόγω του κοινού άξονα, οπότε υπολογίζονται οι ανηγμένες στροφές από τη θερμοκρασία T_4 και τη θερμοκρασία T_1 . Στη συνέχεια, από το χάρτη του στροβίλου (Σχήμα 4.6) υπολογίζονται η τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_T και της ανηγμένης παροχής Q_{TB} .



Σχήμα 4.6: Χάρτης στροβίλου.

Η θερμοκρασία εξόδου του στροβίλου μπορεί τώρα να υπολογιστεί, βάσει των παραπάνω τιμών η_T και Π_T του χάρτη:

$$T_{5B} = T_4 \left\{ 1 - \eta_T \left[1 - (\Pi_T)^{\frac{(\gamma_g - 1)}{\gamma_g}} \right] \right\}, \quad (4.22)$$

ενώ από την εξίσωση (4.18) υπολογίζεται η P_5 .

Η πίεση στην είσοδο του στροβίλου είναι:

$$P_4 = P_5 \Pi_T \quad (4.23)$$

και η ανηγμένη παροχή του στροβίλου θα είναι:

$$q_{TA} = \frac{(\dot{m}_k + \dot{m}_f)\sqrt{\theta}}{\delta} \quad (4.24)$$

Από τον ισολογισμό ισχύος στην άτρακτο του στροβιλοϋπερπληρωτή, έχουμε:

$$\begin{aligned} \dot{m}_a c_{pa}(T_2 - T_1) &= (\dot{m}_k + \dot{m}_f)n_m c_{pg}(T_4 - T_{5A}) \Rightarrow \\ T_{5A} &= T_4 - \frac{\dot{m}_a c_{pa}(T_2 - T_1)}{(\dot{m}_k + \dot{m}_f)n_m c_{pg}} \end{aligned} \quad (4.25)$$

Στο σημείο αυτό παρατηρούμε ότι προκύπτουν ακόμη 2 μεγέθη με διαφορετικές τιμές, η θερμοκρασία T_5 και η ανηγμένη παροχή στροβίλου q_T και συνολικά 3 μαζί με την παροχή μάζας του συμπιεστή \dot{m}_a . Αυτό οφείλεται στις υποθέσεις που έγιναν για τις τιμές των Π_C , Π_T και N_T στους χάρτες του συμπιεστή και του στροβίλου. Παρατηρούμε λοιπόν ότι δεν είναι δυνατή η μονοσήμαντη επίλυση των εξισώσεων.

Αυτό σημαίνει ότι διαμορφώνονται 3 όροι σφαλμάτων f_i ως εξής:

$$\begin{aligned} f_1 &= \dot{m}_{aA} - \dot{m}_{aB} \\ f_2 &= \dot{q}_{aA} - \dot{q}_{aB} \\ f_3 &= T_{t5A} - T_{t5B} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Σκοπός μας είναι οι όροι f_i να είναι μηδενικοί, κάτι που όπως γίνεται αντιληπτό δεν είναι δυνατό να επιτευχθεί με την αρχική εκτίμηση των Π_C , Π_T και N_T . Έχουμε λοιπόν 3 όρους σφαλμάτων με 3 αγνώστους (Π_C , Π_T και N_T), δηλαδή διαμορφώνεται ένα σύστημα 3X3 του οποίου απαιτείται η επίλυση.

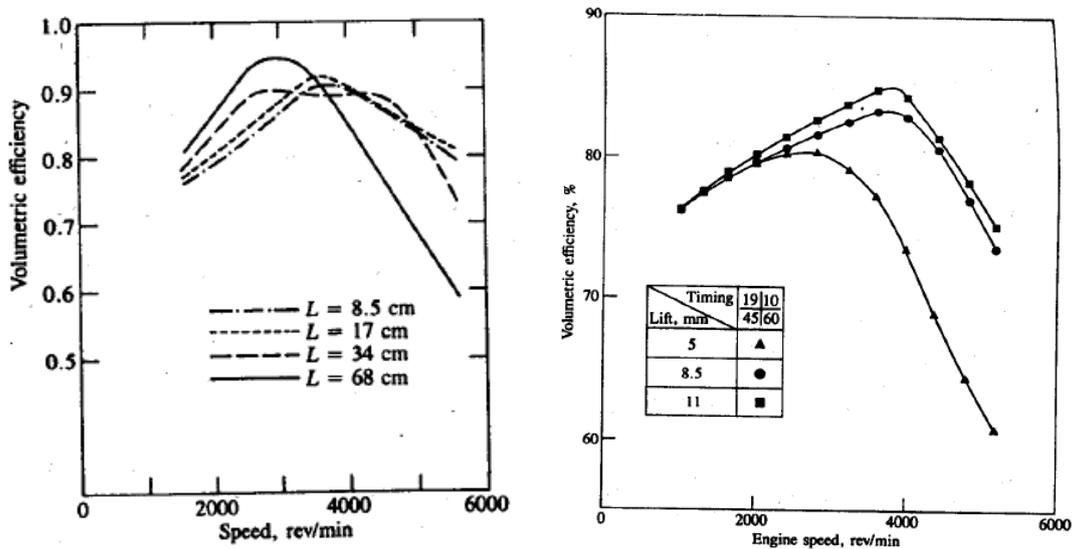
Για την επίλυση γίνεται το εξής: διαμορφώνονται υπορουτίνες υπολογιστικού προγράμματος που με είσοδο τρία εκτιμώμενα μεγέθη (Π_C , Π_T και N_T) υπολογίζει τις τιμές των f_1, f_2 και f_3 . Στη συνέχεια επιλέγεται μέθοδος επίλυσης του συστήματος $f_i=0$ με αγνώστους τα παραπάνω τρία μεγέθη. Στην παρούσα εργασία επιλέγεται η μέθοδος Newton-Raphson. Η μέθοδος αυτή υλοποιεί την κατάλληλη κάθε φορά επιλογή εκτιμήσεων αρχίζοντας από μία αρχικά αυθαίρετη μέχρι το μηδενισμό των f_i και παρουσιάζεται αναλυτικά στο Παράρτημα 1.

4.2.2 Παραδοχές για την εξάρτηση δεδομένων από το φορτίο

Στο σημείο αυτό, είναι αναγκαία η υπόθεση κάποιων παραδοχών για τη μεταβολή κάποιων δεδομένων συναρτήσει του φορτίου. Αυτό γίνεται διότι αυτά δεν μπορούν να θεωρηθούν σταθερά όταν μεταβάλλεται το φορτίο και δεν υπάρχουν ακριβείς μαθηματικές εξισώσεις που να περιγράφουν τη μεταβολή αυτή. Τα μεγέθη αυτά παρουσιάζονται παρακάτω:

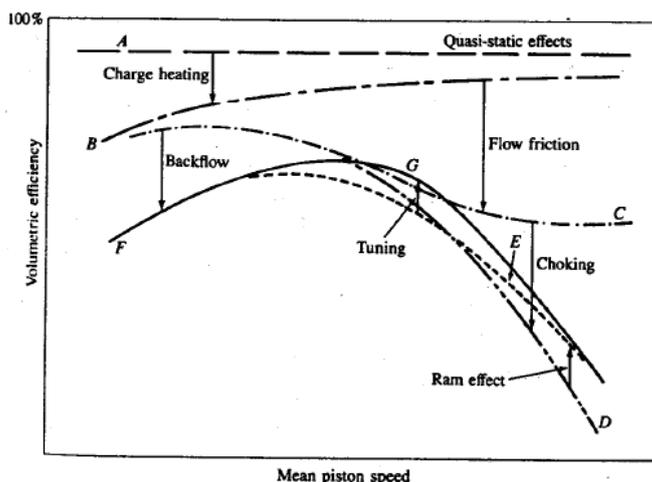
Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης (n_v)

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης n_v είναι συνάρτηση πολλών παραγόντων, όπως του χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής, το μήκος των αγωγών εισαγωγής και φυσικά των στροφών περιστροφής (Σχήμα 4.7).



Σχήμα 4.7: Αριστερά: Διάγραμμα μεταβολής του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει των στροφών για διάφορες τιμές μηκών αγωγών εισαγωγής. Δεξιά: Διάγραμμα μεταβολής του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει των στροφών για διάφορες τιμές του χρονισμού των βαλβίδων εισαγωγής.

Παρατηρούμε ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης n_v αυξάνει σε χαμηλές ταχύτητες περιστροφής του κινητήρα, λόγω του γεγονότος ότι περισσότερος αέρας εισέρχεται στους κυλίνδρους (λόγω και του φαινομένου της αντιστροφής της ροής), ενώ μειώνεται σε υψηλές ταχύτητες περιστροφής, κυρίως λόγω αύξησης των τριβών, αφού αυτές αυξάνουν με το τετράγωνο της ταχύτητας περιστροφής και του στραγγαλισμού της ροής. Η επίδραση της αντιστροφής, των τριβών και του στραγγαλισμού της ροής στην τιμή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης φαίνεται στο **σχήμα 4.8**.



Σχήμα 4.8: Επίδραση των διαφόρων φαινομένων στη μεταβολή του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.

Επειδή τα αποτελέσματα των καμπυλών είναι κυρίως πειραματικά και αναλυτικά μοντέλα συναρτήσει των στροφών ξεφεύγουν από το πλαίσιο της παρούσας εργασίας, θα θεωρηθεί ότι ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης θα αυξάνει κατά 1% από την τιμή του σημείου σχεδίασης για κάθε μεταβολή του φορτίου κατά 10%.

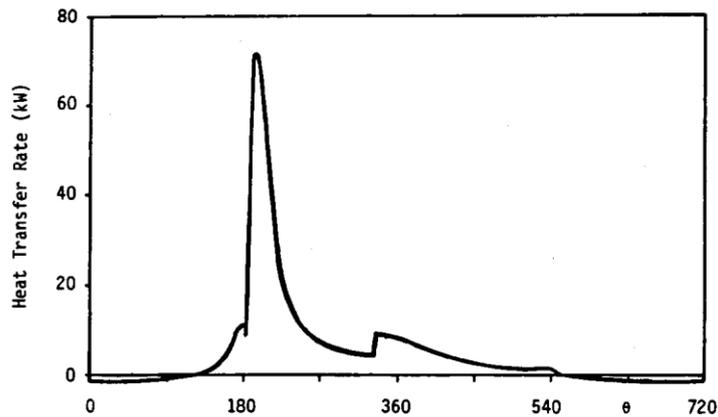
Θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης κύκλου Diesel (η_{th})

Ο θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης του κύκλου ή βαθμός μετατροπής καυσίμου η_{th} , για κινητήρα Diesel και θεωρώντας ιδανικό κύκλο, τέλει αέριο και σταθερές θερμοδυναμικές ιδιότητες του αερίου, εξαρτάται μόνο από το λόγο συμπίεσης CR (λόγος μέγιστου προς ελάχιστου όγκου του κυλίνδρου).

Ακόμη και όταν ο λόγος συμπίεσης CR είναι καθορισμένος από τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του κινητήρα, στην πράξη η διαδικασία εκτόνωσης και συμπίεσης εξαρτάται από το χρονισμό των βαλβίδων και τη ροή διαμέσου αυτών κατά τη διάρκεια του ανοίγματος ή κλεισίματός τους, που με τη σειρά τους εξαρτώνται από την ταχύτητα περιστροφής του κινητήρα. Έτσι και εδώ, επειδή η ανάλυση που απαιτείται ξεφεύγει από το σκοπό της παρούσας εργασίας, θα θεωρήσουμε ότι ο βαθμός μετατροπής καυσίμου η_{th} είναι σταθερός και ίσος με του σημείου σχεδίασης.

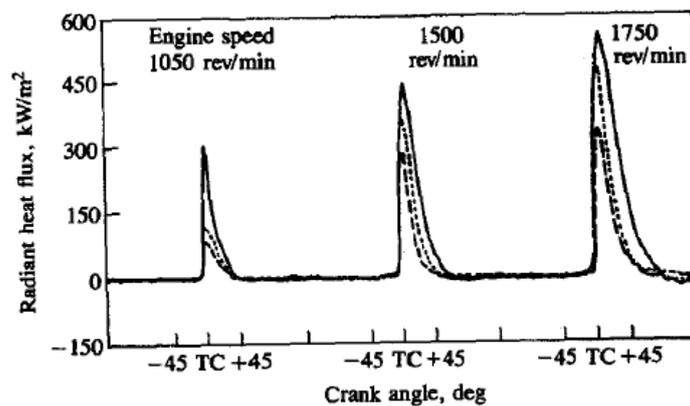
Ποσοστό απωλειών θερμότητας (ζ_L)

Η μεταφορά θερμότητας μέσω των τοιχωμάτων των κυλίνδρων γίνεται μέσω συναγωγής και ακτινοβολίας. Μέσω μετρήσεων έχει βρεθεί ότι η μεταφορά θερμότητας αυξάνει απότομα με την έναυση του καυσίμου, φτάνει σε ένα μέγιστο κοντά στο σημείο της μέγιστης πίεσης του κυλίνδρου (180° γωνία στροφάλου) και μειώνεται σε χαμηλότερες τιμές σε γωνίες στροφάλου κοντά στις 360° (Σχήμα 4.9).



Σχήμα 4.9: Διάγραμμα απωλειών θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου.

Επίσης υπάρχει εξάρτηση της μεταφοράς θερμότητας από το φορτίο και τις στροφές, όπως φαίνεται στο **σχήμα 4.10**:



- _____ : Φορτίο 80%.
-: Φορτίο 40%.
- : Μηδενικό φορτίο

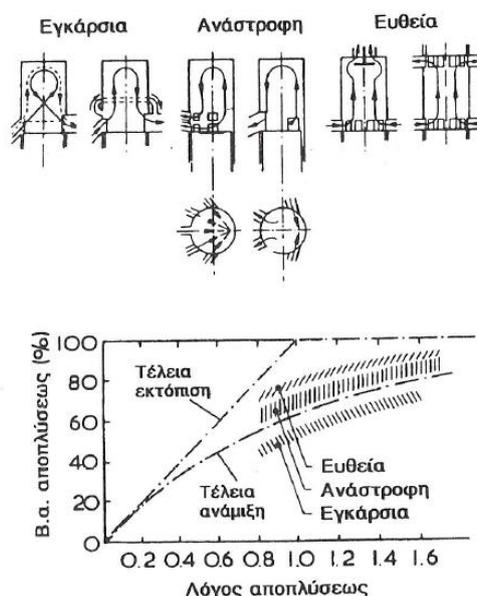
Σχήμα 4.10: Διάγραμμα απωλειών θερμότητας συναρτήσει της γωνίας στρόφαλου και επίδραση του φορτίου και των στροφών.

Παρατηρούμε ότι καθώς αυξάνεται το φορτίο και οι στροφές αυξάνουν και οι απώλειες θερμότητας, όπως και αναμενόταν. Επειδή τα μοντέλα που έχουν αναπτυχθεί στηρίζονται σε μοντέλα προσομοίωσης και πειραματικές μετρήσεις, κάτι που ξεφεύγει από το σκοπό της παρούσας εργασίας, θα θεωρηθεί ότι οι απώλειες θερμότητας είναι σταθερές και έχουν τιμή ίση με αυτή του ονομαστικού φορτίου.

Βαθμός απόδοσης απόπλυσης (η_k)

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, οι 2-Χ κινητήρες δεν είναι «αυτοπληρούμενοι» και «αυτοεκεκνούμενοι», οπότε για να επιτευχθεί απόπλυση (σάρωση) των καυσαερίων και πλήρωση των κυλίνδρων με φρέσκο αέρα, χρειάζονται θετική πίεση από την εισαγωγή στην εξαγωγή.

Υπάρχουν διάφοροι τύποι συστημάτων απόπλυσης και συχνά ταξινομούνται με βάση τη διαδρομή των αερίων μέσα στον κύλινδρο σε απόπλυση εγκάρσια, ανάστροφη και ευθεία (Σχήμα 4.11).



Σχήμα 4.11: Τύποι αποπλύσεως (σαρώσεως) κινητήρων.

Σε όλα τα συστήματα υπάρχει ένα ποσοστό αναμίξεως καυσαερίων με αέρα κατά τη διαδικασία της αποπλύσεως, οπότε για ικανοποιητική απόπλυση χρειάζεται η παροχή περίσσειας αέρα που μπορεί να είναι από 10% για συστήματα ευθείας απόπλυσης έως 40% για εγκάρσια απόπλυση.

Στους ναυτικούς κινητήρες, συνήθως χρησιμοποιούνται αντλίες απόπλυσης ευθείας σάρωσης. Σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης, υπάρχει η απαίτηση να διατηρείται σταθερός ο βαθμός απόπλυσης, αν και στην πράξη λόγω διακυμάνσεως της πίεσης που μπορεί να προκαλέσει μέχρι και αναστροφή της ροής, κάτι τέτοιο είναι δύσκολο να επιτευχθεί. Παρόλα αυτά, στα πλαίσια της παρούσας εργασίας θα θεωρήσουμε ότι ο βαθμός απόπλυσης παραμένει σταθερός και έχει τιμή ίση με του σημείου σχεδίασης.

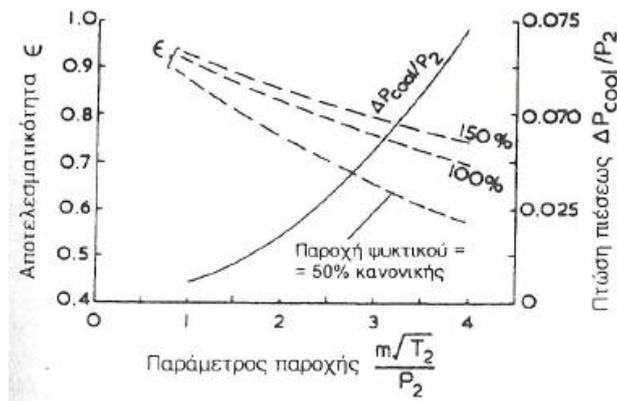
Μηχανικός βαθμός απόδοσης (η_m)

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης εκφράζει το ποσοστό της διαθέσιμης ενέργειας που μετατρέπεται σε ωφέλιμο έργο στον άξονα του στροβιλοϋπερπληρωτή. Οι απώλειες που εμφανίζονται οφείλονται στις τριβές μεταξύ των κινούμενων μερών του στροβιλοϋπερπληρωτή και στα έδρανά του.

Σε περίπτωση που χρησιμοποιούνται floating ακτινικά έδρανα, όπως έχει ήδη αναφερθεί, η δύναμη που μεταφέρεται στα έδρανα αυτά είναι ανάλογη της 2^{15} δύναμης της ταχύτητας περιστροφής και δίνεται από την εξίσωση $P_b = \frac{\pi \mu \omega^2 L D^3}{4 \epsilon_r}$. Έτσι, η δύναμη, άρα και οι μηχανικές απώλειες αυξάνουν με την αύξηση του φορτίου ή ισοδύναμα με την αύξηση του φορτίου του κινητήρα. Για λόγους απλούστευσης και αφού δεν υπάρχουν αναλυτικές εξισώσεις μεταβολής του μηχανικού βαθμού απόδοσης με το φορτίο, θα θεωρήσουμε η τιμή του μηχανικού βαθμού απόδοσης μειώνεται ανά 1% από την τιμή του στο σημείο σχεδίασης.

Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου (intercooler) ϵ .

Ο βαθμός εκμετάλλευσης ενός εναλλάκτη εξαρτάται κυρίως από το μέγεθός του και τη μεταφορά θερμότητας που πραγματοποιείται μεταξύ ψυκτικού μέσου (νερό) και εργαζόμενου μέσου (αέρας). Στην πράξη παρουσιάζει εξάρτηση από το φορτίο γιατί η μεταβολή του αλλάζει την διερχόμενη παροχή διαμέσω του εναλλάκτη και συνεπώς τη μεταφορά θερμότητας στις επιφάνειες συναλλαγής του (Σχήμα 4.12).

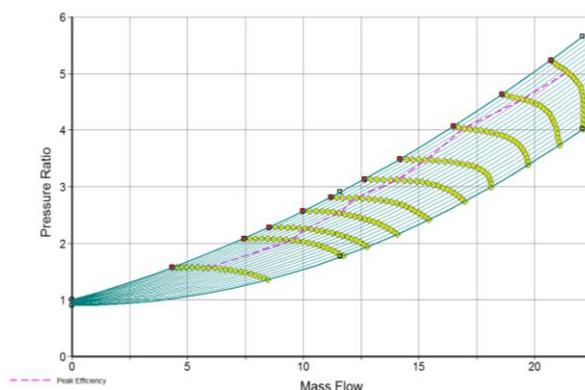


Σχήμα 4.12: Αποδοτικότητα (βαθμός εκμετάλλευσης) ψυγείου αέρα συναρτήσει διερχόμενης παροχής.

Στα πλαίσια της παρούσας εργασίας θεωρούμε ικανοποιητική την προσέγγιση του σταθερού βαθμού εκμετάλλευσης. Τυπικές τιμές του είναι από 0,6-0,95. Θεωρούμε ότι χρησιμοποιείται εναλλάκτης καλής ποιότητας και η τιμή του βαθμού εκμετάλλευσης θα είναι σταθερή σε όλα τα φορτία λειτουργίας του κινητήρα.

4.2.3 Εισαγωγή γραμμών $-\beta$

Στον υπολογιστικό κώδικα που αναπτύχθηκε οι χάρτες του συμπιεστή και στροβίλου δίνονται με την μορφή των γραμμών βήτα (beta lines). Οι γραμμές $-\beta$ είναι επιπλέον βοηθητικές γραμμές λόγου πίεσης-παροχής στην περίπτωση του συμπιεστή, οι οποίες χρησιμοποιούνται έτσι ώστε κάθε μία να έχει μοναδικό σημείο τομής με κάθε ισοταχή, όπως φαίνεται στο **σχήμα 4.13**. Η γραμμή $-\beta$ που αντιστοιχεί στις μεγαλύτερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=1$, ενώ η γραμμή $-\beta$ που αντιστοιχεί στις μικρότερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=0$. Οι ενδιάμεσες $-\beta$ πρέπει να λαμβάνουν τιμές μεταξύ 0 και 1. Με τον τρόπο αυτό γνωρίζοντας την ταχύτητα περιστροφής και την τιμή της γραμμής $-\beta$ ορίζεται μοναδικό σημείο στη χαρακτηριστική λειτουργίας. Η διαμόρφωση αυτή παρουσιάζει σημαντικό πλεονέκτημα κατά την αριθμητική επίλυση του μοντέλου ειδικά σε σημεία λειτουργίας όπου η χαρακτηριστική του συμπιεστή είναι σχεδόν κατακόρυφη, καθώς με τη χρήση της παραμέτρου $-\beta$ η αριθμητική παρεμβολή γίνεται χρησιμοποιώντας σημεία που ορίζονται μονοσήμαντα με τη χρήση του ζεύγους τιμών $-\beta$ και ανηγμένων στροφών.



Σχήμα 4.13: Γραμμές $-\beta$ στο διάγραμμα παροχής-λόγου πίεσης.

Παράδειγμα χρήσης των γραμμών $-\beta$ για το χάρτη του συμπιεστή και του στροβίλου δίνεται στο παράρτημα 1.

5

Εφαρμογή σε ναυτικό κινητήρα

Εδώ θα υλοποιηθεί η διαδικασία υπολογισμού που περιγράφηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, αρχικά στο σημείο σχεδίασης και στη συνέχεια σε λειτουργία εκτός του σημείου σχεδίασης για ναυτικό κινητήρα και στροβιλοϋπερπληρωτή. Ο κινητήρας είναι ο SULZER 6RTA 48TB, ενώ ο στροβιλοϋπερπληρωτής που χρησιμοποιεί ο κινητήρας είναι ο VTR 564D-32 της εταιρείας ABB.

5.1 Περιγραφή κινητήρα-στροβιλοϋπερπληρωτή

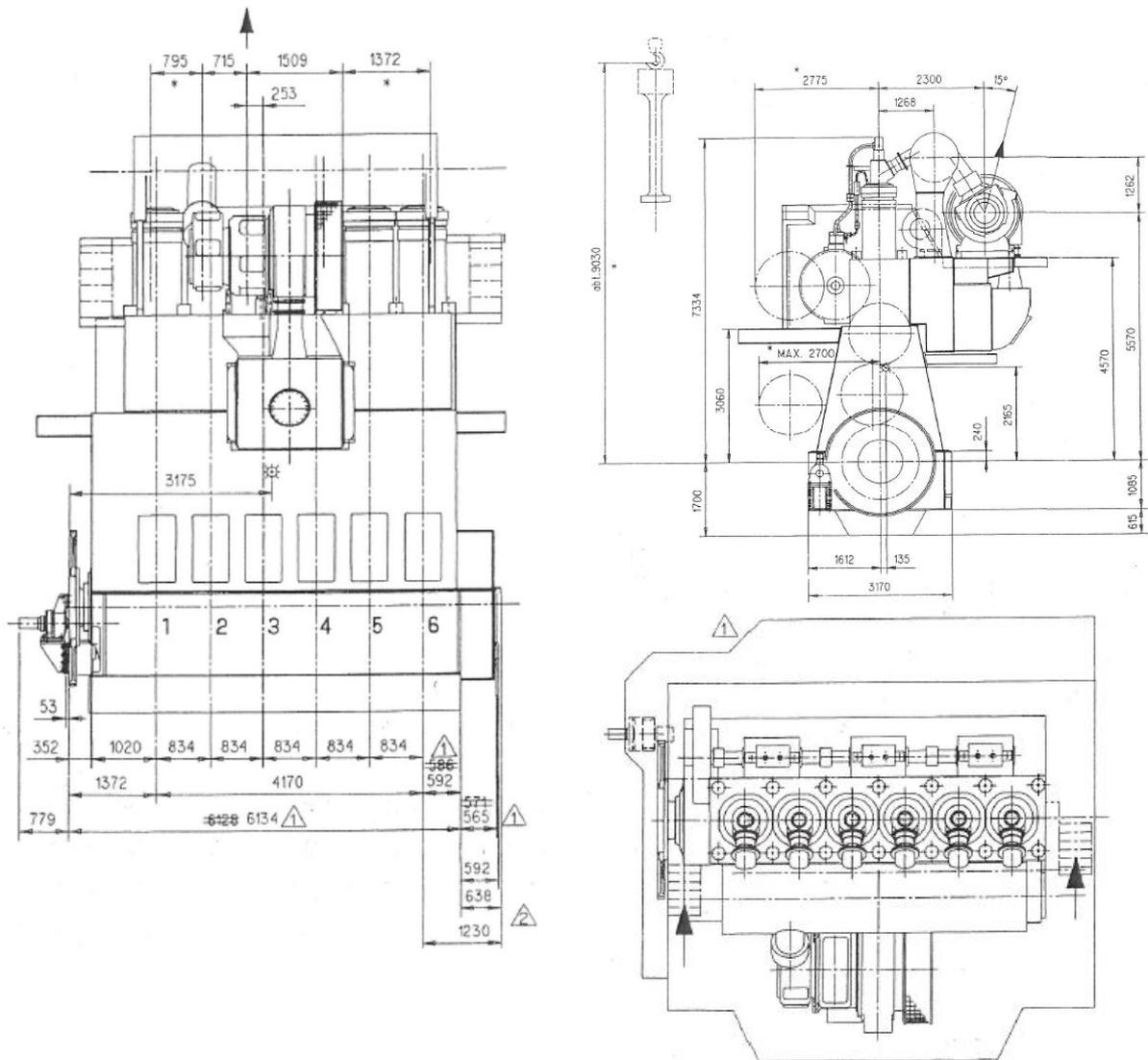
Ο κινητήρας που θα χρησιμοποιηθεί, είναι ο χαμηλόστροφος 2-X, Diesel ναυτικός κινητήρας SULZER 6RTA 48TB με τα παρακάτω λειτουργικά χαρακτηριστικά:

- Αριθμός κυλίνδρων: $z = 6$ με σειρά έναυσης 1-5-3-4-2-6-1
- Διάμετρος εμβόλου: $D = 0,48$ (m)
- Διαδρομή εμβόλου: $s = 2$ (m)
- Αριθμός στροφών στο πλήρες φορτίο: $N = 127$ (RPM)
- Ισχύς στο πλήρες φορτίο: $P = 8730$ (kW)
- Μέγιστη πίεση $P_{comb} = 150$ (bar)
- Μέση πραγματική πίεση $p_e = 19$ (bar)
- Ειδική Κατανάλωση Καυσίμου στο πλήρες φορτίο: $sfc = 0,169$ (kg/kWh)

Η παραπάνω τιμή sfc μετρήθηκε για συνθήκες εισόδου στο συμπιεστή: $P = 1,012$ (bar) και $T = 36^{\circ}C = 309,15$ (K) και καύσιμο κατώτερης θερμογόνου ικανότητας $H_u = 42.700$ (kJ/kg).

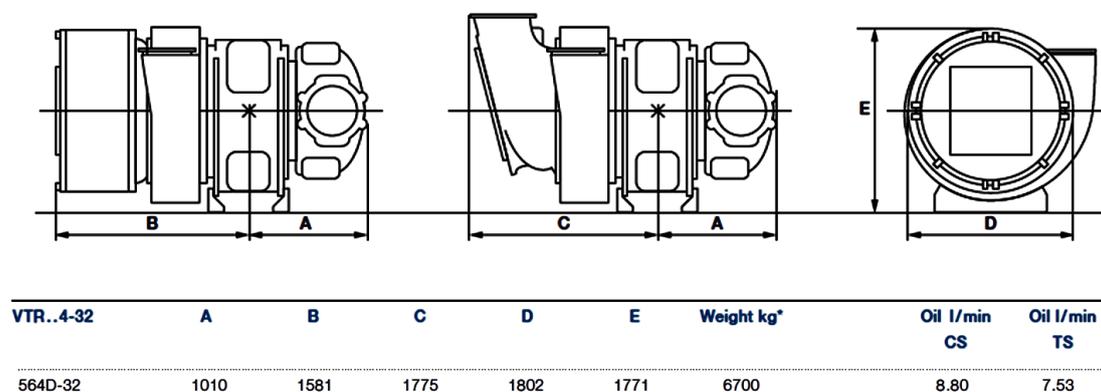
Η περιστροφή του κινητήρα γίνεται δεξιόστροφα. Ο κινητήρας διαθέτει μηχανισμό μεταβλητού χρονισμού έγχυσης (V.I.T) και η ψύξη των κυλίνδρων γίνεται με νερό, ενώ των εμβόλων με έλαιο λίπανσης.

Έχει συνολικό ύψος 8,419 (m) και μήκος 3,170 (m). Το καθαρό βάρος του (χωρίς τα εργαλεία, το νερό και το ελαιολιπαντικό ψύξης), φτάνει τους 202 (tn). Στο **σχήμα 5.1** αναπαριστάται ο κινητήρας σε κάτωψη, αριστερή και δεξιά πλάγια όψη με σημειωμένες τις κύριες διαστάσεις του.



Σχήμα 5.1: Κινητήρας SULZER 6RTA 48TB.

Ο στροβιλοϋπερπληρωτής που χρησιμοποιείται είναι ο VTR 564D-32 της εταιρείας ABB ο οποίος απεικονίζεται στο **σχήμα 5.2** με σημειωμένες τις κύριες διαστάσεις του.



Σχήμα 5.2: Στροβιλοϋπερπληρωτής VTR 564D-32.

5.2 Λειτουργία του κινητήρα στο σημείο σχεδίασης

Για τη λειτουργία στο σημείο σχεδίασης, πρέπει αρχικά να επιλεγεί το σημείο αυτό. Έχοντας στη διάθεσή μας μετρήσεις του κινητήρα σε διάφορα φορτία λειτουργίας (sea trials), θεωρούμε ότι το σημείο σχεδίασης αντιστοιχεί σε λειτουργία 100% του φορτίου. Στη συνέχεια, είναι απαραίτητο να καθοριστούν τα στοιχεία της εφαρμογής. Εκτός του κινητήρα, που έχουμε ήδη ορίσει τα χαρακτηριστικά του, χρειαζόμαστε κάποια θερμοδυναμικά δεδομένα του συμπιεστή και του στροβίλου στις διάφορες θέσεις της εγκατάστασης.

5.2.1 Επιλογή δεδομένων

Η επιλογή των δεδομένων έχει γίνει έτσι ώστε να επαληθεύονται οι διαθέσιμες μετρήσεις (sea trials) για τη λειτουργία στο ονομαστικό φορτίο (100%). Παρακάτω παρουσιάζονται τα στοιχεία που θα έχουμε ως δεδομένα και αυτά που πρέπει να επαληθευτούν. Τα δεδομένα αυτά είναι διαθέσιμα από τις μετρήσεις, ενώ κάποια επιλέγονται αυθαίρετα, θεωρώντας μία λογική τιμή.

ΔΕΔΟΜΕΝΑ		ΕΠΙΛΟΓΗ	SEA TRIALS
Ατμοσφαιρική πίεση (bar)	P_{atm}	-	1,012
Θερμοκρασία περιβάλλοντος (K)	T_{amb}	-	309,15
Θερμοκρασία νερού ψύξης(K)	T_w	-	308,15
Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου	ε	0,925	-
Μηχανικός βαθμός απόδοσης	η_m	0,95	-
Απώλειες πίεσης εισόδου συμπιεστή (bar)	ΔP_{intake}	-	0,002747
Απώλειες πίεσης ψυγείου (bar)	ΔP_{cooler}	-	0,018149
Απώλειες πίεσης εξόδου καυσαερίων (bar)	ΔP_{ex}	-	0,010791
Στροφές κινητήρα (rpm)	N	-	132,9
Στροφές συμπιεστή-στροβίλου (rpm)	N_T	-	12.500
Διάμετρος εμβόλου (m)	D	-	0,48
Διαδρομή εμβόλου (m)	s	-	2,00
Αριθμός κυλίνδρων	z	-	6
Ισχύς κινητήρα (kW)	P	-	8.730
Βαθμός απόπλυσης	η_k	0,165	-

Κατώτερη θερμογόνο ικανότητα καυσίμου (kJ/kg)	H_u	-	42.700
Ειδική κατανάλωση καυσίμου (kg/kWh)	s.f.c	-	0,169
Θερμικός βαθμός απόδοσης	n_{th}	0,40	-
Ποσοστό θερμικών απωλειών κινητήρα	ζ_L	0,180	-
Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κινητήρα	n_v	0,950	-

ΣΤΟΙΧΕΙΑ ΠΡΟΣ ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΤΩΝ SEA TRIALS		
Θερμοκρασία εξόδου συμπιεστή ($^{\circ}\text{C}$)	T_2	183
Θερμοκρασία εισόδου κινητήρα ($^{\circ}\text{C}$)	T_3	46
Θερμοκρασία εξόδου κινητήρα ($^{\circ}\text{C}$)	T_4	423
Θερμοκρασία εξόδου στροβίλου ($^{\circ}\text{C}$)	T_5	266

5.2.2 Αποτελέσματα υπολογισμού

Σκοπός μας είναι να υπολογίσουμε το σημείο σχεδίασης του συμπιεστή και του στροβίλου, τα οποία προκύπτουν όπως παρακάτω:

ΣΗΜΕΙΟ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ	
Π_c	3,28
$\frac{\dot{m}_a \sqrt{\theta}}{\delta}$ (kg/s)	20,4857
n_c	0,85
$\frac{N}{\sqrt{\theta}}$ (rpm)	12.067,98

ΣΗΜΕΙΟ ΣΧΕΔΙΑΣΗΣ ΣΤΡΟΒΙΛΟΥ	
Π_T	3,1985
$\frac{\dot{m}_e \sqrt{\theta}}{\delta}$ (kg/s)	8,057
n_T	0,90
$\frac{N}{\sqrt{\theta}}$ (rpm)	8.042,86

5.2.3 Παραμετρική μελέτη σημείου σχεδίασης

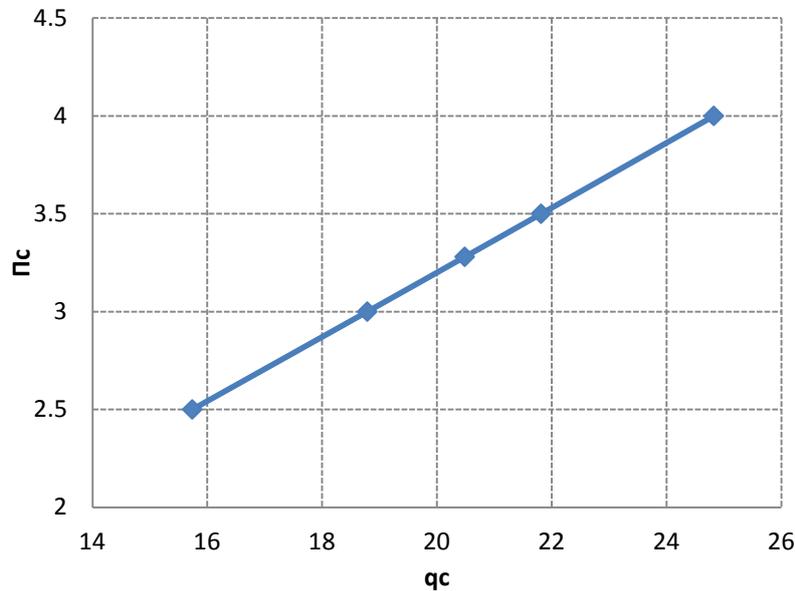
Στο σημείο αυτό κρίνεται σκόπιμο να γίνει μια παραμετρική διερεύνηση της μεταβολής του σημείου σχεδίασης του συμπιεστή και του στροβίλου. Για το σκοπό αυτό θα μεταβάλλουμε κάθε φορά ένα δεδομένο και θα παρατηρήσουμε τη διαφορά που προκαλεί στο σημείο σχεδίασης.

Μεταβάλλοντας το λόγο πίεσης του συμπιεστή Π_c και διατηρώντας τα υπόλοιπα μεγέθη σταθερά, υπολογίζουμε την ανηγμένη παροχή μάζας του συμπιεστή, καθώς και το λόγο πίεσης του στροβίλου και την ανηγμένη παροχή του, δηλαδή προκύπτουν τα σημεία λειτουργίας τους, όπως παρακάτω:

Σημείο σχεδίασης συμπίεστή	
Π_c	q_c
2,5	15,7391555
3	18,7879692
3,28	20,4857316
3,5	21,8152703
4	24,8235676

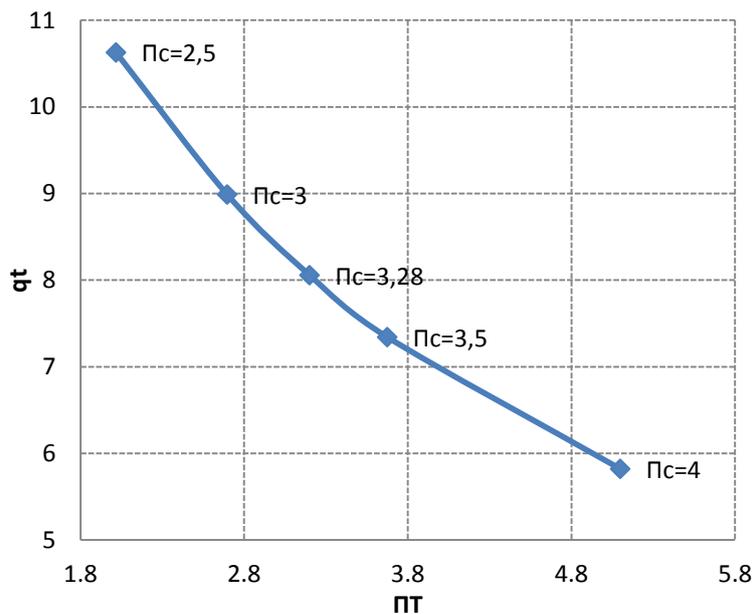
Σημείο σχεδίασης στροβίλου	
Π_T	q_T
2,01589	10,62896
2,695478	8,988981
3,198584	8,057349
3,673606	7,342403
5,097483	5,821077

Στο **σχήμα 5.3** φαίνεται η μεταβολή αυτή σε διάγραμμα λόγου πίεσης-ανηγμένης παροχής του συμπίεστή. Παρατηρούμε ότι η ανηγμένη παροχή αυξάνεται, όπως και θα αναμέναμε, με την αύξηση του λόγου πίεσης.



Σχήμα 5.3: Μεταβολή του σημείου λειτουργίας του συμπίεστή με παράμετρο το λόγο πίεσης.

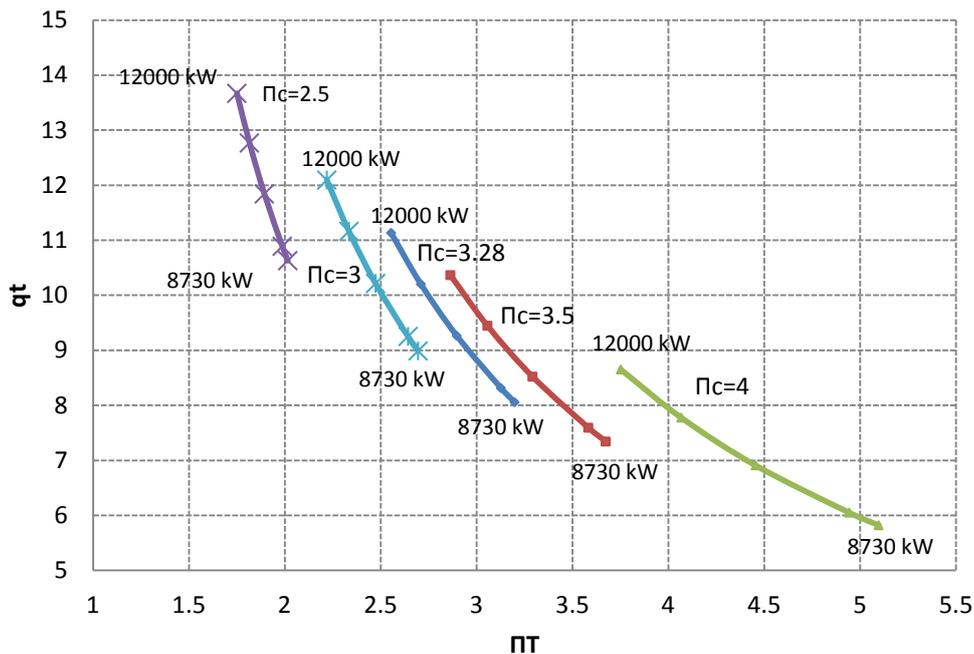
Η μεταβολή του λόγου πίεσης του συμπίεστή, προκαλεί μεταβολή και στο σημείο λειτουργίας του στροβίλου, η οποία απεικονίζεται στο **σχήμα 5.4**:



Σχήμα 5.4: Μεταβολή του σημείου λειτουργίας του στροβίλου με παράμετρο το λόγο πίεσης συμπίεστή.

Παρατηρούμε ότι η αύξηση του λόγου πίεσης του συμπίεστή αυξάνει το λόγο πίεσης του στροβίλου υπό σταθερό φορτίο, προκειμένου να ισχύει ο ισολογισμός ισχύος στην άτρακτο συμπίεστή-στροβίλου. Η ανηγμένη παροχή του στροβίλου όμως, μειώνεται λόγω της αύξησης της θερμοκρασίας εισόδου του T_4 .

Αν επιλέξουμε να μεταβάλλουμε το φορτίο του κινητήρα διατηρώντας σταθερά τα χαρακτηριστικά του συμπίεστή, τότε προφανώς το σημείο λειτουργίας του συμπίεστή παραμένει αμετάβλητο, ενώ το σημείο λειτουργίας του στροβίλου μεταβάλλεται. Στο **σχήμα 5.5** απεικονίζεται η μεταβολή αυτή για διάφορες τιμές του λόγου πίεσης του συμπίεστή. Παρατηρούμε ότι για σταθερό λόγο πίεσης συμπίεστή, η αύξηση του φορτίου έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της ανηγμένης παροχής του στροβίλου. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι απαιτείται μεγαλύτερη παροχή διερχόμενης μάζας για την παραγωγή μεγαλύτερου έργου από τον κινητήρα. Για αυξανόμενο λόγο πίεσης συμπίεστή, έχουμε αύξηση του λόγου πίεσης του στροβίλου (μετατόπιση των καμπυλών δεξιά). Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι πρέπει να διατηρηθεί η ισορροπία ισχύος στον άξονα συμπίεστή-στροβίλου. Έτσι πρέπει να αυξηθεί ο λόγος πίεσης του στροβίλου, ως αντιστάθμιση της αύξησης του λόγου πίεσης του συμπίεστή.



Σχήμα 5.5: Μεταβολή του σημείου λειτουργίας του στροβίλου με παράμετρο το φορτίο του κινητήρα.

5.3 Λειτουργία του κινητήρα εκτός σημείου σχεδίασης (off-design)

Στην παράγραφο αυτή, σύμφωνα με τη μεθοδολογία που αναπτύχθηκε για τη λειτουργία εκτός σημείου σχεδίασης, θα γίνει η εισαγωγή των χαρτών του συμπιεστή και του στροβίλου που θα χρησιμοποιηθούν. Επίσης, θα παρουσιαστούν τα αποτελέσματα που προκύπτουν από το υπολογιστικό πρόγραμμα σε σύγκριση με τις διαθέσιμες μετρήσεις (sea trials) σε λειτουργία φορτίου 50%, 75% και 85% του ονομαστικού.

5.3.1 Προσδιορισμός πεδίου χαρακτηριστικών συνιστωσών

Για τον προσδιορισμό του πεδίου χαρακτηριστικών (συμπιεστή ή στροβίλου) έχουν αναπτυχθεί διάφορες μέθοδοι. Μεταξύ των μεθόδων που χρησιμοποιούνται, είναι οι παρακάτω (Κ. Μαθιουδάκης, 2007):

- α. Μέθοδος ομοιότητας (ή «σπονδυλικής στήλης»)
- β. Μέθοδος συσσώρευσης βαθμίδων
- γ. Μέθοδος υπολογισμού του πεδίου ροής στη μέση γραμμή.

Από τις παραπάνω μεθόδους, οι β) και γ) απαιτούν τη γνώση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών του συμπιεστή και του στροβίλου. Η μέθοδος υπολογισμού του πεδίου ροής στη μέση γραμμή, θα χρησιμοποιηθεί στο επόμενο κεφάλαιο για τον προσδιορισμό του χάρτη ενός ακτινικού συμπιεστή.

Σε αυτό το κεφάλαιο, για τη μοντελοποίηση της λειτουργίας του στροβιλοϋπερπληρωτή δεν έχουμε στη διάθεσή μας τους χάρτες του συμπιεστή και του στροβίλου που χρησιμοποιούνται, όπως και γνώση της γεωμετρίας τους. Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιούνται διαθέσιμοι χάρτες συμπιεστή και στροβίλου, κατάλληλοι για την υπερπλήρωση του ναυτικού κινητήρα, οι οποίοι θα μετατραπούν με τη μέθοδο της ομοιότητας σε άλλους ικανούς να περιγράψουν τη λειτουργία του στο φάσμα στροφών του.

5.3.1.1 Πεδίο χαρακτηριστικών συμπιεστή

Για τον προσδιορισμό του πεδίου χαρακτηριστικών του συμπιεστή και του στροβίλου, θα χρησιμοποιήσουμε την μέθοδο της ομοιότητας, επειδή δεν απαιτεί τη γνώση γεωμετρικών στοιχείων, κάτι που απαιτεί η χρήση των μεθόδων β) και γ). Η μέθοδος περιγράφεται παρακάτω:

Μέθοδος ομοιότητας

Στη μέθοδο αυτή, το άγνωστο πεδίο χαρακτηριστικών θεωρείται ότι είναι όμοιο με ένα δεδομένο πεδίο χαρακτηριστικών, παίρνοντας ως σημείο αναφοράς το σημείο σχεδίασης. Προκειμένου να χρησιμοποιηθεί η μέθοδος αυτή χρειάζονται οι χαρακτηριστικές λειτουργίας από ένα συμπιεστή ή στρόβιλο, οι οποίες θα χρησιμοποιηθούν ως χαρακτηριστικές αναφοράς και μόνο το σημείο σχεδίασης του συμπιεστή ή στροβίλου για τον οποίο θα χρησιμοποιηθούν οι νέες χαρακτηριστικές.

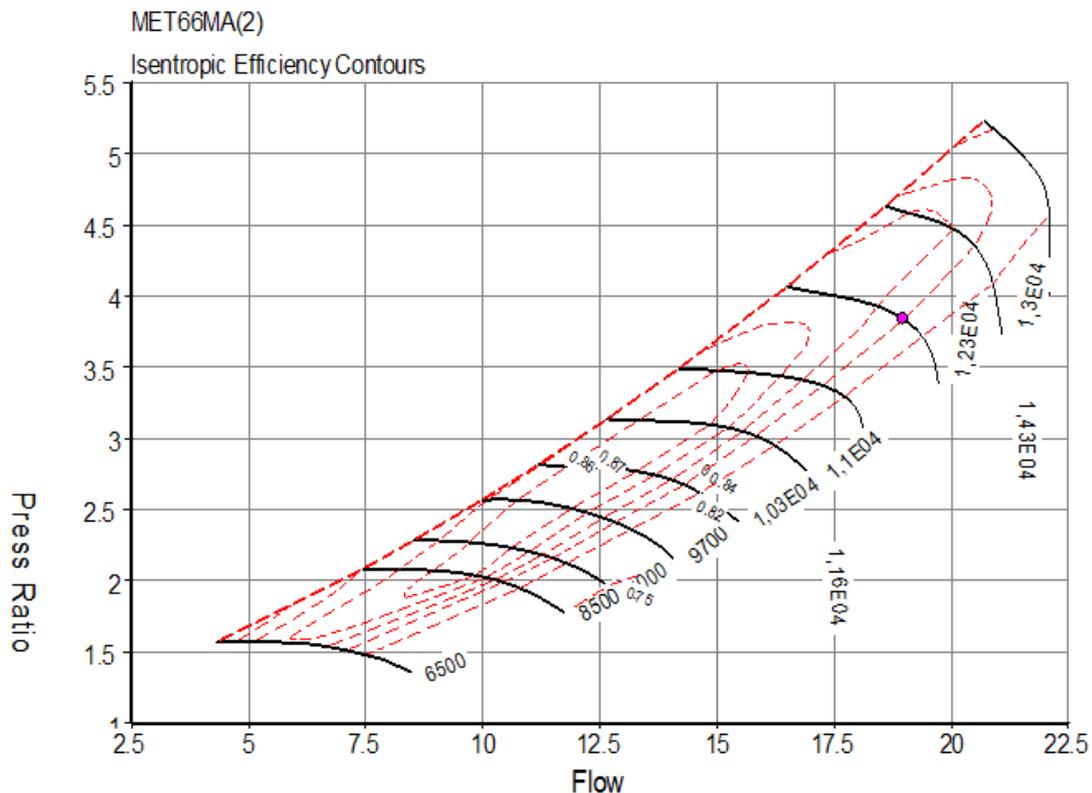
Οι σχέσεις που θα χρησιμοποιηθούν είναι:

$$\begin{aligned}
 \pi &= \frac{\pi_d - 1}{\pi_{r,d} - 1} (\pi_r - 1) + 1 \\
 q &= \frac{q_d}{q_{r,d}} q_r \\
 n &= \frac{n_d}{n_{r,d}} n_r \\
 \frac{N}{\sqrt{\theta}} &= \frac{\left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)_d}{\left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)_{r,d}} \left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)_r
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

όπου ο δείκτης r αναφέρεται σε ένα σημείο λειτουργίας του χάρτη αναφοράς και ο δείκτης d στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, ενώ οι τιμές που υπολογίζονται είναι οι τιμές του νέου χάρτη συμπίεσής.

Ακτινικός συμπίεστής

Είχαμε στη διάθεσή μας το χάρτη του ακτινικού συμπίεστή του στροβιλοϋπερπληρωτή MET66MA της εταιρείας HYUNDAI που αποτελεί ένα τυπικό χάρτη για ναυτικές εφαρμογές στροβιλοϋπερπλήρωσης και ο οποίος θα χρησιμοποιηθεί ως χάρτης αναφοράς. Για να μπορέσει όμως να χρησιμοποιηθεί στο υπολογιστικό πρόγραμμα, θα πρέπει πρώτα να ψηφιοποιηθεί. Αυτό θα πραγματοποιηθεί με την εφαρμογή GasTurb, από την οποία προκύπτει ο ψηφιοποιημένος χάρτης του **σχήματος 5.6**.

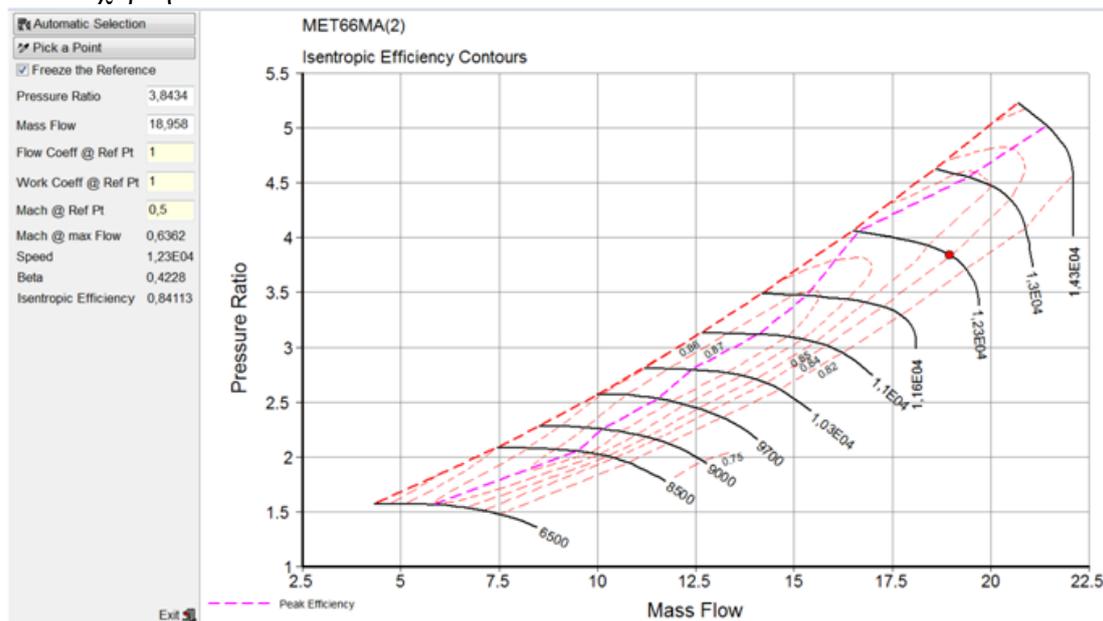


Σχήμα 5.6: Ψηφιοποιημένος χάρτης ακτινικού συμπίεστή MET66MA με την εφαρμογή GASTURB.

Στο **σχήμα 5.7** απεικονίζεται το σημείο λειτουργίας σχεδίασης του χάρτη αναφοράς, με κόκκινο χρώμα. Αυτό πληρεί τις προϋποθέσεις που πρέπει να ισχύουν για αυτό, αφού:

- Βρίσκεται σχετικά κοντά στην καμπύλη μέγιστου ισηντροπικού βαθμού απόδοσης.
- Διαθέτει αρκετό περιθώριο πάλμωσης, (άνω του 10%).

- Βρίσκεται σε περιοχή υψηλών στροφών και παροχών, δηλαδή αρκετά δεξιά στο χάρτη.



Σχήμα 5.7: Απεικόνιση του σημείου λειτουργίας σχεδίασης αναφοράς του MET66MA .

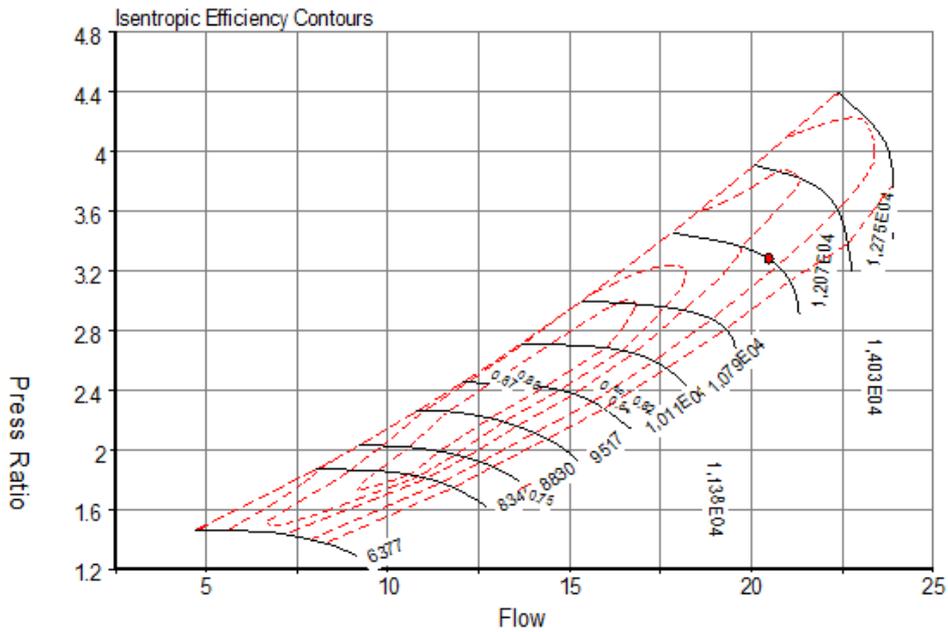
Το σημείο σχεδίασης αναφοράς (r,d) έχει τις παρακάτω τιμές:

$$\begin{aligned}
 (\Pi_c)_{r,d} &= 3.8433. \\
 (q_c)_{r,d} &= 18.958 \text{ (kg/s)}. \\
 (n_c)_{r,d} &= 0.84113. \\
 N_{r,d} &= 12.300 \text{ (RPM)}.
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

Το ονομαστικό σημείο σχεδίασης (d) έχει υπολογιστεί:

$$\begin{aligned}
 (\Pi_c)_d &= 3.28 \\
 (q_c)_d &= 20.4857 \text{ (kg/s)} \\
 (n_c)_d &= 0.85 \\
 \left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)_d &= 12067.98 \text{ (RPM)}
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

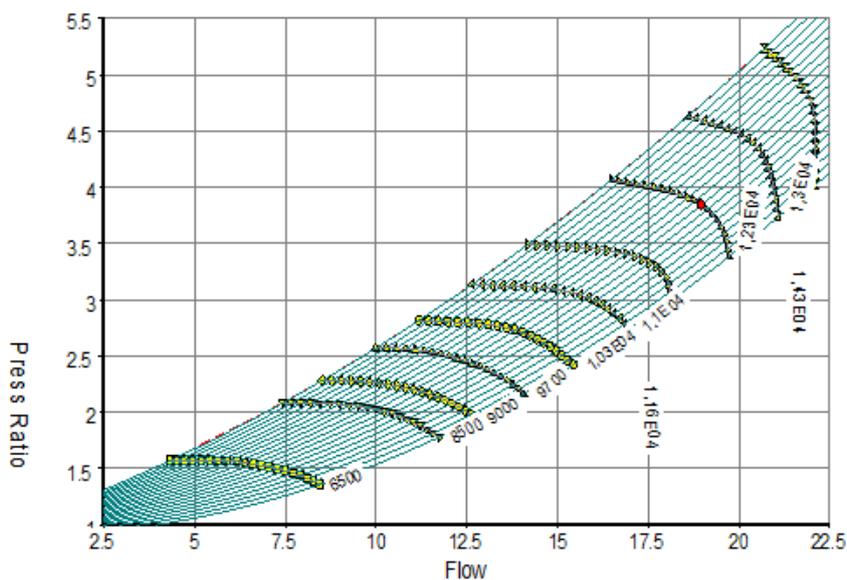
Έτσι, εισάγοντας τις εξισώσεις (5.2) και (5.3) στην (5.1) για όλα τα διαθέσιμα σημεία του χάρτη αναφοράς, προκύπτει το νέο πεδίο χαρακτηριστικών σε διάγραμμα λόγου πίεσης-ανηγμένης παροχής, όπως φαίνεται στο **σχήμα 5.8**:



Σχήμα 5.8: Πεδίο χαρακτηριστικών που προέκυψε με τη μέθοδο της ομοιότητας από τον χάρτη του συμπιεστή MET66MA.

Εισαγωγή γραμμών $-\beta$

Επόμενο βήμα αποτελεί η εισαγωγή των γραμμών $-\beta$, όπως φαίνεται στο **σχήμα 5.9**. Οι γραμμές $-\beta$ που χρησιμοποιήθηκαν είναι 20 και παραβολικής μορφής (πολώνουμα 2^{ου} βαθμού). Η γραμμή $-\beta$ που αντιστοιχεί στις μεγαλύτερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=1$, ενώ αυτή που αντιστοιχεί στις μικρότερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=0$. Οι ενδιάμεσες $-\beta$ πρέπει να λαμβάνουν τιμές μεταξύ 0 και 1.



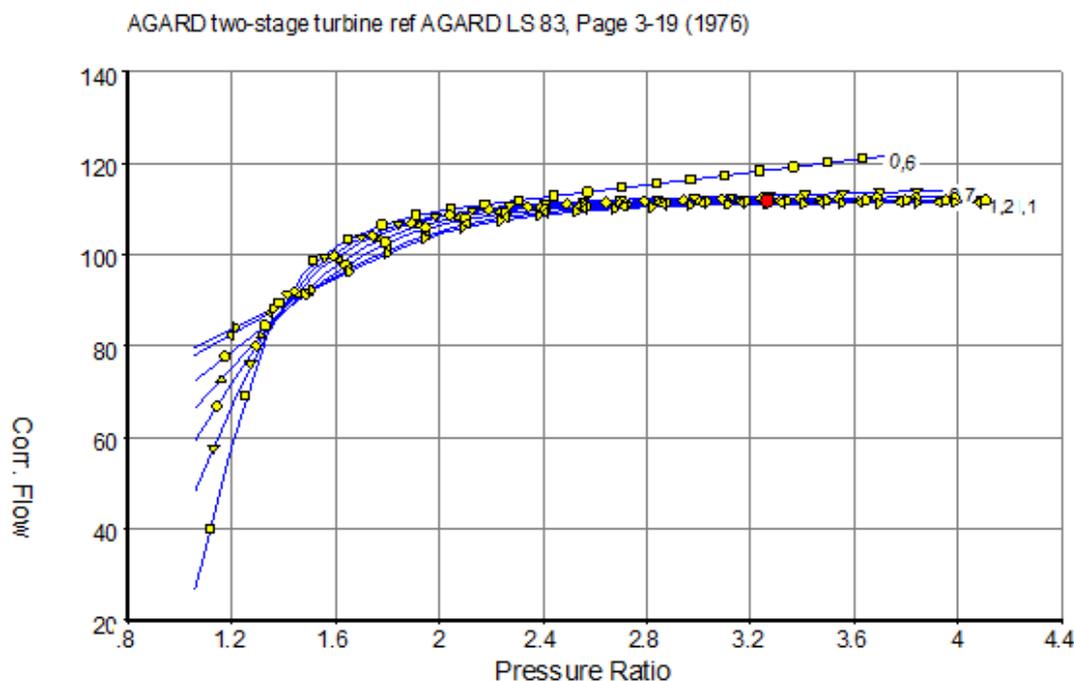
Σχήμα 5.9: Γραμμές $-\beta$ στο πεδίο χαρακτηριστικών του συμπιεστή.

5.3.1.2 Πεδίο χαρακτηριστικών στροβίλου

Όπως στο συμπιεστή, έτσι και την περίπτωση του στροβίλου, το νέο πεδίο χαρακτηριστικών θα προσδιοριστεί με τη μέθοδο της ομοιότητας, χρησιμοποιώντας έναν διαθέσιμο χάρτη αξονικού στροβίλου από την εφαρμογή GasTurb.

Αξονικός στρόβιλος

Ο στρόβιλος που θα χρησιμοποιηθεί είναι ο AGARD LS-83, ο οποίος είναι ένας τυπικός χάρτης αξονικού στροβίλου. Ο χάρτης αναφοράς του ψηφιοποιείται με την εφαρμογή GasTurb, οπότε προκύπτει το πεδίο χαρακτηριστικών του σε διάγραμμα ανηγμένης παροχής- λόγου πίεσης (Σχήμα 5.10) και σε διάγραμμα λόγου πίεσης- στροφών * παροχή (Σχήμα 5.11).



Σχήμα 5.10: Πεδίο χαρακτηριστικών αξονικού στροβίλου AGARD LS-83 σε διάγραμμα ανηγμένης παροχής- λόγου πίεσης.

Το κόκκινο σημείο είναι το σημείο σχεδίασης αναφοράς Τέλος, οι στροφές εμφανίζονται αδιαστατοποιημένες ως προς τις στροφές το σημείου σχεδίασης (12.300 RPM).

Τα στοιχεία του σημείου σχεδίασης αναφοράς είναι τα παρακάτω:

$$(\Pi_T)_{r,d}=3.284.$$

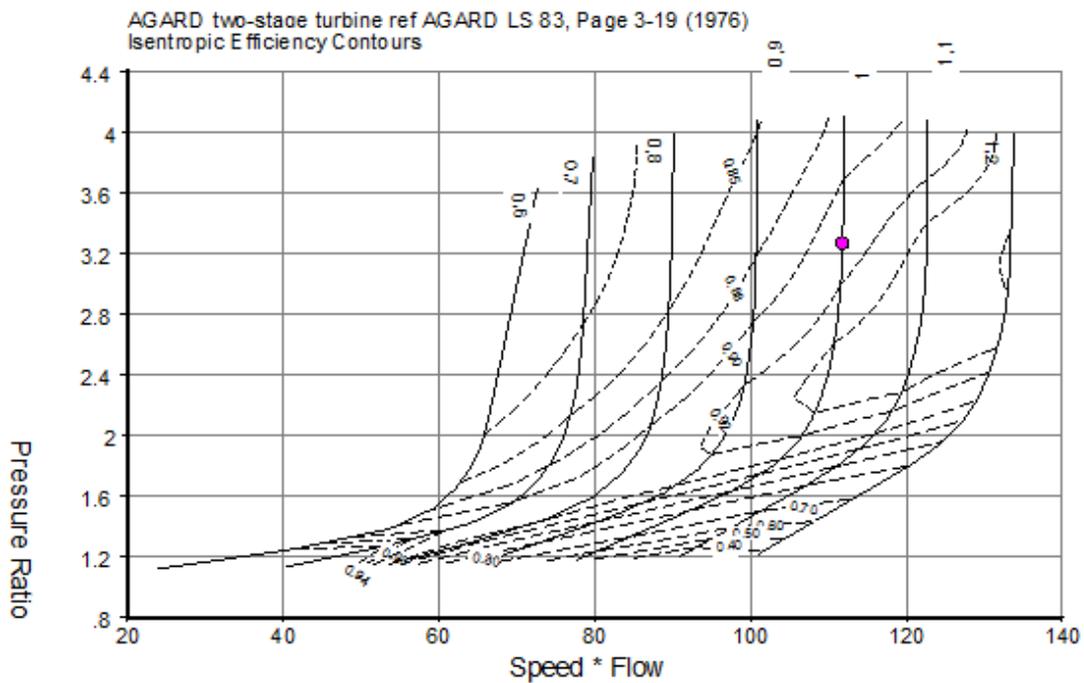
$$(q_T)_{r,d}=111.8 \text{ (kg/s).}$$

$$(n_T)_{r,d}=0.913.$$

(5.4)

$$N_{r,d}=1.0$$

Όπως και στο συμπιεστή, εισάγουμε τις γραμμές $-\beta$, οι οποίες απεικονίζονται στο **σχήμα 5.12**. Στην περίπτωση του στροβίλου, οι γραμμές αυτές είναι γραμμές λόγου πίεσης-ανηγμένων στροφών. Η γραμμή $-\beta$ που αντιστοιχεί στις μεγαλύτερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=1$, ενώ η γραμμή $-\beta$ που αντιστοιχεί στις μικρότερες πιέσεις λαμβάνει την τιμή $\beta=0$. Οι ενδιάμεσες $-\beta$ πρέπει να λαμβάνουν τιμές μεταξύ 0 και 1. Οι γραμμές $-\beta$ που χρησιμοποιήθηκαν είναι 20 και παραβολικής μορφής (πολυώνυμα $2^{ου}$ βαθμού).

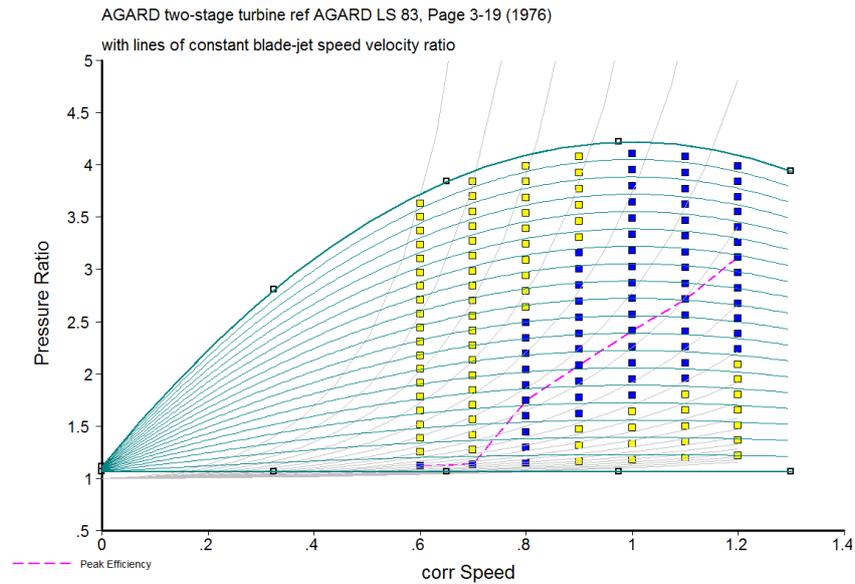


Σχήμα 5.11: Πεδίο χαρακτηριστικών αξονικού στροβίλου AGARD LS-83 σε διάγραμμα λόγου πίεσης-στροφών * παροχή.

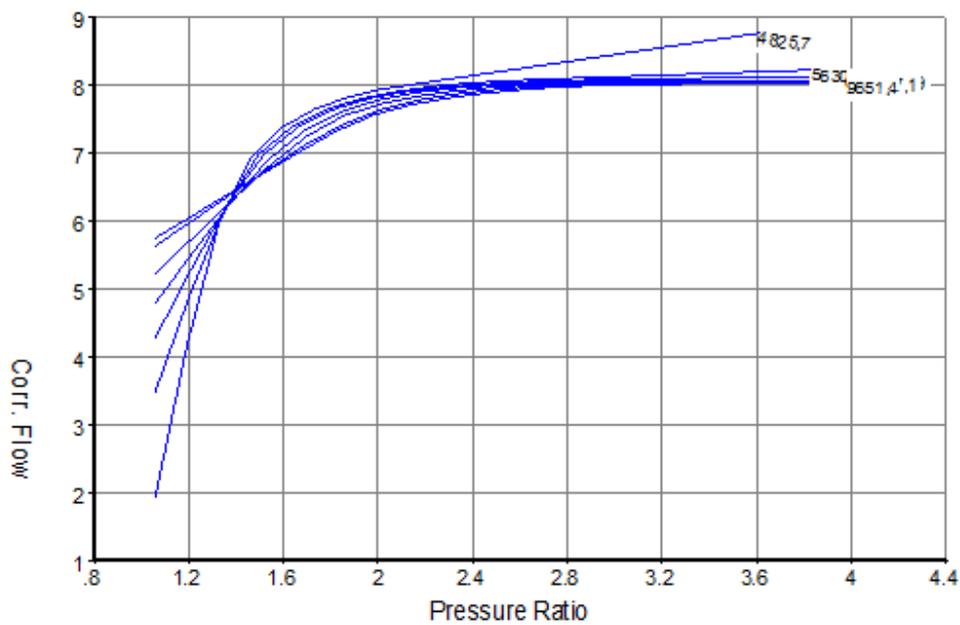
Τώρα με τη μέθοδο της ομοιότητας που αναπτύχθηκε παραπάνω, θα δημιουργήσουμε το νέο χάρτη στροβίλου. Το ονομαστικό σημείο σχεδίασης έχει υπολογιστεί:

$$\begin{aligned}
 (\Pi_T)_d &= 3.1985. \\
 (q_T)_d &= 8.057 \text{ (kg/s)}. \\
 (\eta_T)_d &= 0.9. \\
 \left(\frac{N}{\sqrt{\theta}}\right)_d &= 8042.86 \text{ (RPM)}.
 \end{aligned}
 \tag{5.5}$$

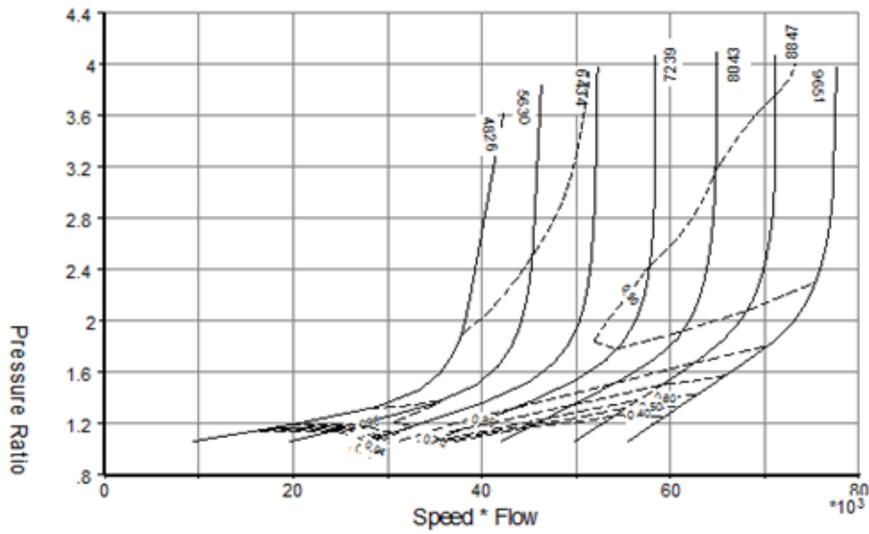
Χρησιμοποιώντας τις εξισώσεις (5.4) και (5.5) στην (5.1), έχουμε το πεδίο χαρακτηριστικών του στροβίλου σε διάγραμμα ανηγμένης παροχής - λόγου πίεσης (**Σχήμα 5.13**) και σε διάγραμμα λόγου πίεσης- ταχύτητα* παροχή (**Σχήμα 5.14**):



Σχήμα 5.12: Γραμμές - β στο διάγραμμα λόγου πίεσης-ανηγμένων στροφών του αξονικού στροβίλου AGARD LS-83.



Σχήμα 5.13: Πεδίο χαρακτηριστικών που προέκυψε με ομοιότητα από τον χάρτη του στροβίλου AGARD LS-83 (διάγραμμα ανηγμένης παροχής - λόγου πίεσης).



Σχήμα 5.14: Πεδίο χαρακτηριστικών που προέκυψε με ομοιότητα από τον χάρτη του στροβίλου AGARD LS-83 (διάγραμμα λόγου πίεσης-ταχύτητα* παροχή).

5.3.2 Δεδομένα

Στον παρακάτω πίνακα, παρουσιάζονται τα δεδομένα της εγκατάστασης σε λειτουργία 85%, 75% και 50% του ονομαστικού φορτίου.

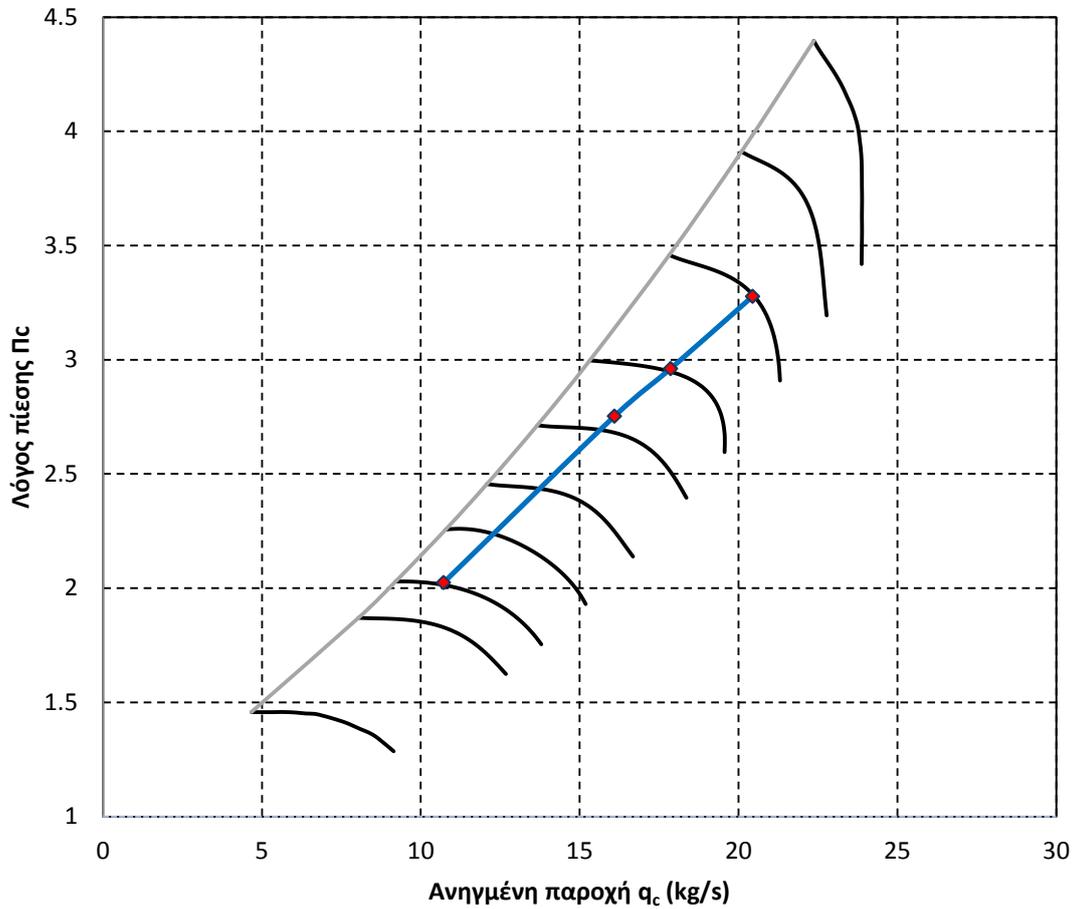
ΔΕΔΟΜΕΝΑ	ΕΠΙΛΟΓΗ			SEA TRIALS		
	85%	75%	50%	85%	75%	50%
ϵ	0,925			-	-	-
η_m	0,96	0,97	0,98	-	-	-
η_{th}	0,40			-	-	-
ζ_L	0,180			-	-	-
η_v	0,965	0,975	1	-	-	-
η_k	0,165			-	-	-
P_{atm} (bar)	-	-	-	1,019	1,018	1,019
T_1 (K)	-	-	-	309,15	309,15	308,15
T_w (K)	-	-	-	308,15	308,15	308,15
ΔP_{FILTER} (bar)	-	-	-	0,002453	0,001962	0,000981
$\Delta P_{A/C}$ (bar)	-	-	-	0,010791	0,010595	0,005886
$\Delta P_{BACK PR}$ (bar)	-	-	-	0,013244	0,008829	0,002943
N (rpm)	-	-	-	125,2	119,9	104,8
D (m)	-	-	-	0,48	0,48	0,48
s (m)	-	-	-	2,00	2,00	2,00
z	-	-	-	6	6	6
V_H (m ³)	-	-	-	2,171469	2,171469	2,171469
P (kW)	-	-	-	7.421	6547,5	4365
H_u (kJ/kg)	-	-	-	42.700	42.700	42.700
s.f.c (kg/kWh)	-	-	-	0,16722	0,1659	0,17336

5.3.3 Αποτελέσματα-Γραμμή λειτουργίας κινητήρα

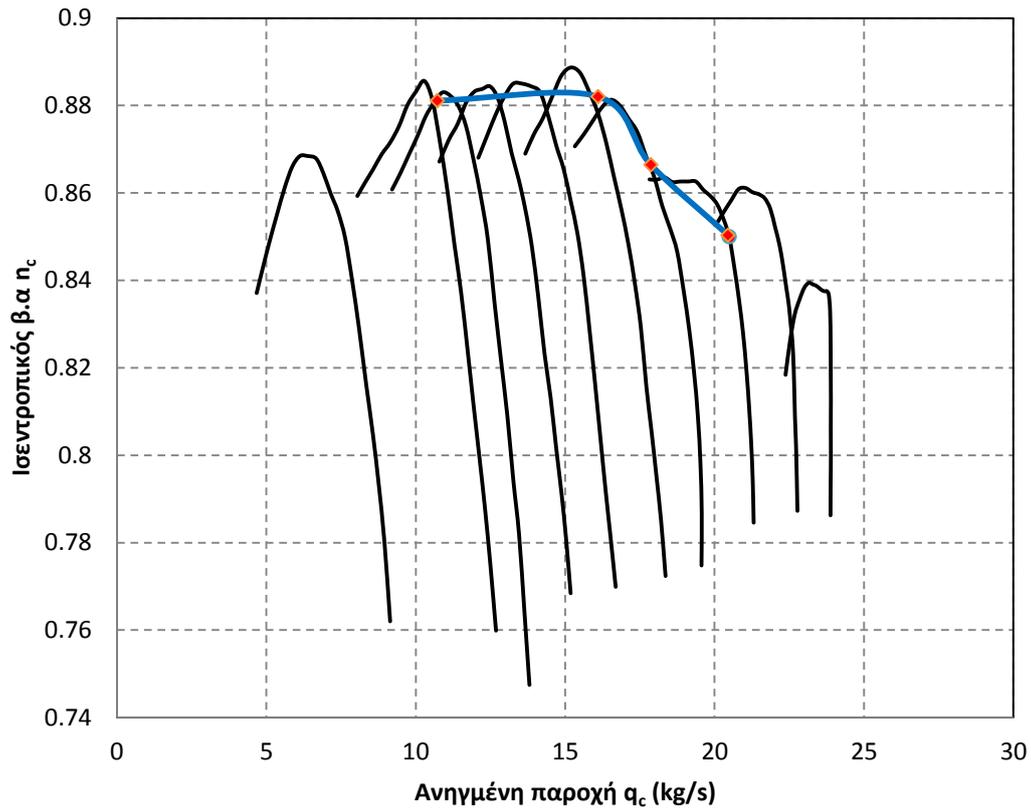
Τα αποτελέσματα του προγράμματος και η σύγκρισή τους με τις μετρήσεις (sea trials) για τη λειτουργία του κινητήρα σε φορτίο 85%, 75% και 50% του ονομαστικού παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα:

	ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ			SEA TRIALS		
	85%	75%	50%	85%	75%	50%
$N_{T/C}$ (rpm)	11808	11317,55	9160,949	11600	10900	8700
T_2 (°C)	165,7387	153,5971	113,0651	166	148	100
T_3 (°C)	44,80541	43,89479	40,85489	44	42	38
T_4 (°C)	407,9697	396,765	408,7563	409	398	394
T_5 (°C)	270,7094	273,5491	327,8762	267	273	309

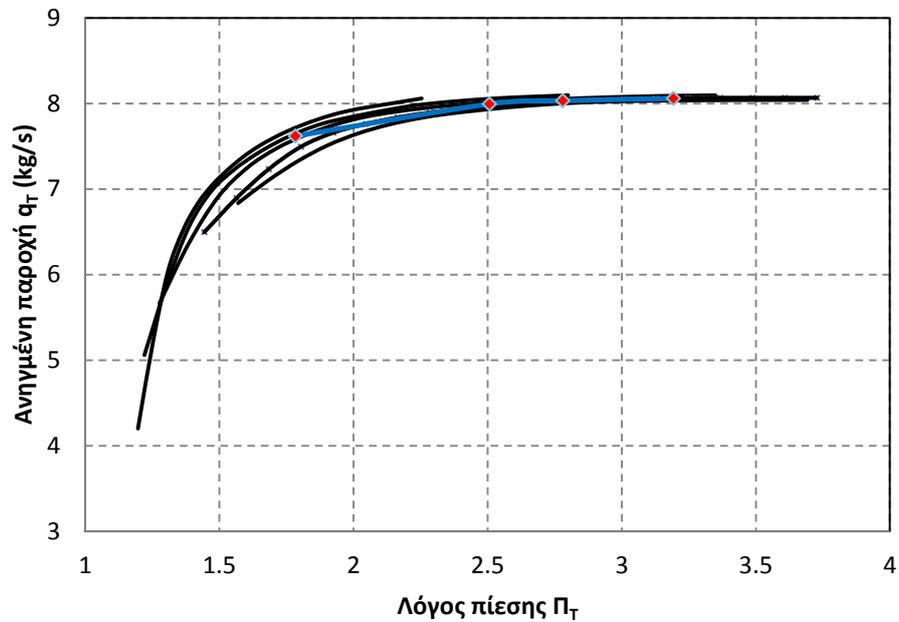
Επίσης, κρίνεται σκόπιμο να παρουσιαστεί η γραμμή λειτουργίας του κινητήρα στα διαγράμματα Π_c - q_c (Σχήμα 5.15) και n_c - q_c (Σχήμα 5.16) του συμπιεστή και q_T - Π_T (Σχήμα 5.17), n_T - Π_T (Σχήμα 5.18) του στροβίλου.



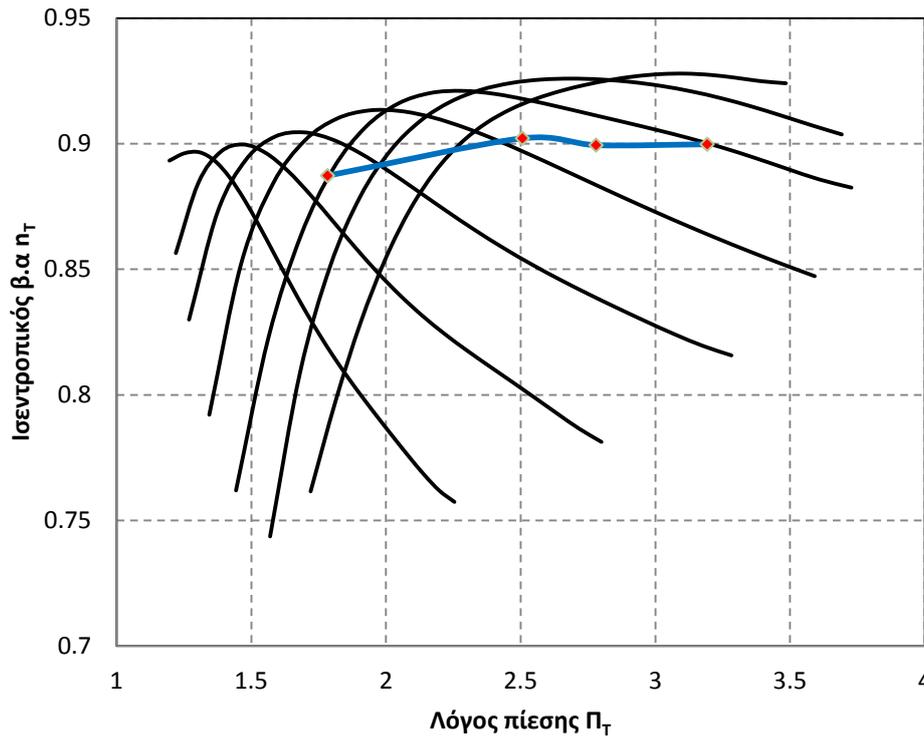
Σχήμα 5.15: Γραμμή λειτουργίας του κινητήρα στο διάγραμμα Π_c - q_c του συμπιεστή.



Σχήμα 5.16: Γραμμή λειτουργίας του κινητήρα στο διάγραμμα n_c - q_c του συμπιεστή.



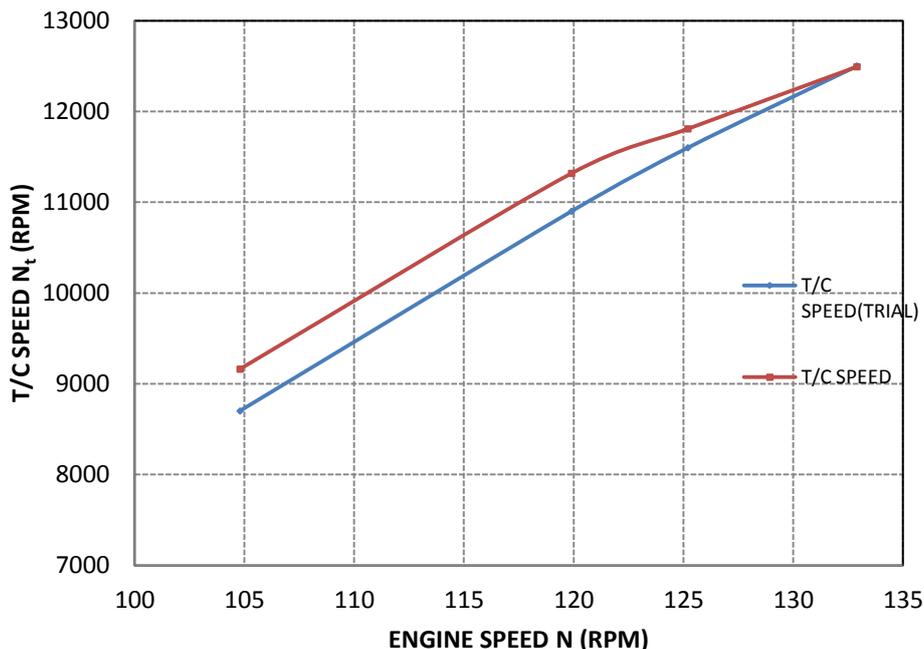
Σχήμα 5.17: Γραμμή λειτουργίας του κινητήρα στο διάγραμμα q_T - Π_T του στροβίλου.



Σχήμα 5.18: Γραμμή λειτουργίας του κινητήρα στο διάγραμμα n_T - Π_T του στροβίλου.

Η σύγκριση των αποτελεσμάτων του υπολογιστικού προγράμματος και των μετρήσεων απεικονίζεται στα παρακάτω διαγράμματα, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα. Οι μπλε γραμμές αναπαριστούν τις τιμές των μεγεθών των μετρήσεων, ενώ οι κόκκινες τις αντίστοιχες του υπολογιστικού προγράμματος.

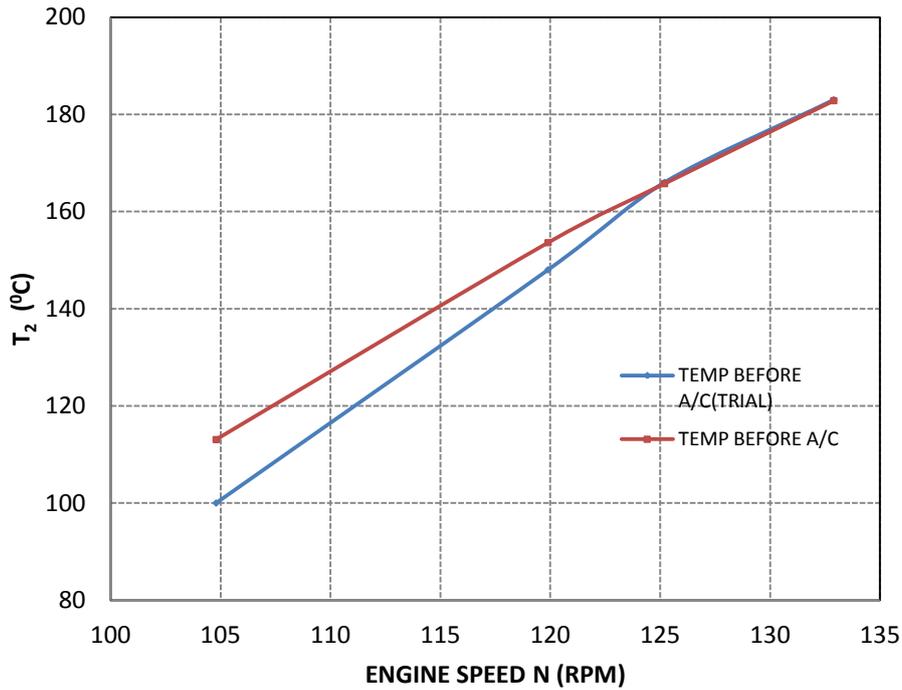
Στο διάγραμμα του **σχήματος 5.19** απεικονίζεται η μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του στροβιλοϋπερπληρωτή (N_T). Όπως είναι φανερό, αύξηση της ταχύτητας του κινητήρα προκαλεί αύξηση της ταχύτητας του στροβιλοϋπερπληρωτή, κάτι που είναι απολύτως λογικό.



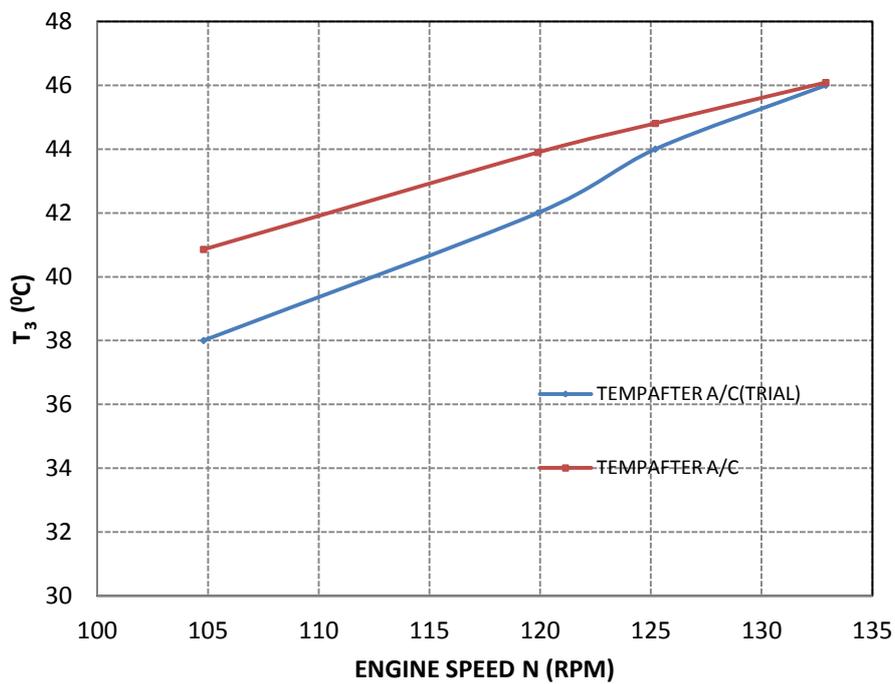
Σχήμα 5.19: Μεταβολή της ταχύτητας περιστροφής του στροβιλοϋπερπληρωτή (N_t) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N).

Στο διάγραμμα του **σχήματος 5.20** απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του συμπιεστή (T_2). Παρατηρούμε ότι η αύξηση της ταχύτητας του κινητήρα προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του συμπιεστή. Αυτό συμβαίνει διότι αυξάνεται ο λόγος πίεσης του συμπιεστή, (όπως φαίνεται από τη γραμμή λειτουργίας στο σχήμα 5.15).

Στο διάγραμμα του **σχήματος 5.21** απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου στον κινητήρα (T_3). Ομοίως, αύξηση της ταχύτητας του κινητήρα προκαλεί αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου στον κινητήρα. Αυτό συμβαίνει διότι έχουμε ψυγείο με σταθερή θερμοκρασία ψυκτικού μέσου T_w και αποδοτικότητα ϵ οπότε έχοντας αυτό να διαχειριστεί μεγαλύτερες θερμοκρασίες εισόδου σε αυτό (T_2), η θερμοκρασία εξόδου του (T_3) επίσης αυξάνεται.



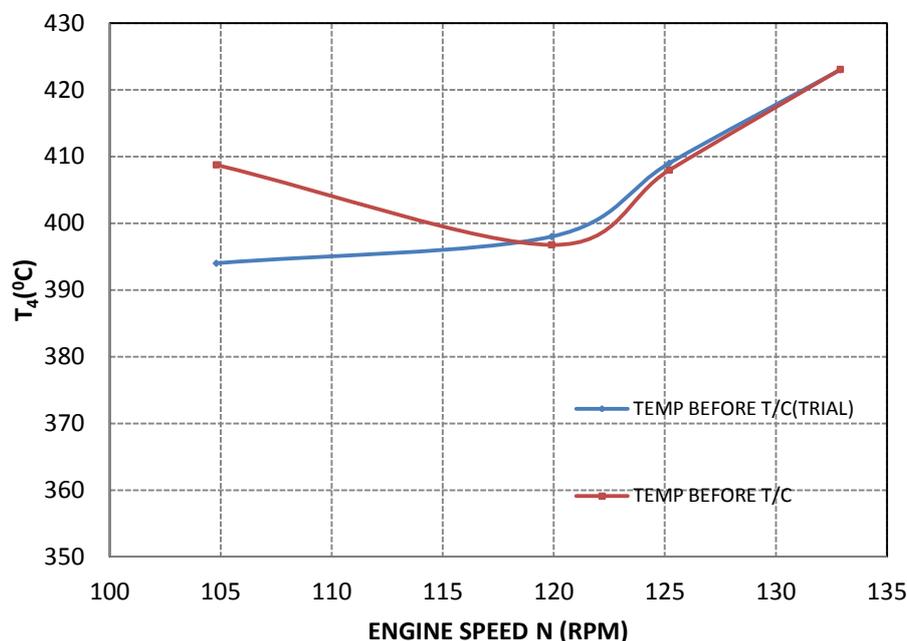
Σχήμα 5.20: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του συμπιεστή (T_2) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N).



Σχήμα 5.21: Μεταβολή της θερμοκρασίας εισόδου του κινητήρα (T_3) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N).

Στο διάγραμμα του σχήματος 5.22 απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του κινητήρα (T_4). Η αύξηση του φορτίου του κινητήρα προκαλεί γενικά αύξηση

της θερμοκρασίας εξόδου του, κυρίως λόγω της αύξησης του εγγεόμενου καυσίμου και συνεπώς της μεγαλύτερης παραγωγής θερμοδυναμικού έργου από αυτόν.



Σχήμα 5.22: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του κινητήρα (T_4) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N).

Στο διάγραμμα του **σχήματος 5.23** απεικονίζεται η μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του στροβίλου (T_5). Η μείωση της θερμοκρασίας εξόδου του με αύξηση του φορτίου του κινητήρα, οφείλεται κυρίως στην αύξηση του λόγου πίεσης του στροβίλου (όπως φαίνεται και από τη γραμμή λειτουργίας του σχήματος 5.17). Αύξηση του λόγου πίεσης συνεπάγεται μείωση της θερμοκρασίας εξόδου (εξίσωση (4.19)).

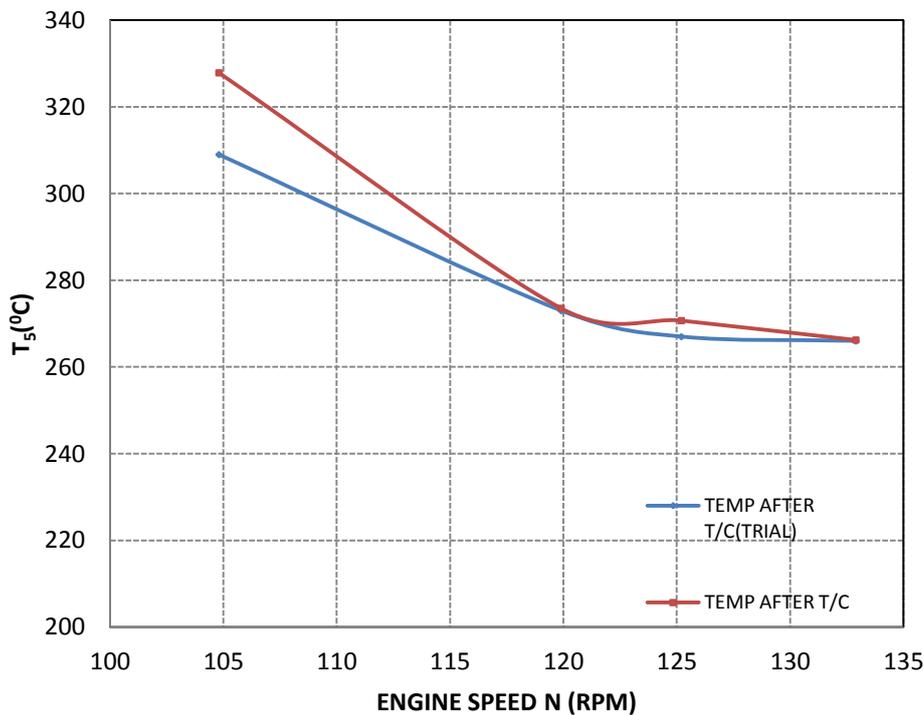
Σε μια πρώτη προσέγγιση, παρατηρούμε ότι υπάρχει καλή συσχέτιση αποτελεσμάτων υπολογισμών και μετρήσεων με τη μέγιστη απόκλιση να είναι της τάξης του 13%, στη θερμοκρασία εξόδου από το συμπιεστή T_2 για λειτουργία σε φορτίο 50%.

Οι αποκλίσεις που παρουσιάζονται μεταξύ των υπολογιζόμενων από το πρόγραμμα τιμών και των πειραματικών τιμών μπορούν να οφείλονται στους παρακάτω λόγους:

- Στις εξισώσεις που χρησιμοποιήθηκαν κατά τη μοντελοποίηση του συστήματος στροβιλοϋπερπληρωτής-κινητήρας, το εργαζόμενο μέσο (αέρας και το καυσαέριο που παράγεται από την καύση) θεωρήθηκε ότι έχει σταθερές ιδιότητες ανεξάρτητες από τη θερμοκρασία και τη σύστασή του, κάτι το οποίο μπορεί να οδηγήσει σε ανακρίβεια των αποτελεσμάτων.
- Για τη μεταβολή διαφόρων μεγεθών (n_v , ζ_L , n_{th} , n_m) συναρτήσει του φορτίου έγιναν υποθέσεις, αφού η πραγματική μεταβολή τους δεν μπορεί να

προσδιοριστεί με εξισώσεις. Όπως γίνεται αντιληπτό, αυτές οι υποθέσεις εισάγουν σφάλματα στο τελικό αποτέλεσμα.

- Στις μετρήσεις (sea trials), ο στροβιλοϋπερπληρωτής που χρησιμοποιήθηκε είναι ο VTR 564D-32 της εταιρείας ABB, ο οποίος προφανώς χρησιμοποιεί διαφορετικό συμπιεστή και στρόβιλο από το MET66MA της HYUNDAI που χρησιμοποιήθηκε από το υπολογιστικό πρόγραμμα. Αυτό σημαίνει διαφορετικά πεδία χαρακτηριστικών και συνεπώς διαφορετικές τιμές λόγου πίεσης, παροχής και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των επιμέρους συνιστωσών σε μερικά φορτία, οπότε και διαφορετικές τιμές των τελικών υπολογιζόμενων μεγεθών (T_2 , T_3 , T_4 , T_5 , T/C SPEED).



Σχήμα 5.23: Μεταβολή της θερμοκρασίας εξόδου του στροβίλου (T_5) συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής του κινητήρα (N).

6

Πρόβλεψη Συμπιεστή

Χάρτη

Ακτινικού

Όπως φάνηκε στο κεφάλαιο 5, είναι απαραίτητη η γνώση των πεδίων χαρακτηριστικών του συμπιεστή και του στροβίλου για τη μελέτη της λειτουργίας εκτός του σημείου σχεδίασης. Ένας τρόπος προσδιορισμού του πεδίου χαρακτηριστικών είναι μέσω της γεωμετρίας, εφόσον έχουμε στοιχεία για αυτή. Στο κεφάλαιο αυτό θα δημιουργηθεί υπολογιστικός κώδικας FORTRAN, για τον προσδιορισμό του χάρτη ακτινικού συμπιεστή και θα γίνει σύγκριση των αποτελεσμάτων του με διαθέσιμες μετρήσεις. Οι υπολογισμοί θα γίνουν σύμφωνα με τις αρχές της μονοδιάστατης ανάλυσης ενώ παράλληλα χρησιμοποιούνται εμπειρικές σχέσεις για την εισαγωγή των απωλειών που αναπτύσσονται κατά την διέλευση του εργαζόμενου μέσου μέσα από τις πτερυγώσεις του συμπιεστή (περωτή και διαχύτης). Τα γεωμετρικά δεδομένα που απαιτούνται για τη δημιουργία του κώδικα περιγράφονται παρακάτω.

6.1 Γεωμετρικά δεδομένα

Τα γεωμετρικά δεδομένα που απαιτούνται για την πρόβλεψη του πεδίου χαρακτηριστικών του ακτινικού συμπιεστή είναι τα εξής, ανά πτερύγωση:

Πτερωτή:

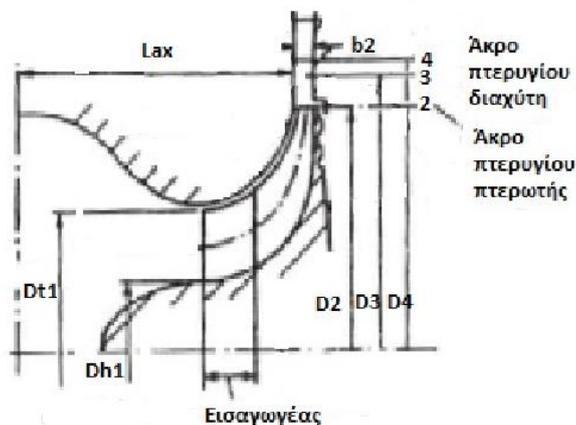
- Οι διάμετροι κεφαλής D_{h1} και ποδός D_{h1} του τμήματος εισόδου της πτερωτής.
- Η γεωμετρική γωνία εισόδου (β_{1bl}).
- Η διάμετρος εξόδου (D_2).
- Το πλάτος εξόδου (b_2).
- Η γεωμετρική γωνία εξόδου (β_{2bl}).
- Ο αριθμός πτερυγίων (Z_R).
- Αξονικό μήκος πτερωτής (L_{ax}).

Διαχύτης:

- Διάμετρος εισόδου (D_3).
- Διάμετρος εξόδου (D_4).
- Γεωμετρική γωνία εισόδου (α_{3bl}).
- Γεωμετρική γωνία εξόδου (α_{4bl}).
- Πάχος πτερυγίων εισόδου (b_3).

- Πάχος πτερυγίων εξόδου (b_4).
- Αριθμός πτερυγίων (Z_{VD}).

Τα παραπάνω γεωμετρικά χαρακτηριστικά απεικονίζονται στο **σχήμα 6.1**.



Σχήμα 6.1: Γεωμετρικά στοιχεία ακτινικού συμπιεστή.

6.1.1 Επιρροή γεωμετρικών στοιχείων στην κατασκευή και το μέγεθος του ακτινικού συμπιεστή.

Λόγος διαμέτρων D_4/D_3 : Αυτός πρακτικά καθορίζει το ύψος του διαχύτη. Αν θεωρήσουμε το πλάτος του καναλιού σταθερό (όπως συνήθως είναι) στην περιοχή αυτή θα καθορίσει και την στροφή που θα πρέπει να επιτελέσει ο διαχύτης. Η μείωση της εξωτερικής διαμέτρου του συμπιεστή επιβάλλει τη χρήση μικρού διαχύτη, αλλά αυτό οδηγεί σε μεγάλη στροφή της ροής στο εσωτερικό του. Η βέλτιστη λύση προφανώς θα προκύψει από κάποιο συμβιβασμό μεταξύ των αλληλοσυγκρουόμενων απαιτήσεων.

Λόγος διαμέτρων D_{t1}/D_2 και ο λόγος διαμέτρων D_{h1}/D_{t1} (λ): Τα δύο αυτά μεγέθη καθορίζουν σε μεγάλο βαθμό τη μορφή της περωτής του συμπιεστή και κατά συνέπεια επηρεάζουν άμεσα κάποια βασικά αεροδυναμικά μεγέθη. Ο τρόπος με τον οποίο γίνεται αυτό θα φανεί καλύτερα από τα αποτελέσματα των υπολογισμών που γίνονται παρακάτω.

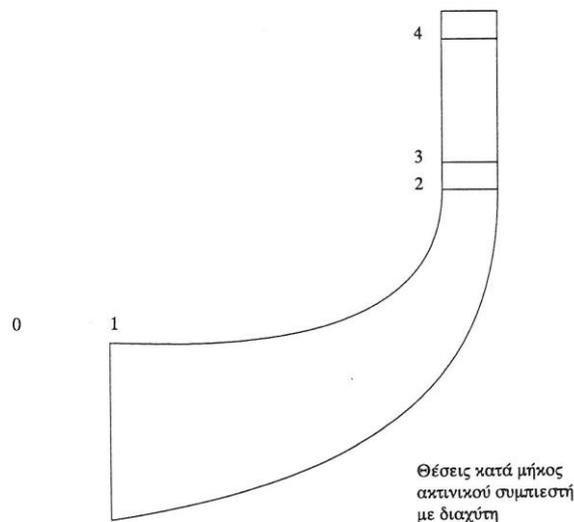
Γωνία μετάλλου στην έξοδο της περωτής (β_{2bl}): Στις περισσότερες σύγχρονες κατασκευές υιοθετείται σημαντική οπισθόκλιση, προκειμένου να έχουμε καλύτερη αεροδυναμική συμπεριφορά του συμπιεστή. Όμως η χρήση οπισθοκλινών πτερυγίων έχει και δυσάρεστες επιπτώσεις. Οδηγεί σε ανάγκη για ογκωδέστερο συμπιεστή (λόγω μικρότερου συντελεστή ισχύος) και για μεγαλύτερη περιφερειακή ταχύτητα (για τον ίδιο

λόγο),άρα μεγαλύτερη μηχανική καταπόνηση. Η ελαχιστοποίηση της μηχανικής καταπόνησης είναι και ο κύριος λόγος για τον οποίο επί δεκαετίες χρησιμοποιούνται συμπιεστές ακτινικής εξόδου.

6.2 Περιγραφή διαδικασίας υπολογισμού

Στόχος της διαδικασίας που θα ακολουθήσουμε παρακάτω, είναι ο υπολογισμός των συνθηκών στην έξοδο του συμπιεστή (λόγος πίεσης και ισεντροπικός βαθμός απόδοσης) από τις συνθήκες εισόδου και της δεδομένης γεωμετρίας του, για διάφορες τιμές της παροχής μάζας και στρωφών περιστροφής.

Για τη διαδικασία των υπολογισμών, χρησιμοποιούνται αριθμοί για τις διάφορες θέσεις εκατέρωθεν της πτερωτής και του διαχύτη, όπως φαίνεται και στο **σχήμα 6.2**:



Σχήμα 6.2:Ονοματολογία θέσεων κατά μήκος του ακτινικού συμπιεστή.

6.2.1 Υπολογισμός της πτερωτής

Θέση 1 (Είσοδος Πτερωτής)

Επειδή δεν υπάρχουν οδηγία πτερύγια (IGV) στην είσοδο του συμπιεστή, η απόλυτη γωνία εισόδου της ροής είναι $\alpha_1=0^\circ$. Επίσης γνωστές είναι οι ολικές τιμές πίεσης και θερμοκρασίας, $P_{11}=1.01325$ (bar), $T_{11}=288.15$ (K), οπότε υπολογίζουμε για τη θέση αυτή:

Διατομή εισόδου:

$$A_1 = k_1 \pi \left(\frac{D_{t1}^2}{4} - \frac{D_{h1}^2}{4} \right) \quad (6.1)$$

όπου k_1 ο συντελεστής στένωσης της διατομής και χρησιμοποιείται για να εκτιμηθεί ακριβέστερα το απαιτούμενο ύψος του καναλιού στη θέση αυτή.

Μέση διάμετρος εισόδου:

$$D_{m1} = \sqrt{\left(\frac{D_{t1}^2}{2} + \frac{D_{h1}^2}{2} \right)} \quad (6.2)$$

Περιφερειακή ταχύτητα:

$$U_1 = \pi D_{m1} \frac{N}{60} \quad (6.3)$$

Ο αριθμός Mach της ροής υπολογίζεται μέσω επαναληπτικής διαδικασίας από την παρακάτω εξίσωση:

$$M_1 = \frac{\dot{m}}{A_1 P_{t1} \cos(\alpha_1)} \sqrt{\frac{RT_{t1}}{\gamma}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (6.4)$$

Οι στατικές συνθήκες τώρα μπορούν να υπολογιστούν με τις παρακάτω εξισώσεις:

Στατική πίεση:

$$P_1 = \left(\frac{P_{t1}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6.5)$$

Στατική Θερμοκρασία:

$$T_1 = \left(\frac{T_{t1}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_1^2} \right) \quad (6.6)$$

Το τρίγωνο ταχυτήτων τώρα μπορεί να υπολογιστεί:

Απόλυτη ταχύτητα:

$$V_1 = M_1 \sqrt{\gamma R T_1} \quad (6.7)$$

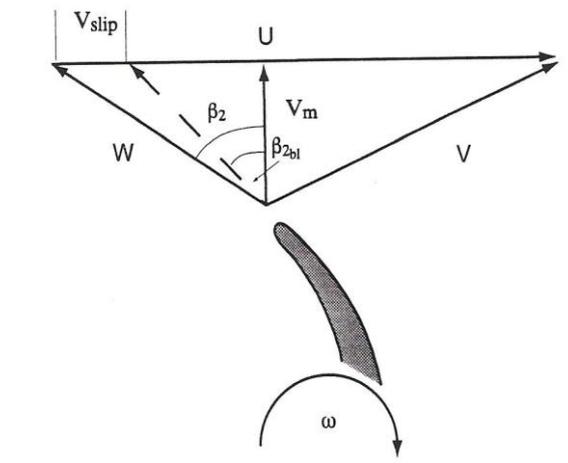
Για $\alpha_1=0$, $V_{u1}=0$, $V_{a1}=V_1$

$$W_1 = \sqrt{V_1^2 + U_1^2} \quad (6.8)$$

Σχετική γωνία ροής εισόδου:

$$\beta_1 = \text{Arctan}\left(\frac{U_1}{V_1}\right) \quad (6.9)$$

Θέση 2 (Εξόδος Πτερωτής)



Σχήμα 6.3: Τρίγωνο ταχυτήτων στην έξοδο της πτερωτής.

Διατομή εξόδου:

$$A_2 = k_2 \pi D_2 b_2 \quad (6.10)$$

όπου k_2 ο συντελεστής στένωσης της διατομής.

Περιφερειακή ταχύτητα:

$$U_2 = \pi D_2 \frac{N}{60} \quad (6.11)$$

Για τον υπολογισμό του συντελεστή ολίσθησης, θα χρησιμοποιηθεί η εμπειρική σχέση:

$$\sigma = 1 - \frac{0,63\pi}{Z} \quad (6.12)$$

Από το τρίγωνο ταχυτήτων στη θέση (**Σχήμα 6.3**) υπολογίζεται η ταχύτητα ολίσθησης:

$$\sigma = 1 - \frac{V_{\text{slip}}}{U_2} \Rightarrow V_{\text{slip}} = U_2(1 - \sigma) \quad (6.13)$$

Εκατέρωθεν της περωτής, υπάρχει συναλλαγή ενέργειας, η οποία ισοδυναμεί με τη διατήρηση της ολικής σχετικής ενθαλπίας στο σχετικό σύστημα αναφοράς, οπότε για σταθερό C_p , υπολογίζουμε την ολική σχετική θερμοκρασία:

$$\begin{aligned} T_{\text{tr}2} = T_{\text{tr}1} &\Rightarrow T_{\text{tr}2} - \frac{U_2^2}{2C_p} = T_{\text{tr}1} - \frac{U_1^2}{2C_p} \Rightarrow T_{\text{tr}2} = T_{\text{tr}1} + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2C_p} \\ &\Rightarrow T_{\text{tr}2} = \left(T_{\text{t}1} + \frac{U_1^2}{2C_p} \right) + \frac{U_2^2 - U_1^2}{2C_p} \Rightarrow T_{\text{tr}2} = T_{\text{t}1} + \frac{U_2^2}{2C_p} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Στη συνέχεια θα γίνουν κάποιες υποθέσεις, ελλείψει άλλων δεδομένων. Έστω ότι η ροή είναι ισεντροπική, οπότε η ολική πίεση υπολογίζεται:

$$P_{\text{tr}2} = P_{\text{tr}1} \left(\frac{T_{\text{tr}2}}{T_{\text{tr}1}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6.15)$$

Υποθέτοντας ότι η σχετική γωνία της ροής είναι ίση με τη γωνία μετάλλου της περωτής, δηλαδή $\beta_2 = \beta_{2bl}$ τότε ο σχετικός αριθμός Mach της ροής υπολογίζεται:

$$M_{r2} = \frac{\dot{m}}{A_2 P_{\text{tr}2} \cos(\beta_2)} \sqrt{\frac{RT_{\text{tr}2}}{\gamma} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{r2}^2 \right)^{-\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}}} \quad (6.16)$$

οπότε

$$T_2 = \left(\frac{T_{\text{tr}2}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{r2}^2} \right) \quad (6.17)$$

Τώρα μπορούμε να υπολογίσουμε το τρίγωνο ταχυτήτων στη θέση (2):

$$\begin{aligned} W_2 &= M_{r2} \sqrt{\gamma R T_2} \\ \beta_2 &= \text{Arcsin} \left(\frac{V_{\text{slip}}}{W_2} \right) \\ V_{u2} &= U_2 - W_2 \tan(\beta_2) \\ V_{r2} &= W_2 \cos(\beta_2) \\ V_2 &= \sqrt{V_{u2}^2 + V_{r2}^2} \end{aligned} \quad (6.18)$$

Φυσικά η τιμή της β_2 που υπολογίστηκε δεν θα συμπίπτει με την τιμή που έχει υποτεθεί ($\beta_2 = \beta_{2bl}$). Η νέα τιμή της β_2 εισάγεται στην εξίσωση (6.16) και η διαδικασία συνεχίζεται μέχρι τελικής σύγκλισης.

Θεωρώντας ότι οι απώλειες στο εσωτερικό της περωτής έχουν ήδη υπολογιστεί και δίνονται υπό μορφή ενθαλπικής πτώσης L , υπολογίζουμε την αύξηση της εντροπίας:

$$s = \left(1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{L}{RT_{tr2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.19)$$

οπότε η ολική σχετική πίεση προκύπτει:

$$P_{tr2} = P_{tr1} s \left(\frac{T_{tr2}}{T_{tr1}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.20)$$

Επειδή όμως η χρήση των εμπειρικών σχέσεων για τον υπολογισμό των απωλειών απαιτεί τη γνώση των τιμών ταχυτήτων οι οποίες έχουν ήδη υπολογιστεί υποθέτοντας ισεντροπική ροή, θα ακολουθήσουμε μία επαναληπτική διαδικασία, από την σύγκλιση της οποίας θα υπολογιστούν οι τελικές τιμές των υπόλοιπων μεγεθών. Η τιμή της εξίσωσης (6.20) δεν θα συμπίπτει με αυτή της (6.15). Έτσι η τιμή που προκύπτει από την (6.20) χρησιμοποιείται ως νέα τιμή της ολικής σχετικής πίεσης P_{tr2} και θέτοντάς την στην (6.15) η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι τελικής σύγκλισης της P_{tr2} .

Αφού η σύγκλιση πραγματοποιηθεί, μπορεί να υπολογιστεί η ολική πίεση στη θέση:

$$P_{t2} = P_{tr2} \left(\frac{T_{t2}}{T_{tr2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.21)$$

ενώ οι τιμές των υπολοίπων μεγεθών παίρνουν τις τιμές της τελευταίας επανάληψης.

Οι στατικές συνθήκες στη θέση 2 τώρα υπολογίζονται:

$$T_2 = T_{t2} - \frac{V_2^2}{2C_p}$$

$$P_2 = P_{t2} \left(\frac{T_2}{T_{t2}}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.22)$$

$$\rho_2 = \frac{P_2}{RT_2}$$

6.2.2 Υπολογισμός του διαχύτη

Δεχόμαστε ότι από την έξοδο της περωτής (θέση 2) μέχρι την είσοδο του διαχύτη (θέση 3) η απόσταση είναι πολύ μικρή, οπότε οι απώλειες είναι αμελητέες, δηλαδή ισχύει $P_3 = P_2$ και $T_3 = T_2$. Λόγω άεργης μεταβολής από τη θέση 2 στη 3, ισχύει:

$$V_{u3} = \frac{D_2}{D_3} V_{u2} \quad (6.23)$$

οπότε υπολογίζουμε για τη θέση αυτή:

Θέση (3) (Είσοδος διαγύτη):

Διατομή εισόδου:

$$A_3 = k_3 \pi D_3 b_2 \quad (6.24)$$

όπου k_3 ο συντελεστής στένωσης της διατομής στη θέση αυτή και $b_3=b_2$.

Περιφερειακή ταχύτητα:

$$U_3 = \pi D_3 \frac{N}{60} \quad (6.25)$$

Υπολογισμός της μεσημβρινής συνιστώσας ταχύτητας μέσω επαναληπτικής διαδικασίας:

$$V_{m3} = \frac{\dot{m} R T_{t3}}{A_3 P_{t3}} \left(1 - \frac{1}{2 C_p T_{t3}} (V_{u3}^2 + V_{m3}^2) \right)^{-\frac{1}{\gamma-1}} \quad (6.26)$$

Στη συνέχεια υπολογίζονται οι γωνίες ροής και οι υπόλοιπες τιμές των ταχυτήτων:

Απόλυτη γωνία ροής εισόδου:

$$\alpha_3 = \text{Arctan} \left(\frac{V_{u3}}{V_{m3}} \right) \quad (6.27)$$

Σχετική γωνία ροής εισόδου:

$$\beta_3 = \text{Arctan} \left(\frac{U_3 - V_{u3}}{V_{m3}} \right) \quad (6.28)$$

Απόλυτη ταχύτητα:

$$V_3 = \sqrt{V_{u3}^2 + V_{m3}^2} \quad (6.29)$$

Τώρα μπορούν να υπολογιστούν οι στατικές συνθήκες της θέσης:

$$T_3 = T_{t3} - \frac{V_3^2}{2 C_p}$$

$$P_3 = P_{t3} \left(\frac{T_3}{T_{t3}} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (6.30)$$

$$\rho_3 = \frac{P_3}{RT_3}$$

Θέση (4) (Εξόδος διαχύτη-συμπιεστή)

Για τον υπολογισμό των μεγεθών στη θέση αυτή θα πρέπει να εισάγουμε τις εξισώσεις απωλειών. Όμως ο υπολογισμός αυτών των εξισώσεων απαιτεί τη γνώση των μεγεθών της θέσης, οπότε θα ακολουθήσουμε μία επαναληπτική διαδικασία η οποία περιγράφεται παρακάτω:

Υποθέτουμε¹ μία αρχική τιμή της ολικής πίεσης P_{t4} , έστω ότι $P_{t4} = P_{t3}$ και επειδή η ροή κατά μήκος του διαχύτη είναι άεργος, ισχύει $T_{t4} = T_{t3}$. Οι απώλειες πίεσης δίνονται από την παρακάτω εξίσωση:

$$\bar{\omega} = \frac{P_{t3} - P_{t4}}{P_{t3} - P_3} \quad (6.31)$$

Μετά τον υπολογισμό των απωλειών του διαχύτη, προκύπτει μία τιμή του συντελεστή απωλειών ω και κατά συνέπεια μία νέα τιμή για την ολική πίεση P_{t4} , η οποία αποτελεί πλέον την νέα τιμή με την οποία θα υπολογιστούν τα υπόλοιπα μεγέθη της θέσης, από την παρακάτω εξίσωση:

$$P_{t4} = P_{t3} - \bar{\omega}(P_{t3} - P_3) \quad (6.32)$$

Η διαδικασία επαναλαμβάνεται μέχρι ικανοποιητικής σύγκλισης.

Επίσης επιβάλλεται η τιμή του αριθμού Mach στην έξοδο του διαχύτη. Θα θεωρήσουμε ότι $M_4 = 0.4$. Ο λόγος για την επιβολή της συγκεκριμένης τιμής θα φανεί καλύτερα παρακάτω όταν παρατεθούν τα αποτελέσματα των υπολογισμών στο διαχύτη. Γενικά μπορεί να αναφερθεί ότι η μικρή ταχύτητα εξόδου αυξάνει το συντελεστή ισοδύναμης επιβράδυνσης D_{eq} . Είναι γνωστό ότι για τιμές του D_{eq} μεγαλύτερες του 2,3-2,5 οι απώλειες αυξάνουν υπέρμετρα οπότε επιβάλλεται η παραπάνω τιμή του αριθμού Mach. Έτσι μπορούν να υπολογιστούν οι στατικές συνθήκες εξόδου:

$$P_4 = \left(\frac{P_{t4}}{1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_4^2} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (6.33)$$

¹ Η υπόθεση είναι απαραίτητη να γίνει διότι ο υπολογισμός του συντελεστή απωλειών, όπως θα περιγραφεί στη συνέχεια, απαιτεί τη γνώση των μεγεθών της ροής, για τον υπολογισμό των οποίων είναι απαραίτητη η γνώση της ολικής πίεσης P_{t4} .

$$T_4 = \left(\frac{T_{t4}}{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_4^2} \right)$$

$$\rho_4 = \frac{P_4}{RT_4}$$

Στη συνέχεια υπολογίζεται το τρίγωνο ταχυτήτων στη θέση:

$$V_{m4} = \frac{\dot{m}}{\rho_4 \pi D_4 b_2}$$

$$V_4 = M_4 \sqrt{\gamma R T_4}$$

$$V_{u4} = \sqrt{V_4^2 - V_{m4}^2} \quad (6.34)$$

$$U_4 = \pi D_4 \frac{N}{60}$$

$$\alpha_4 = \text{Arctan}\left(\frac{V_{u4}}{V_{m4}}\right)$$

Εφόσον υπολογίστηκε η έξοδος του συμπιεστή από τις συνθήκες εισόδου και παροχής μάζας, στροφών, υπολογίζουμε το λόγο πίεσης του συμπιεστή και τον ισηντροπικός βαθμό απόδοσης του συμπιεστή από τις εξισώσεις:

$$\Pi_c = \frac{P_{t4}}{P_{t1}} \quad (6.35)$$

$$n_{cis} = T_{t1} \frac{\Pi_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{T_{t4} - T_{t1}} \quad (6.36)$$

Υπολογίζοντας τις (6.35), (6.36) για διάφορες τιμές παροχής μάζας και στροφών έχουμε τελικά το χάρτη του ακτινικού συμπιεστή.

6.3 Υπολογισμός των απωλειών ακτινικού συμπιεστή.

Οι απώλειες εισάγονται στους υπολογισμούς με τη μορφή ενθαλπικής πτώσης ή ισοδύναμα ως αύξηση εντροπίας για την περωτή και ως πτώση ολικής πίεσης στο διαχύτη. Για τις ανάγκες των υπολογισμών που πραγματοποιήθηκαν οι απώλειες έχουν χωριστεί σε επιμέρους κατηγορίες, οι οποίες έχουν μοντελοποιηθεί. Οι κατηγορίες αυτές διαφέρουν ανάλογα με τις προτάσεις των διαφόρων ερευνητών, αλλά γενικά μπορούμε να διακρίνουμε κάποιες βασικές μορφές, όπως παρακάτω:

6.3.1 Κατηγοριοποίηση απωλειών κινητής πτερύγωσης (πτερωτή)

Απώλειες ανεμισμού δίσκου (disk friction). Αυτές αποτελούν «εξωτερικές» απώλειες του συστήματος και συνήθως δίνονται υπό τη μορφή επιπρόσθετης ενθαλπικής πτώσης.

Απώλειες φόρτισης πτερυγίου (blade loading losses). Εκφράζουν τις απώλειες λόγω δευτερευουσών ροών και επιβράδυνσης πάνω στο πτερύγιο.

Απώλειες ακτινικού διακένου (tip clearance losses). Οι απώλειες που σχετίζονται με την ροή μέσω του ακτινικού διακένου. Σε κάποιες περιπτώσεις δεν διαχωρίζονται από τις απώλειες φόρτισης του πτερυγίου.

Απώλειες τριβής (friction losses). Εξαρτώνται κυρίως από το ενεργό μήκος του καναλιού και συνήθως υπολογίζονται με βάση τις σχέσεις που ισχύουν για τυρβώδη ροή σε κανάλι.

Απώλειες ανακυκλοφορίας (recirculation losses). Εκφράζουν την απώλεια έργου από τη διαφυγή ρευστού από το διαχύτη προς την περωτή. Και αυτές δεν αντιμετωπίζονται σε όλες τις περιπτώσεις ως ξεχωριστή κατηγορία απωλειών. Όταν πάντως αντιμετωπίζονται ξεχωριστά θεωρούνται και αυτές «εξωτερικές».

6.3.2 Υπολογισμός απωλειών πτερωτής

Για τις απώλειες δίσκου προτείνεται (Galvas, 1972) η εφαρμογή σχέσεων της μορφής:

(6.37)

$$L_{DF} = \frac{k_{DF} \cdot \rho_2 \cdot U_2^2}{\frac{\pi}{4} \cdot \Phi_1 \cdot \left(\frac{R_{1t}}{R_2}\right)^2 (1-\lambda)^2 \cdot \rho_1}$$

όπου

$$k_{DF} = 0.01356 \cdot Re^{-0.2} \quad (6.38)$$

Δεδομένου ότι για δεδομένο μέγεθος συμπιεστή, κάποια από τα μεγέθη (αριθμός Re , συνθήκες εισόδου, παροχή) ελάχιστα μπορούν να μεταβληθούν, είναι σαφές ότι η κύρια παράμετρος που επηρεάζει τις απώλειες ανεμισμού είναι η ακτίνα του συμπιεστή. Όταν για δεδομένο έργο επιλέγεται μικρή ταχύτητα περιστροφής του συμπιεστή, οι απώλειες αυτές αυξάνουν υπέρμετρα και γίνονται σημαντικό τμήμα των συνολικών απωλειών.

Για τις απώλειες φόρτισης πτερυγίου προτείνεται (Galvas, 1972) η χρήση σχέσεων της μορφής:

$$L_{BL} = 0.05 \cdot D_f^2 \cdot U_2^2 \quad (6.39)$$

όπου ο συντελεστής διάχυσης D_f ορίζεται σύμφωνα με την

$$D_f = 1 - \frac{W_2}{W_{1t}} + \frac{0.75 \cdot q_{th}}{\frac{W_{1t}}{U_2} \left[\frac{Z_R}{\pi} \left(1 - \frac{R_{1t}}{R_2} \right) + 2 \frac{R_{1t}}{R_2} \right]} \quad (6.40)$$

$$q_{th} = \frac{U_2 V_{u_2} - U_1 V_{u_1}}{U_2^2}$$

Ο συντελεστής διάχυσης εκφράζει την αεροδυναμική «φόρτιση» του πτερυγίου και εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από την επιβράδυνση που πραγματοποιείται στην περιστρεφόμενη πτερύγωση (όπως αυτή εκφράζεται από το λόγο W_2/W_{1t}). Τυπικά ο λόγος αυτός παίρνει τιμές της τάξης του 0,65-0,70, καθώς μικρότερες τιμές οδηγούν σε σημαντική αύξηση των αντίστοιχων απωλειών. Ο παραπάνω τρόπος υπολογισμού του συντελεστή διάχυσης διορθώνεται σε περίπτωση που χρησιμοποιούνται και δευτερεύοντα πτερύγια μειώνοντας την τιμή της χρησιμοποιούμενης σταθεράς από 0,75 σε 0,60.

Οι απώλειες ακτινικού διακένου πολλές φορές θεωρούνται τμήμα των παραπάνω υπολογιζόμενων απωλειών φόρτισης, καθώς η αντίστοιχη σχέση είναι καθαρά εμπειρική και προέρχεται από σειρά μετρήσεων σε πραγματικούς συμπιεστές (με αποτέλεσμα να μην είναι εύκολος ο διαχωρισμός των απωλειών). Σε περίπτωση που υπολογίζονται

ξεχωριστά θεωρούνται συνήθως ανάλογες του σχετικού ακτινικού διακένου και υπολογίζονται σύμφωνα με την παρακάτω σχέση (Jansen)

$$L_{TC} = 0.6 \frac{l_{TC}}{b_2} \left(\frac{V_{u_2}}{U_2} \right)^{3/2} \sqrt{\frac{4\pi}{Z_R b_2} \left[\frac{(R_{1_t}^2 - R_{1_h}^2) \cdot \Phi_1}{(R_2 - R_{1_t}) \cdot \left(1 + \frac{\rho_2}{\rho_1}\right)} \right]} \quad (6.41)$$

Οι απώλειες τριβής, υπολογίζονται συνήθως σε αναλογία με τις απώλειες σε κανάλι, οπότε οι προτεινόμενες σχέσεις βασίζονται στον ορισμό ενός χαρακτηριστικού μήκους και της ισοδύναμης υδραυλικής διαμέτρου, με αποτέλεσμα οι απώλειες να εκφράζονται ως

$$L_{SF} = k_{sf} \cdot C_f \cdot \frac{(L/D_2)}{D_{HYD}/D_2} \cdot \frac{W_{av}^2}{U_2^2} \cdot U_2^2 \quad (6.42)$$

Το μήκος L αποτελεί ένα «χαρακτηριστικό μήκος» της μηχανής και για την εκτίμησή του χρησιμοποιείται η έκφραση

$$\frac{L}{D_2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\left(1 - R_{1m}/R_2\right)}{\cos \beta_{2bl}} \quad (6.43)$$

η οποία προφανώς εξαρτάται από τις ακτίνες εισόδου και εξόδου της μηχανής, αλλά και από την κλίση των πτερυγίων (προφανώς το μήκος του ισοδύναμου καναλιού αυξάνει με τη χρήση οπισθοκλινών πτερυγίων για δεδομένες διαστάσεις της πτερωτής). Θα πρέπει εδώ να παρατηρήσουμε ότι στην προσέγγιση αυτή δεν λαμβάνεται υπόψη το αξονικό μήκος της μηχανής, καθώς ο λόγος L_{ax}/D_2 θεωρείται σταθερός. Σε περίπτωση που θέλουμε να ελέγξουμε την επίδραση του αξονικού μήκους στις συνολικές απώλειες μπορεί να προτιμηθεί διαφορετική έκφραση για το χαρακτηριστικό μήκος, όπως αυτή προτείνεται από τον Jansen, δηλαδή

$$\frac{L}{D_2} = \frac{\pi}{4} \left(1 - \frac{D_{1_t}/D_2 + 1}{2} - \frac{b_2}{D_2} + 2 \frac{L_{ax}}{D_2} \right) \left/ \left(\frac{\cos \beta_{1_t} + \cos \beta_{1_h}}{2} + \cos \beta_2 \right) \right. \quad (6.44)$$

Για την εκτίμηση της ισοδύναμης υδραυλικής διαμέτρου (D_{HYD}) προτείνεται η χρησιμοποίηση της σχέσης

$$\frac{D_{\text{HYD}}}{D_2} = \frac{1}{\frac{Z_R}{\pi \cos \beta_{2\text{bl}}} + \frac{D_2}{b_2}} + \frac{\frac{D_{1t}}{D_2}}{\frac{2}{1-\lambda} + \frac{2Z_R}{\pi(1+\lambda)} \sqrt{1 + \tan^2 \beta_{1t} \left(\frac{1+\lambda^2}{2} \right)}} \quad (6.45)$$

ενώ ως χαρακτηριστική μέση ταχύτητα χρησιμοποιείται η W_{av} που ορίζεται ως

$$\frac{W_{\text{av}}^2}{U_2^2} = \frac{1}{2} \left\{ \Phi_1^2 + \left(\frac{R_{1M}}{R_2} \right)^2 + \left(\frac{W_2}{W_{1t}} \right)^2 \cdot \left(\Phi_1^2 + \left(\frac{R_{1M}}{R_2} \right)^2 \right) \right\} \quad (6.46)$$

Η τιμή της σταθεράς k_{SF} τίθεται ίση με 5.6. Σε περίπτωση που χρησιμοποιείται περωτή με δευτερεύοντα περύγια μικρότερου μήκους η τιμή αυτή αυξάνεται σε 7.0

Ο τελευταίος μηχανισμός απωλειών της περωτής που μοντελοποιείται είναι οι απώλειες ανακυκλοφορίας, που δίνονται συνήθως σαν πρόσθετη ενθαλπική πτώση της μορφής

$$L_{\text{RC}} = 0.02 \cdot \sqrt{\tan \alpha_2} \cdot D_f^2 U_2^2 \quad (6.47)$$

Είναι προφανές ότι οι απώλειες αυτές εξαρτώνται από την φόρτιση του περυγίου (D_f), αλλά και από την γωνία εξόδου της ροής (α_2), καθώς για μεγάλες τιμές της τελευταίας διευκολύνεται η αναστροφή της ροής ανάμεσα στην περωτή και το διαχύτη.

Θεωρώντας ότι όλες οι παραπάνω μορφές απωλειών συνεισφέρουν εξίσου στην αύξηση της εντροπίας, έχουμε για τις ολικές απώλειες

$$L = L_{\text{DF}} + L_{\text{BL}} + L_{\text{TC}} + L_{\text{SF}} + L_{\text{RC}} \quad (6.48)$$

6.3.3 Κατηγοριοποίηση απωλειών διαχύτη

Απώλειες διαχύτη χωρίς περύγωση (vaneless diffuser losses). Και αυτές συνήθως μοντελοποιούνται κατ' αναλογία με ροή σε κανάλι ισοδύναμου μήκους. Σε περίπτωση που ακολουθεί περυγωτός διαχύτης είναι μικρές και συχνά αγνοούνται στον υπολογισμό.

Απώλειες περυγωτού διαχύτη (vaned diffuser losses). Συνήθως υπολογίζονται βάσει εμπειρικών συντελεστών που δίνουν το μέγιστο συντελεστή ανάκτησης στατικής

πίεσης για δεδομένη γεωμετρία. Εξαρτώνται φυσικά από την επιθυμητή επιβράδυνση (όπως αυτή εκφράζεται από τον επιβαλλόμενο αριθμό Mach στην έξοδο του διαχύτη). Σε περίπτωση που χρησιμοποιείται διαχύτης μορφής αεροτομής έχει προταθεί η χρήση εμπειρικών σχέσεων που δίνουν τις απώλειες σε ισοδύναμη ατέρμονα γραμμική πτερύγωση συμπίεστή. Στις απώλειες αυτές θα πρέπει να προστεθούν οι απώλειες λόγω δευτερευουσών ροών, προκειμένου να ληφθεί υπόψη ο τρισδιάστατος χαρακτήρας της πραγματικής ροής στο διαχύτη.

6.3.4 Υπολογισμός απωλειών διαχύτη

Τώρα μπορούν να υπολογιστούν οι απώλειες στο διαχύτη και ο συντελεστής απωλειών (ω). Ο υπολογισμός των απωλειών πίεσης απαιτεί την εκτίμηση του λόγου ισοδύναμης επιβράδυνσης D_{eq} από την εξίσωση:

$$\frac{\cos \alpha_4}{\cos \alpha_3} \frac{V_{m_3}}{V_{m_4}} \left\{ 1.12 + \alpha (i - i^*)^{1.43} + 0.61 \frac{\sin^2 \alpha_3}{\sigma} \left(\tan \alpha_3 - \frac{R_4 V_{m_4}}{R_3 V_{m_3}} \tan \alpha_4 \right) \right\} \quad (6.49)$$

με το συντελεστή α να είναι ίσος με 0,007 για αεροτομή διπλού κυκλικού τόξου, ενώ η ισοδύναμη στερεότητα υπολογίζεται βάσει του μετασχηματισμού του ακτινικού διαχύτη σε ατέρμονα πτερύγωση ως

$$\sigma = \frac{Z_{VD}}{2\pi \sin \lambda} \log \left(\frac{R_4}{R_3} \right) \cdot \frac{1}{\cos \gamma} \quad (6.50)$$

όπου η γωνία θέσης γ υπολογίζεται θεωρώντας αεροτομή κυκλικού τόξου από τις γωνίες α_3 και α_4 ως

$$\gamma = \frac{\alpha_3 + \alpha_4}{2} \quad (6.51)$$

Θεωρούμε ότι η ανάπτυξη του οριακού στρώματος εξαρτάται από τη φόρτιση του πτερυγίου σύμφωνα με την εξίσωση:

$$(\delta_2)_4 = 0,0025 c_R D_{eq}^3 \quad (6.52)$$

όπου c_R είναι η πραγματική χορδή της πτερύγωσης του διαχύτη και δ_2 το πάχος ορμής του οριακού στρώματος στην έξοδο της πτερύγωσης. Οι απώλειες πίεσης συνδέονται με την ανάπτυξη του οριακού στρώματος μέσω της

$$\bar{\omega} = \left(\frac{\cos \alpha_3}{\cos \alpha_4} \right)^2 \left(\frac{R_3}{R_4} \right)^2 \cdot 2\hat{\theta} \frac{2H_{12}}{(1 - \hat{\theta}H_{12})^3}$$

$$\hat{\theta} = \frac{\delta_2}{c_R} \frac{\sigma}{\cos \alpha_4}$$

$$H_{12} = \frac{\delta_1}{\delta_2}$$
(6.53)

Η σχέση αυτή ισχύει για ασυμπίεστες ροές. Σε περίπτωση που η ροή που αντιμετωπίζεται είναι συμπιεστή (όπως εδώ) χρησιμοποιείται στη θέση της παραμέτρου μορφής H_{12} ή H_{12c} που προκύπτει από τις

$$\bar{H}_{12} = \frac{4H_{12}}{3H_{12} - 1}$$

$$\bar{H}_{12c} = \bar{H}_{12} [1 + (2 - \bar{H}_{12}) \cdot b]$$

$$\text{με } b = 0.0075M_4^2 - 0.00018M_4^4$$

$$\frac{\theta_{inc}^*}{\theta_c^*} = 1 + r \frac{\gamma - 1}{2} M_4^2 \cdot \bar{H}_{12c} (2 - \bar{H}_{12}) \alpha$$

$$\text{με } \alpha = 1 - 0.043M_4^2$$

$$\text{και } r = 0.89$$
(6.54)

και τελικά

$$H_{12c} = H_{12} \left(\frac{\theta_{inc}^*}{\theta_c^*} \right) + \frac{\gamma - 1}{2} M_4^2 \bar{H}_{12c}$$
(6.55)

Σε αυτές τις απώλειες θα πρέπει να προστεθούν οι τρισδιάστατες απώλειες που οφείλονται στην ανάπτυξη των οριακών στρωμάτων ποδός και κεφαλής στο εσωτερικό του διαχύτη. Για την εκτίμηση αυτών μπορούν να χρησιμοποιηθούν εμπειρικές σχέσεις που βασίζονται στο συσχετισμό τους με μεγέθη του οριακού στρώματος, σύμφωνα με την εξίσωση:

$$\delta_2 \approx \frac{(\Delta P_t)_s \cdot \dot{m}}{2\pi R \rho^2 V^3 \cos \alpha}$$
(6.56)

από την οποία έχουμε για τις θέσεις (3) και (4) την ισχύ της

$$(\Delta P_t)_s = 2 \cdot \delta_2 \cdot \rho \cdot V^2 / b$$
(6.57)

και τελικά υπολογίζουμε τον συντελεστή απωλειών από την

$$\bar{\omega} = \frac{(\Delta P_t)_{s4} - (\Delta P_t)_{s3}}{\frac{1}{2} \rho_3 V_3^2} \quad (6.58)$$

Για την εκτίμηση της ανάπτυξης του οριακού στρώματος στο εσωτερικό του διαχύτη χρησιμοποιείται η έκφραση της μορφής

$$\frac{(\delta_2)_4}{(\delta_2)_3} = \left(\frac{V_3}{V_4} \right)^3 \cdot [1+B]^{5/6} \cdot \frac{V_{m3}}{V_{m4}} \quad (6.59)$$

όπου ο όρος B δίνεται από την

$$B = \left(\frac{C_f}{2(\delta_2)_3/c_R} \right)^{6/5} \frac{(V_3/V_4)^{4.4} - 1}{4.4(V_3/V_4)^{3.4} [V_3/V_4 - 1]} \quad \{C_f \approx 0.003\} \quad (6.60)$$

Από τις εξισώσεις (5.57), (5.58) προκύπτει:

$$\bar{\omega} = \frac{4(\delta_2)_3}{b_2} \left(\frac{(\delta_2)_4 V_4^2 \rho_4}{(\delta_2)_3 V_3^2 \rho_3} - 1 \right) \quad (6.61)$$

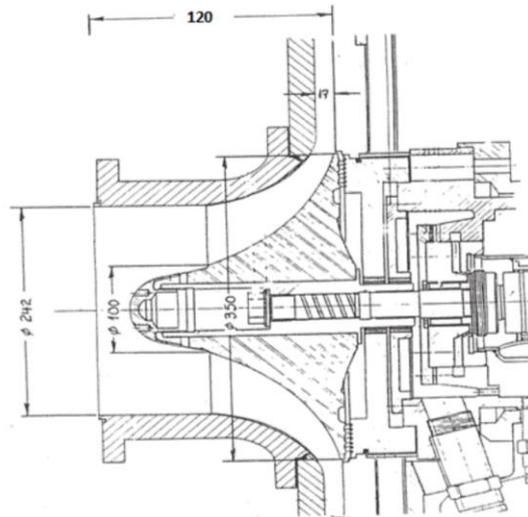
Το πάχος ορμής του οριακού στρώματος στην έξοδο της περύγωσης $(\delta_2)_4$ υπολογίζεται από την εξίσωση (6.52) αφού υπολογιστεί η ισοδύναμη επιβράδυνση από τις (6.49), (6.50), (6.51).

Το πάχος ορμής του οριακού στρώματος στην είσοδο της περύγωσης $(\delta_2)_3$ υπολογίζεται από τις (6.59), (6.60) μέσω επαναληπτικής διαδικασίας. Αρχικά δίνουμε μία τιμή της $(\delta_2)_3$, έστω $(\delta_2)_3 = (\delta_2)_4$. Από την (6.60) υπολογίζεται ο συντελεστής B και στη συνέχεια αυτές οι τιμές των B, $(\delta_2)_3$ αντικαθίστανται στην (6.59), απ' όπου υπολογίζεται νέα τιμή του $(\delta_2)_3$. Η διαδικασία αυτή επαναλαμβάνεται μέχρι τελικής σύγκλισης. Τέλος, από την (6.61) μπορεί να υπολογιστεί ο συντελεστής απωλειών $\bar{\omega}$.

6.4 Εφαρμογή μονοδιάστατου υπολογισμού ακτινικού συμπιεστή

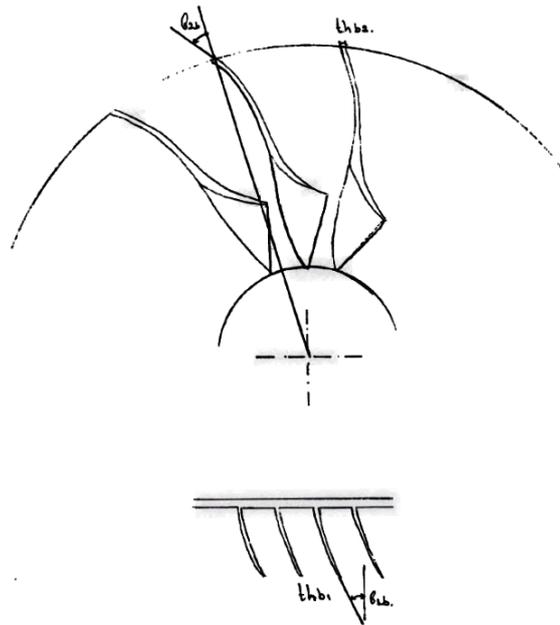
6.4.1 Ακτινικός συμπιεστής MARTIN

Ο ακτινικός συμπιεστής που θα χρησιμοποιηθεί είναι ο MARTIN. Τα γεωμετρικά στοιχεία του καναλιού του συμπιεστή φαίνονται στο **σχήμα 6.4**:



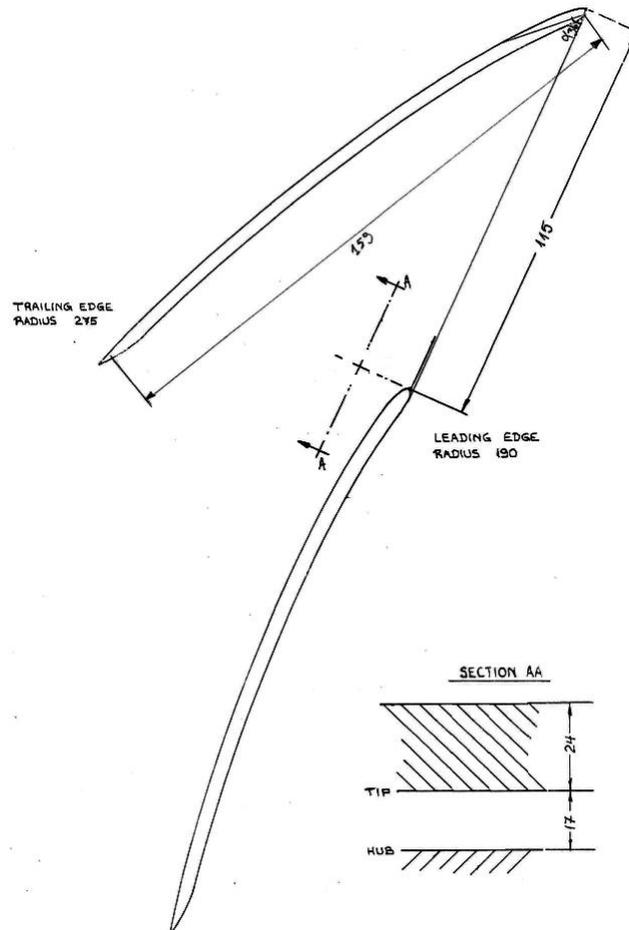
Σχήμα 6.4: Γεωμετρικά στοιχεία καναλιού συμπιεστή MARTIN.

Τα γεωμετρικά στοιχεία της περωτής, απεικονίζονται στο **σχήμα 6.5:**



Σχήμα 6.5: Γεωμετρικά στοιχεία περωτής συμπιεστή MARTIN.

Τα γεωμετρικά στοιχεία του περυγωτού διαχύτη, απεικονίζονται στο **σχήμα 6.6:**



Σχήμα 6.6: Γεωμετρικά στοιχεία πτερυγωτού διαχύτη συμπίεστη MARTIN.

Τα δεδομένα που απαιτούνται για τον υπολογισμό της πτερωτής και του διαχύτη του, παρουσιάζονται συγκεντρωτικά στον παρακάτω πίνακα:

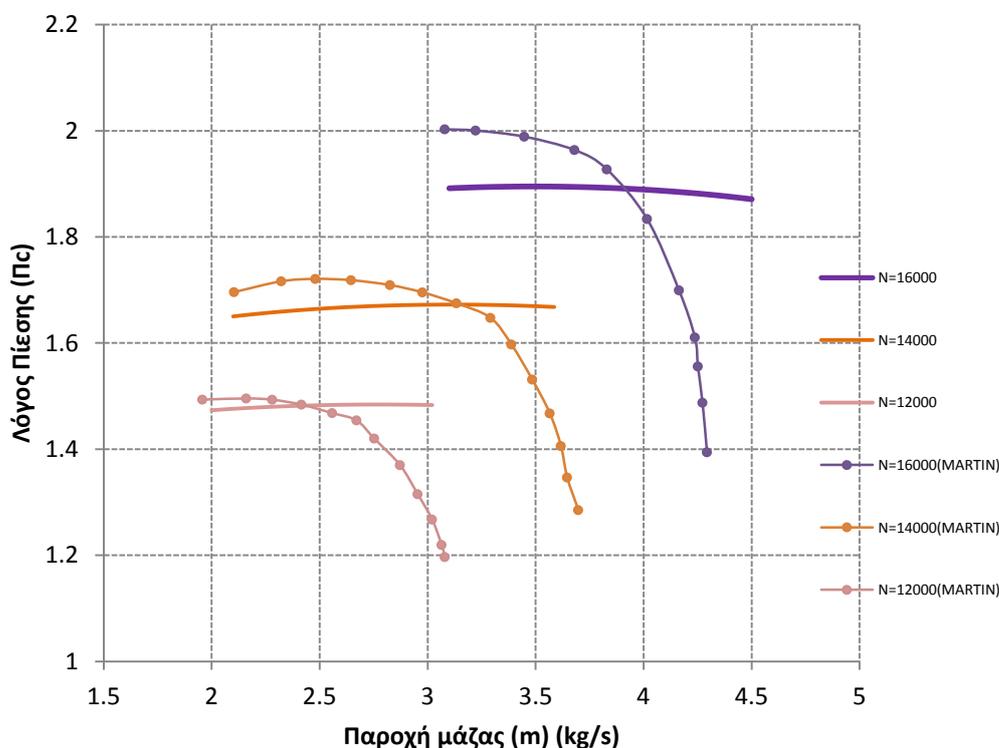
ΠΤΕΡΩΤΗ	
Διάμετρος κεφαλής D_t	0.242 (m)
Διάμετρος ποδός D_h	0.100 (m)
Διάμετρος εξόδου D_2	0.350 (m)
Πλάτος εξόδου b_2	0.017 (m)
Γεωμετρική γωνία εισόδου β_{1bl}	38
Γεωμετρική γωνία εξόδου β_{2bl}	0
Αριθμός πτερυγίων Z_R	14
Αξονικό μήκος πτερωτής L_{ax}	0.120 (m)

ΔΙΑΧΥΤΗΣ	
Διάμετρος εισόδου D_3	0.380 (m)
Διάμετρος εξόδου D_4	0.550 (m)
Γεωμετρική γωνία εισόδου α_{3bl}	75
Γεωμετρική γωνία εξόδου α_{4bl}	78
Πλάτος πτερυγίων εισόδου b_3	0.017 (m)
Πλάτος πτερυγίων εξόδου b_4	0.017 (m)
Αριθμός πτερυγίων Z_{VD}	11
Μήκος χορδής C_R	0.159 (m)

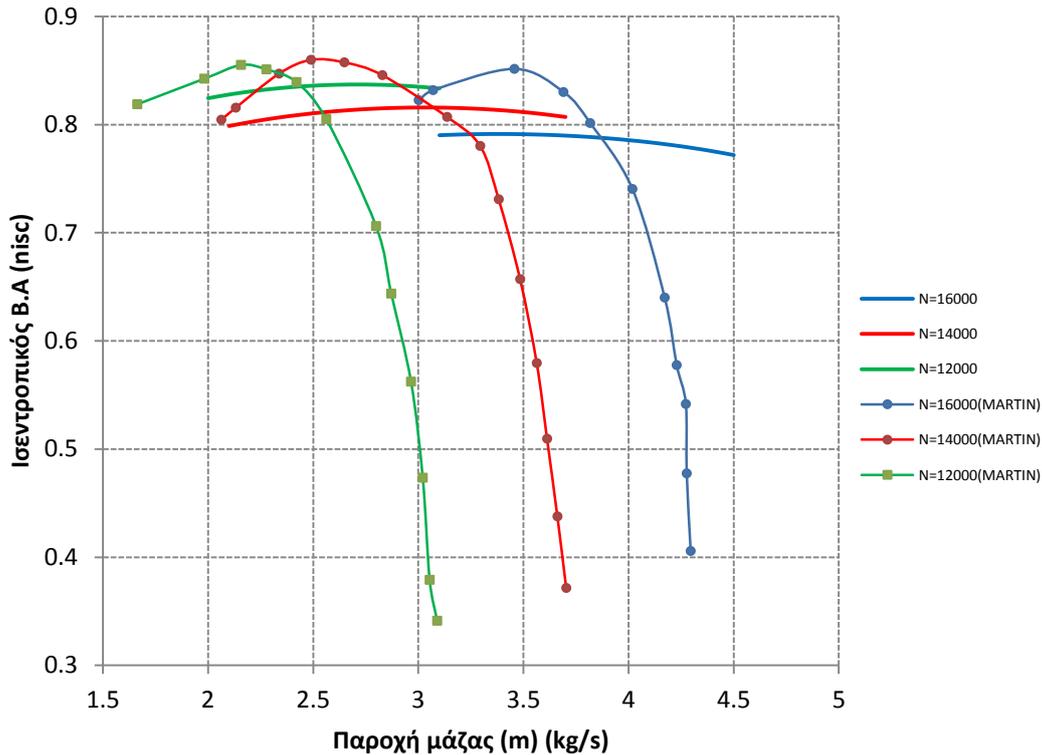
6.4.2 Εξαγωγή αποτελεσμάτων – σύγκριση με τις διαθέσιμες μετρήσεις

Τα αποτελέσματα που προκύπτουν από το πρόγραμμα θα συγκριθούν με διαθέσιμες μετρήσεις του MARTIN. Η σύγκριση αυτή θα πραγματοποιηθεί για αριθμό στροφών $N=12.000$ (RPM), $N=14.000$ (RPM) και $N=16.000$ (RPM), ενώ η παροχή παίρνει τιμές μεταξύ 1.0-5.0 (kg/s).

Αντιπαραβάλλοντας τα αποτελέσματα στο ίδιο διάγραμμα λόγου πίεσης-ανηγμένης παροχής (Σχήμα 6.7) και ισεντροπικού βαθμού απόδοσης-ανηγμένης παροχής (Σχήμα 6.8) αντίστοιχα, προκύπτουν τα παρακάτω.



Σχήμα 6.7: Σύγκριση αποτελεσμάτων του συμπιεστή MARTIN στο διάγραμμα λόγου πίεσης-ανηγμένης παροχής.



Σχήμα 6.8: Σύγκριση αποτελεσμάτων του συμπίεστη MARTIN στο διάγραμμα ισεντροπικού βαθμού απόδοσης-ανηγμένης παροχής.

Παρατηρώντας τα παραπάνω διαγράμματα, βλέπουμε ότι στις περιοχές των χαμηλών παροχών ανά ταχύτητα περιστροφής, η πρόβλεψη του πεδίου χαρακτηριστικών είναι ικανοποιητική, ενώ η μεγαλύτερη απόκλιση εμφανίζεται στην υψηλότερη ταχύτητα περιστροφής ($N=16.000$ rpm). Αντιθέτως, στις αντίστοιχες περιοχές υψηλών παροχών και όσο πλησιάζουμε σε συνθήκες στραγγαλισμού της ροής (choking), η πρόβλεψη δεν είναι ικανοποιητική. Ουσιαστικά παρατηρούμε ότι ελάχιστα μεταβάλλονται τόσο ο λόγος πίεσης, όσο και ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει της παροχής, ενώ στις αντίστοιχες καμπύλες από τα πειραματικά δεδομένα η μεταβολή είναι σημαντική. Αυτό μπορεί να οφείλεται στο τρισδιάστατο χαρακτήρα της ροής, ο οποίος στο υπολογιστικό πρόγραμμα περιγράφηκε από τις αρχές της μονοδιάστατης ανάλυσης, γεγονός όμως που φαίνεται πως δεν επαρκεί για την περιγραφή της ροής.

7

Ανακεφαλαίωση-Συμπεράσματα-Προτάσεις

7.1 Ανακεφαλαίωση

Η συγκεκριμένη διπλωματική εργασία είχε ως σκοπό την μελέτη των στροβιλοϋπερπληρωτών. Η μελέτη αυτή άρχισε με την περιγραφή, την κατηγοριοποίησή τους, καθώς και τα συστήματα εξέλιξής τους. Όμως οι στροβιλοϋπερπληρωτές χρησιμοποιούνται σε συνδυασμό με κάποιο κινητήρα με σκοπό την αύξηση της ισχύος του. Έτσι λοιπόν, περιγράφηκαν και οι κατηγορίες των κινητήρων, στους οποίους χρησιμοποιείται η μέθοδος της υπερπλήρωσης για την αύξηση της ισχύος τους.

Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε η μοντελοποίηση λειτουργίας του συστήματος κινητήρα - στροβιλοϋπερπληρωτή για την περίπτωση ναυτικού κινητήρα δίχρονης λειτουργίας, τόσο σε πλήρες (ονομαστικό) φορτίο όσο και σε μερικό φορτίο. Αυτό πραγματοποιείται μέσω υπολογιστικού προγράμματος FORTRAN και τα αποτελέσματά του συγκρίνονται με διαθέσιμες μετρήσεις.

Τέλος, πραγματοποιήθηκε πρόβλεψη του πεδίου χαρακτηριστικών ενός ακτινικού συμπιεστή, έχοντας ως δεδομένα τα στοιχεία της γεωμετρίας του και τις συνθήκες εισόδου στο συμπιεστή. Για το λόγο αυτό δημιουργήθηκε υπολογιστικό πρόγραμμα FORTRAN, το οποίο για διάφορες τιμές παροχών υπολογίζει το λόγο πίεσης και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης, άρα και τα πεδία χαρακτηριστικών παροχής-λόγου πίεσης και παροχής-ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Για την ανάπτυξη του προγράμματος, χρησιμοποιήθηκαν οι αρχές της μονοδιάστατης ανάλυσης για τη μοντελοποίηση της ροής, καθώς και εμπειρικές σχέσεις για τη μοντελοποίηση των απωλειών κατά μήκος του συμπιεστή. Τα αποτελέσματα συγκρίνονται με μετρήσεις οι οποίες είχαν πραγματοποιηθεί στο παρελθόν στον συγκεκριμένο ακτινικό συμπιεστή.

7.2 Συμπεράσματα

Από τη μοντελοποίηση του συστήματος κινητήρα- στροβιλοϋπερπληρωτή, παρατηρήσαμε στο αντίστοιχο κεφάλαιο ότι τα αποτελέσματα της λειτουργίας σε μερικό φορτίο είναι ικανοποιητικά, παρά τις διάφορες παραδοχές που έγιναν.

Επίσης, επειδή η μέθοδος που αναπτύχθηκε είναι γενική, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθεί για την πρόβλεψη λειτουργίας και άλλων στροβιλοϋπερπληρωμένων

κινητήρων, ναυτικών ή μη, 4-X, ή 2-X λειτουργίας με χρήση διαφορετικών χαρτών συμπιεστή και στροβίλου προσαρμοσμένων στο σημείο σχεδίασης τους.

Τέλος, τα αποτελέσματα από την πρόβλεψη του χάρτη του ακτινικού συμπιεστή που μελετήθηκε δεν ήταν όσο ακριβή θα επιθυμούσαμε στην περιοχή πνιγμού, όπως σχολιάστηκαν και στο αντίστοιχο κεφάλαιο, ενώ στις περιοχές μικρών παροχών (ανά ταχύτητα περιστροφής) είναι αρκετά ικανοποιητικά. Αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι το μοντέλο της μονοδιάστατης ανάλυσης που χρησιμοποιήθηκε δεν επαρκεί για να περιγράψει την πραγματική τρισδιάστατη ροή που έχουμε σε έναν ακτινικό συμπιεστή.

7.3 Προτάσεις για Μελλοντική Εργασία

Όσον αφορά τη μοντελοποίηση του συστήματος κινητήρα στρόβιλο-υπερπληρωτή, θα μπορούσε να χρησιμοποιηθούν ιδιότητες πραγματικού αερίου, με χρήση ενθαλπίας και συνάρτηση εντροπίας αντί της χρήσης σταθερών ισεντροπικών συντελεστών για τον αέρα και το καυσαέριο όπως έγινε στην παρούσα εργασία. Έτσι, μπορούμε να διαπιστώσουμε αν οι αποκλίσεις από τις διαθέσιμες μετρήσεις που παρατηρήθηκαν για τη λειτουργία σε μερικά φορτία οφείλονται στο γεγονός αυτό.

Στη συνέχεια θα μπορούσε να γίνει παραμετρική ανάλυση διαφόρων μεγεθών, ώστε να μελετήσουμε τον τρόπο που επηρεάζουν τη λειτουργία τόσο του κινητήρα όσο και του στροβιλο-υπερπληρωτή. Επίσης θα μπορούσε η μελέτη να επεκταθεί και σε διαφορετικές διατάξεις όπως η διάταξη με στρόβιλο ισχύος σε περιπτώσεις που υπάρχει μεγαλύτερη απαίτηση ισχύος από τον κινητήρα.

Στην παρούσα εργασία στα πλαίσια της μοντελοποίησης του συστήματος κινητήρα- στροβιλοϋπερπληρωτή έγινε χρήση γενικών χαρτών συμπιεστή και στροβίλου. Εναλλακτικά, θα ήταν δυνατό να χρησιμοποιηθούν οι χάρτες που αντιστοιχούν στην πραγματική γεωμετρία του συμπιεστή και του στροβίλου χρησιμοποιώντας την μεθοδολογία που παρουσιάστηκε στο κεφάλαιο 6 για τον συμπιεστή και κάποια άλλη αντίστοιχη για τον στρόβιλο.

Τέλος, αναφορικά με την πρόβλεψη του χάρτη του ακτινικού συμπιεστή που μελετήθηκε, θα μπορούσε να γίνει επίσης μια παραμετρική ανάλυση, ώστε να μελετηθεί η ευαισθησία των αποτελεσμάτων συναρτήσει των παραμέτρων που θα επιλεγθούν. Οι παράμετροι αυτοί θα μπορούσαν να είναι ο αριθμός Mach της εξόδου του διαχύτη ή κάποιο γεωμετρικό στοιχείο, όπως η οπισθόκλιση των πτερυγίων της πτερωτής. Τα αποτελέσματα αυτής της διερεύνησης θα ήταν χρήσιμα για την πρόβλεψη του χάρτη κάποιου άλλου συμπιεστή του οποίου διαθέτουμε τη γεωμετρία του, αφού το υπολογιστικό πρόγραμμα που δημιουργήθηκε είναι γενικό.

8

Βιβλιογραφία

Ξενόγλωσση Βιβλιογραφία

- [1] Nicholas C. Baines, «Fundamentals of Turbocharging», Concepts NREC, 2005.
- [2] John B. Heywood, “Internal Combustion Engine Fundamentals”, New York: McGraw-Hill, 1988.
- [3] J. I. Ramos, “Internal Combustion Engine Modelling” Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

Ελληνική Βιβλιογραφία

- [4] Νικόλαος Π. Κυρτάτος, «Ναυτικοί Κινητήρες Diesel», Αθήνα, 1993, Εκδόσεις Συμμετρία.
- [5] Κ. Μαθιουδάκης, «Λειτουργία Αεριοστροβίλων και ατμοστροβίλων», Αθήνα, 2007, Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
- [6] Παπαηλιού, Κ. Μαθιουδάκης, Κ. Γιαννάκογλου, «Εισαγωγή στις Θερμικές Στροβιλομηχανές», Αθήνα, 2000, Εκδόσεις Ε.Μ.Π.
- [7] Ρακόπουλος Κ.Δ., «Αρχές Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ», Εκδόσεις Γρ. Φούντας, Αθήνα, 1988.
- [8] Κονταράτος Αντώνιος, «Ψύξη - Λίπανση Εμβολοφόρων Μ.Ε.Κ», Διπλωματική εργασία, Αθήνα, 2007.
- [9] Μπλαστρούπουλος Βασίλειος, «Μελέτη Σύνθετης Μηχανικής Στροβιλοϋπερπλήρωσης σε Κινητήρες Diesel με Περιορισμένες Απώλειες Θερμότητας», Διπλωματική εργασία, Αθήνα, 2010.
- [10] Σιέρος Δ. Γεώργιος, «Συμβολή στο Σχεδιασμό Συνιστωσών Μικρών Αεριοστροβίλων για Χρήση σε Κινητήρες Υβριδικών Οχημάτων», Διδακτορική εργασία, Αθήνα, 2000.

Διαδίκτυο

- [11] <http://www.abb.com/>

[12] <http://www.mandieselturbo.com/>

[13] <http://en.wikipedia.org/>

Π1

Λογισμικό που Αναπτύχθηκε στην Παρούσα εργασία

Π1.1 Λειτουργία κυρίου προγράμματος

Στα πλαίσια της παρούσας διπλωματικής εργασίας αναπτύχθηκε υπολογιστικός κώδικας FORTRAN με σκοπό τον υπολογισμό του συστήματος κινητήρας-τροβιλοϋπερπληρωτής σε συνθήκες λειτουργίας σχεδίασης και εκτός σημείου σχεδίασης. Το πρόγραμμα αυτό ονομάζεται turbo.exe και διαβάζει 3 αρχεία εισόδου:

- Το **input_turbo.dat**, που περιέχει τα δεδομένα της εγκατάστασης.
- Το **compressor_map.syn** που περιγράφει το χάρτη του συμπιεστή και
- Το **turbine_map.syn** που περιγράφει το χάρτη του τροβίλου.

Το πρόγραμμα παράγει ένα αρχείο εξόδου, το **output_turbo.dat**, στο οποίο δίνει τα χαρακτηριστικά της εγκατάστασης στο φορτίο επιλογής. Τα αρχεία αυτά περιγράφονται παρακάτω.

Π1.2 Αρχεία εισόδου-εξόδου

Πίνακες εισόδου:

Αρχείο Input_turbo.dat:

Το αρχείο αυτό περιέχει τα δεδομένα της εγκατάστασης, όπως παρακάτω:

A/A	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ
1	P_a (bar)	Ατμοσφαιρική πίεση
2	T_1 (K)	Θερμοκρασία εισόδου συμπιεστή
3	T_w (K)	Θερμοκρασία νερού ψύξης
4	e	Βαθμός εκμετάλλευσης ψυγείου
5	refqt (kg/s)	Σημείο σχεδίασης αναφοράς παροχής χάρτη τροβίλου
6	refefft	Σημείο σχεδίασης αναφοράς ισεντροπικού βαθμού απόδοσης χάρτη τροβίλου

7	effm	Μηχανικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή-στροβίλου
8	rpm1 (rpm)	Ονομαστικές στροφές κινητήρα
9	rpm2 (rpm)	Πραγματικές στροφές κινητήρα
10	V_H (m³)	Όγκος εμβολισμού κινητήρα
11	refqc (kg/s)	Σημείο σχεδίασης αναφοράς παροχής χάρτη συμπιεστή
12	refeffc	Σημείο σχεδίασης αναφοράς ισεντροπικού βαθμού απόδοσης χάρτη συμπιεστή
13	reftp_r	Σημείο σχεδίασης αναφοράς λόγου πίεσης χάρτη στροβίλου
14	effv	Ογκομετρικός βαθμός απόδοσης κινητήρα
15	sfc (kg/KWh)	Ειδική κατανάλωση καυσίμου
16	zL	Ποσοστό θερμικών απωλειών κινητήρα
17	effth	Θερμοδυναμικός βαθμός απόδοσης
18	Hu (KJ/kg)	Κατώτερη θερμογόνο ικανότητα καυσίμου
19	effp	Βαθμός απόδοσης παγίδευσης κινητήρα
20	CPL (bar)	Απώλειες πίεσης φίλτρων συμπιεστή
21	TBP (bar)	Απώλειες πίεσης εξόδου καυσαερίων (back pressure losses)
22	ACPL (bar)	Απώλειες πίεσης ψυγείου (intercooler)
23	Pe (W)	Ονομαστικό φορτίο κινητήρα
24	P	Ποσοστιαίο (%) φορτίο κινητήρα
25	desqc (kg/s)	Ονομαστική ανηγμένη παροχή συμπιεστή
26	deseffc	Ονομαστικός ισεντροπικός βαθμός συμπιεστή
27	descpr	Ονομαστικός λόγος πίεσης συμπιεστή
28	desqt	Ονομαστική ανηγμένη παροχή στροβίλου
29	desefft	Ονομαστικός ισεντροπικός βαθμός στροβίλου
30	destpr	Ονομαστικός λόγος πίεσης στροβίλου
31	refcpr	Σημείο σχεδίασης αναφοράς λόγου πίεσης χάρτη συμπιεστή

Ένα παράδειγμα της μορφής του αρχείου αυτού φαίνεται παρακάτω:

```
1.019d0      bar
309.15d0     K
308.15d0     K
0.925d0      ADIASTATO
```

111.8d0	ADIASTATO
0.9134d0	ADIASTATO
0.96d0	ADIASTATO
132.9d0	RPM
125.2d0	RPM
2.1714688d0	m3
18.958d0	ADIASTATO
0.84113d0	ADIASTATO
3.264d0	ADIASTATO
0.965d0	ADIASTATO
0.16722d0	kg/KWh
0.18d0	ADIASTATO
0.4d0	ADIASTATO
42700.d0	KJ/kg
0.835d0	ADIASTATO
25d0	mmAq
135d0	mmAq
110d0	mmAq
8730.d0	kW
0.85d0	ADIASTATO
20.4857316d0	kg/s
0.85d0	ADIASTATO
3.28d0	ADIASTATO
8.0573490d0	kg/s
0.90d0	ADIASTATO
3.1985837d0	ADIASTATO
3.8433d0	ADIASTATO

Αρχείο compressor_map.syn:

Το αρχείο αυτό περιλαμβάνει 3 πίνακες 10X20, ένα για κάθε μέγεθος του χάρτη του συμπιεστή, δηλαδή το λόγο πίεσης, την ανηγμένη παροχή και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης. Οι 10 γραμμές περιέχουν την τιμή του μεγέθους για κάθε τιμή ανηγμένων στροφών (10 συνολικά στο χάρτη που χρησιμοποιήσαμε), ενώ οι 20 στήλες περιέχουν την τιμή του μεγέθους για κάθε τιμή γραμμής -β (20 συνολικά στο χάρτη που χρησιμοποιήσαμε).

Αρχείο turbine_map.syn:

Ομοίως, το αρχείο αυτό περιλαμβάνει 3 πίνακες 7X20, ένα για κάθε μέγεθος του χάρτη του στροβίλου. Οι 7 γραμμές περιέχουν την τιμή του μεγέθους για κάθε τιμή

ανηγμένων στροφών (7 συνολικά στο χάρτη που χρησιμοποιήσαμε), ενώ οι 20 στήλες περιέχουν την τιμή του μεγέθους για κάθε τιμή γραμμής -β (20 συνολικά στο χάρτη που χρησιμοποιήσαμε).

Αρχείο εξόδου:

output_turbo.dat		
A/A	ΣΥΜΒΟΛΟ	ΠΕΡΙΓΡΑΦΗ
ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ		
1	x(2)	Ταχύτητα περιστροφής στροβιλοϋπερπληρωτή
2	APCB	Ανηγμένη παροχή συμπίεστή
3	CPRB	Λόγος πίεσης συμπίεστή
4	effcb	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπίεστή
ΣΤΡΟΒΙΛΟΣ		
5	x(2)	Ταχύτητα περιστροφής στροβιλοϋπερπληρωτή
6	APTb	Ανηγμένη παροχή στροβίλου
7	TPRB	Λόγος πίεσης στροβίλου
8	efftb	Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης στροβίλου
ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΕΣ		
9	T2	Θερμοκρασία εξόδου συμπίεστή
10	T3	Θερμοκρασία εισόδου κινητήρα
11	T4	Θερμοκρασία εξόδου κινητήρα
12	T5	Θερμοκρασία εξόδου από το στρόβιλο

Ένα παράδειγμα της μορφής του αρχείου αυτού φαίνεται παρακάτω:

COMPRESSOR

```
12490.5492759916          20.4441749697794          3.27725734889663
0.850344985630294
```

TURBINE

```
12490.5492759916          8.05797603603052          3.19254764971658
0.899771084496528
```

TEMPERATURES

```
182.785456183611          46.0839148595228          423.142181834270
266.356204315896
```

Π1.3 Παράδειγμα υπολογισμού μεγεθών συμπιεστή-στροβίλου από το χάρτη με τη χρήση των γραμμών -β

Αφού εισάγουμε τους χάρτες του συμπιεστή και του στροβίλου με τα αρχεία compressor_map και turbine_map αντίστοιχα, το πρόγραμμα υπολογίζει την ανηγμένη παροχή, το λόγο πίεσης και τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης με τη βοήθεια των γραμμών -β, με τη διαδικασία που θα περιγράψουμε παρακάτω.

Οι χάρτες που θα χρησιμοποιηθούν στο υπολογιστικό πρόγραμμα, θα περιέχουν τα μεγέθη (λόγο πίεσης, ανηγμένη παροχή και ισεντροπικό βαθμό απόδοσης), σε μορφή πίνακα για κάθε μέγεθος ξεχωριστά. Κάθε σειρά του πίνακα περιγράφει την τιμή του μεγέθους για την ίδια τιμή ανηγμένων στροφών και τις 20 διαφορετικές τιμές των γραμμών -β, ενώ κάθε στήλη περιέχει την τιμή του μεγέθους για την ίδια τιμή της γραμμής -β και τις διαφορετικές τιμές των ανηγμένων στροφών.

Έχοντας στη διάθεσή μας το χάρτη στην παραπάνω μορφή, υποθέτουμε μια τιμή ανηγμένων στροφών (N_T) και γραμμής -β (b) συμπιεστή και στροβίλου. Όπως είναι φυσικό, η N_T θα βρίσκεται μεταξύ 2 τιμών στροφών του πίνακα N_i και N_{i+1} , ενώ η b μεταξύ 2 τιμών γραμμών -β του πίνακα b_j και b_{j+1} . Με κατάλληλη γραμμική παρεμβολή μπορούμε να προσδιορίσουμε το λόγο πίεσης, τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης και την παροχή του συμπιεστή και του στροβίλου από τους αντίστοιχους πίνακες των χαρτών (compressor_map και turbine_map).

Η παρεμβολή πραγματοποιείται σε 3 βήματα για όλα τα μεγέθη, έστω Y , του συμπιεστή και του στροβίλου (ανηγμένη παροχή, λόγος πίεσης και ισεντροπικός βαθμός απόδοσης), όπως παρακάτω:

1^η παρεμβολή: Υπολογίζεται η τιμή του μεγέθους Y_1 για την τιμή της γραμμής -β που υποθέσαμε (b) και την τιμή των στροφών N_i , δηλαδή η παρεμβολή θα γίνει πάνω στη γραμμή i και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$Y_1 = \frac{Y_{i,j+1} - Y_{i,j}}{b_{j+1} - b_j} (b - b_j) + Y_{i,j} \quad (\text{Π1.1})$$

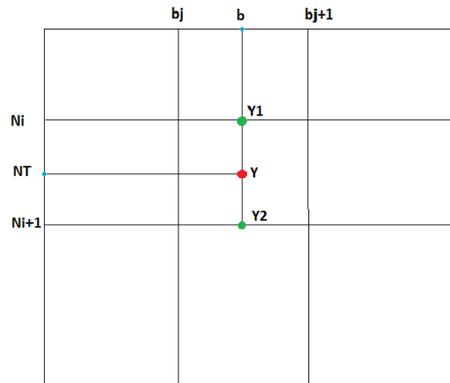
2^η παρεμβολή: Υπολογίζεται η τιμή του μεγέθους Y_2 για την τιμή της γραμμής -β που υποθέσαμε (b) και την τιμή των στροφών N_{i+1} , δηλαδή η παρεμβολή θα γίνει πάνω στη γραμμή $i+1$ και υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$Y_2 = \frac{Y_{i+1,j+1} - Y_{i+1,j}}{b_{j+1} - b_j} (b - b_j) + Y_{i+1,j} \quad (\text{Π1.2})$$

3^η παρεμβολή: Υπολογίζεται η τελική τιμή του μεγέθους Y για την τιμή των στροφών που υποθέσαμε (N_T). Η παρεμβολή θα γίνει μεταξύ των τιμών Y_1 και Y_2 , που υπολογίστηκαν στις 2 προηγούμενες παρεμβολές και δίνεται από την εξίσωση:

$$Y = \frac{Y_2 - Y_1}{N_{i+1} - N_i} (N_T - N_i) + Y_1 \quad (\text{Π1.3})$$

Η διαδικασία των γραμμικών παρεμβολών που περιγράφεται από τις παραπάνω εξισώσεις για τον υπολογισμό του μεγέθους Y , απεικονίζεται στο **Σχήμα Π1.1**:



Σχήμα Π1.1: Διαδικασία υπολογισμού του μεγέθους Y του χάρτη μέσω γραμμικών παρεμβολών.