



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Διατμηματικό Πρόγραμμα Μεταπτυχιακών Σπουδών

«Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας»

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

***«ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΠΕΙΡΑΜΑΤΙΚΗ
ΔΙΕΡΕΥΝΗΣΗ ΑΝΤΛΙΩΝ ΘΕΤΙΚΗΣ
ΕΚΤΟΠΙΣΗΣ ΓΙΑ ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ
ΟΡΓΑΝΙΚΟΥ ΚΥΚΛΟΥ RANKINE ΜΙΚΡΗΣ
ΚΛΙΜΑΚΑΣ»***

Του Μεταπτυχιακού Φοιτητή

Ρουμπεδάκη Τρύφωνα

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής, Σχολή
Μηχανολόγων Μηχανικών

Αθήνα, Σεπτέμβριος 2016

*Αφιερωμένο στην
μνήμη του πατέρα μου
Χαράλαμπου*

Πίνακας Περιεχομένων

Κατάλογος εικόνων	iv
Κατάλογος πινάκων	vii
Σύνοψη	viii
Περίληψη	viii
Abstract	x
Summary	x
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή	1
1.1 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle).....	1
1.2 Γενικά περί αντλιών	3
1.3 Αντλίες θετικής εκτόπισης	5
1.3.1 Παλινδρομικές αντλίες.....	6
1.3.2 Περιστροφικές αντλίες.....	6
1.4 Αντλίες διαφράγματος	7
1.5 Κίνητρο μελέτης αντλιών	8
1.6 Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στις αντλίες	11
Κεφάλαιο 2. Η πειραματική εγκατάσταση	15
2.1 Συστήματα ανάκτησης θερμότητας από κινητήρες diesel πλοίων	15
2.1.1 Επιλογή συστήματος ανάκτησης θερμότητας.....	16
2.1.2 Εκλογή εργαζόμενου μέσου.....	17
2.2 Περιγραφή της πειραματικής μονάδας	19
2.3 Ο εκτονωτής	22
2.3.1 Αρχή λειτουργίας ελικοειδών εκτονωτών	23
2.3.2 Διαρροές ελικοειδών εκτονωτών.....	23
2.3.3 Μετατροπή ελικοειδούς συμπιεστή σε εκτονωτή	24
2.4 Οι εναλλάκτες θερμότητας.....	25
2.5 Η ασύγχρονη μηχανή	27
2.6 Οι ρυθμιστές στροφών	28
2.6.1 Ρυθμιστής στροφών της αντλίας	29
2.6.2 Ρυθμιστές στροφών γεννητριών	29
2.7 Η μονάδα PLC	30
2.8 Η αντλία διαφράγματος	31
2.9 Ο ηλεκτροκινητήρας της αντλίας	33
2.10 Το κύκλωμα αντλίας-ηλεκτροκινητήρα.....	35
Κεφάλαιο 3. Το ημι-εμπειρικό μοντέλο της αντλίας.....	37
3.1 Μεθοδολογία διακρίβωσης των παραμέτρων	38
3.2 Οι θερμοδυναμικές διεργασίες του μοντέλου	39
3.3 Γεωμετρικές παράμετροι μοντέλου	41
3.4 Υπό- και υπερ-συμπίεση	46
3.5 Ανάλυση του μοντέλου της αντλίας	48
3.6 Διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου	57
Κεφάλαιο 4. Ανάλυση βασικών παραμέτρων αντλίας.....	62

4.1	Παροχή μάζας.....	62
4.2	Ύψος σπηλαίωσης	64
4.3	Βαθμοί απόδοσης.....	66
4.4	Κατανάλωση ισχύος	71
Κεφάλαιο 5.	Ανάλυση φαινομένου σπηλαίωσης	73
5.1	Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στην πειραματική εγκατάσταση.....	73
5.2	Το φαινόμενο της σπηλαίωσης σύμφωνα με το ημι-εμπειρικό μοντέλο	76
Κεφάλαιο 6.	Συμπεράσματα	80
Τυπολόγιο		81
Βιβλιογραφία.....		84
Παράρτημα Α.....		88

Κατάλογος εικόνων

Εικ. 1.1 Σχεδιάγραμμα τυπικής εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s.....	2
Εικ. 1.2. Τυπικές περιπτώσεις υπερκρίσιμου (πράσινο) και υποκρίσιμου (κόκκινο) κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο το R1234yf [10]	3
Εικ. 1.3. Συσχέτιση αύξησης πίεσης και παροχής όγκου για τους διάφορους τύπους αντλιών [15]	4
Εικ. 1.4. Βασικές κατηγορίες αντλιών [18-21].....	5
Εικ. 1.5. Σχεδιάγραμμα εμβολοφόρου αντλίας.....	6
Εικ. 1.6. Τομή περιστροφικής αντλίας [27].....	7
Εικ. 1.7. Σχεδιάγραμμα αντλίας διαφράγματος	8
Εικ. 1.8. Συμπεριφορά του λόγου επιστρεφόμενου έργου σαν συνάρτηση του λόγου θερμοκρασιών για διάφορα οργανικά μέσα.....	9
Εικ. 1.9. Ειδική κατανάλωση αντλίας ανά μονάδα οργανικού μέσου και συσχέτιση με την ανά μονάδα οργανικού μέσου παραγόμενη ενέργεια.....	10
Εικ. 1.10. Ειδική κατανάλωση αντλίας για δύο ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της αντλίας και για διάφορα οργανικά μέσα	11
Εικ. 1.11. Διάβρωση της περωτής φυγόκεντρης αντλίας λόγω σπηλαίωσης [33]	12
Εικ. 1.12. Η συσχέτιση του βαθμού υπόψυξης με το διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης και τον βαθμό απόδοσης του κύκλου [40]	13
Εικ. 2.1. Περιοχή εφαρμογής συστημάτων Νερού- Ατμού και συστημάτων Οργανικού Κύκλου Rankine [43].....	16
Εικ. 2.2. Θερμοδυναμική απόδοση διαφόρων οργανικών ρευστών για διάφορες θερμοκρασίες του εξερχόμενου ατμού [57].....	18
Εικ. 2.3. Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας για το θερμοδυναμικό κύκλο της πειραματικής εγκατάστασης.....	19
Εικ. 2.4. Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης "marine ORC"[58].....	20
Εικ. 2.5. Η πειραματική μονάδα «marine ORC» που βρίσκεται στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π.	21
Εικ. 2.6. Παραδείγματα αξονικού (αριστερά) και ακτινικού (δεξιά) στροβίλου [60]	22
Εικ. 2.7. Σχηματική απεικόνιση της εκτόνωσης σε έναν ελικοειδή εκτονωτή [64]	23
Εικ. 2.8. Σχηματική απεικόνιση των διαρροών σε ένα ελικοειδή εκτονωτή [66]	24
Εικ. 2.9. Κινητή (αριστερά) και σταθερή σπείρα εκτονωτή εγκατάστασης.....	25
Εικ. 2.10. Εύρος λειτουργίας διαφόρων τύπων εναλλακτών.....	26
Εικ. 2.11. Το μοντέλο πλακοειδή εναλλάκτη που χρησιμοποιείται στην πειραματική εγκατάσταση [75].....	27
Εικ. 2.12. Χαρακτηριστική καμπύλη ροπής-ταχύτητας περιστροφής σε μία ασύγχρονη γεννήτρια [78]	27
Εικ. 2.13. Οι ρυθμιστές στροφών της εγκατάστασης. Στα αριστερά ο ρυθμιστής στροφών της αντλίας και στα δεξιά οι δύο ρυθμιστές στροφών των γεννητριών	30
Εικ. 2.14. Απεικόνιση του PLC της εγκατάστασης	31
Εικ. 2.15. Αρχή λειτουργίας αντλίας διαφράγματος [84].....	32
Εικ. 2.16. Κατασκευαστικό σχέδιο αντλίας με τις βασικές διαστάσεις αυτής [85].....	33

Εικ. 2.17. Κατασκευαστικό σχέδιο ηλεκτροκινητήρα που οδηγεί την αντλία [86].....	33
Εικ. 2.18. Καμπύλη απόδοσης του ηλεκτροκινητήρα με βάση πειραματικά στοιχεία του κατασκευαστή και προσέγγιση των δεδομένων με πολυώνυμο 4 ^{ου} βαθμού	34
Εικ. 2.19. Διάγραμμα ροής της ενέργειας στο σύστημα της αντλίας-ηλεκτροκινητήρα [87].....	35
Εικ. 3.1. Μέθοδος διακρίβωσης των παραμέτρων του μοντέλου της αντλίας	39
Εικ. 3.2. Διαγράμμα των θερμοδυναμικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα εντός της αντλίας σύμφωνα με το μοντέλο που αναπτύχθηκε.....	41
Εικ. 3.3. Σχηματική απεικόνιση του ολικού όγκου V_s (με κίτρινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος.....	42
Εικ. 3.4. Σχηματική απεικόνιση του νεκρού όγκου V_0 (με κόκκινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος.....	42
Εικ. 3.5. Σχηματική απεικόνιση του όγκου εμβολισμού V_H (με πράσινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος.....	43
Εικ. 3.6. Σχηματική απεικόνιση του όγκου V_1 (με κίτρινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος.....	44
Εικ. 3.7. Σχηματική απεικόνιση του όγκου V_{ex} (με πορτοκαλί χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος.....	45
Εικ. 3.8. Ποιοτικό διάγραμμα πίεσης-όγκου για τις θερμοδυναμικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός της αντλίας [91]	46
Εικ. 3.9. Σχηματική απεικόνιση της υπο-συμπίεσης σε διάγραμμα όγκου-πίεσης.....	47
Εικ. 3.10. Σχηματική απεικόνιση της υπερ-συμπίεσης σε διάγραμμα όγκου-πίεσης.....	48
Εικ. 3.11. Αδιαβατική ανάμειξη της κύριας ροής με τις διαρροές	49
Εικ. 3.12. Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής.....	50
Εικ. 3.13. Ισοβαρής θέρμανση του εργαζόμενου μέσου από τα θερμότερα τοιχώματα	51
Εικ. 3.14. Ισοβαρής ψύξη του εργαζόμενου μέσου από τα ψυχρότερα τοιχώματα.....	52
Εικ. 3.15. Σχεδιάγραμμα πορείας προσδιορισμού των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων.....	58
Εικ. 3.16. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου	60
Εικ. 3.17. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από την αντλία	60
Εικ. 3.18. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την ισχύ που μεταφέρεται στην άτρακτο της αντλίας	61
Εικ. 4.1. Παροχή όγκου σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο.....	62
Εικ. 4.2. Παροχή όγκου σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως παρέχεται από τον κατασκευαστή[94].....	63
Εικ. 4.3. Παροχή όγκου στην έξοδο σε συνάρτηση με τη μεταβολή πίεσης που επιτελεί η αντλία	64
Εικ. 4.4. Μεταβολή του NPSH σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	65
Εικ. 4.5. Μεταβολή του NPSH σε συνάρτηση με την αύξηση πίεσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	66
Εικ. 4.6. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους αντλίων σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας [40]	67

Εικ. 4.7. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	67
Εικ. 4.8. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους αντλίων σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας [40]	68
Εικ. 4.9. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	69
Εικ. 4.10. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	70
Εικ. 4.11. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο	70
Εικ. 4.12. Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο σαν συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας	71
Εικ. 4.13. Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο σαν συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας	72
Εικ. 5.1. Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στη λειτουργία της αντλίας [58]	75
Εικ. 5.2. Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στη λειτουργία της αντλίας μετά την προσθήκη ενός εναλλάκτη υπόψυξης [58].....	76
Εικ. 5.3. Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο στην λειτουργία χωρίς εναλλάκτη	78
Εικ. 5.4. Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο στην λειτουργία με εναλλάκτη	78
Εικ. 5.5. Ανάλυση δυναμικού σπηλαίωσης για διάφορες ταχύτητες περιστροφής	79

Κατάλογος πινάκων

Πίνακας 1.1 Σύγκριση κατηγοριών αντλιών θετικής εκτόπισης	7
Πίνακας 2.1. MAN 48/60CR θερμοκρασία και ενεργειακό περιεχόμενο πηγών θερμότητας για διάφορα φορτία λειτουργίας [42].....	15
Πίνακας 2.2. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βασικών οργανικών ρευστών [48]	18
Πίνακας 2.3. Τεχνικά χαρακτηριστικά αντλίας πειραματικής διάταξης	32
Πίνακας 2.4. Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλεκτροκινητήρα [86].....	34
Πίνακας 3.1. Βασικές διαφορές διαφόρων μοντέλων	38
Πίνακας 3.2. Σύνολο παραμέτρων που διακριβώθηκαν και όρια ελέγχου αυτών για τη βελτιστοποίηση	58
Πίνακας 3.3. Πειραματικά δεδομένα.....	59
Πίνακας 3.4. Διακριβωμένες τιμές των παραμέτρων του μοντέλου	59
Πίνακας 5.1. Πειραματικές τιμές για δεδομένα εξίσωσης (49)	74

ΜΕΤΑΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ: «Μοντελοποίηση και πειραματική διερεύνηση αντλιών θετικής εκτόπισης για συστήματα οργανικού κύκλου Rankine μικρής κλίμακας»

ΦΟΙΤΗΤΗΣ: Ρουμπεδάκης Τρύφων

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ: Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών

ΑΚΑΔΗΜΑΪΚΟ ΕΤΟΣ: 2015-6

Σύνοψη

Στα πλαίσια της ανάγκης περιορισμού της εξάρτησης από τις συμβατικές μεθόδους παραγωγής ενέργειας, το επιστημονικό ενδιαφέρον έχει στραφεί τα τελευταία χρόνια προς νέες και αποκεντρωμένες μεθόδους παραγωγής ενέργειας. Μεταξύ αυτών ιδιαίτερο ενδιαφέρον παρουσιάζει ο οργανικός κύκλος Rankine, ο οποίος ήδη χρησιμοποιείται σε πολλές εφαρμογές μικρής και μεσαίας κλίμακας. Εκτεταμένη μελέτη έχει πραγματοποιηθεί τα τελευταία χρόνια σε σχέση με την μοντελοποίηση κυρίως των εκτονωτών αλλά και των εναλλακτών θερμότητας των εν λόγω συστημάτων. Πέραν αυτών των συνιστωσών, ιδιαίτερα σημαντική επίδραση στην εν γένει λειτουργία και απόδοση των συστημάτων οργανικού κύκλου Rankine έχουν οι αντλίες που χρησιμοποιούνται για την κυκλοφορία και αύξηση της πίεσης του οργανικού μέσου. Η απουσία επαρκούς βιβλιογραφίας για την μοντελοποίηση της λειτουργίας αντλιών σε μονάδες μικρής κλίμακας οργανικού κύκλου Rankine αποτέλεσε το βασικό κίνητρο για την περαιώση της παρούσας μεταπτυχιακής διατριβής. Στόχος της εργασίας είναι η ανάπτυξη ενός ημιεμπειρικού μοντέλου που θα δύναται να περιγράψει την λειτουργία της αντλίας διαφράγματος τόσο σε συνθήκες πλήρους όσο και σε συνθήκες μερικού φορτίου. Για τις ανάγκες αυτές λήφθηκαν πειραματικά δεδομένα από την λειτουργία της εγκατάστασης και συγκρίθηκαν με τον παρόν μοντέλο για την διακρίβωση αυτού. Επιπλέον, πραγματοποιήθηκε ξεχωριστή μελέτη σχετικά με την δυνατότητα πρόβλεψης του μοντέλου του φαινομένου της σπηλαίωσης, το οποίο, εφόσον δεν αποφευχθεί, μπορεί να μειώσει δραστικά την απόδοση της αντλίας και του όλου συστήματος κατ' επέκταση.

Περίληψη

Η παρούσα μεταπτυχιακή διατριβή αποτελεί διπλωματική εργασία στα πλαίσια του διατμηματικού μεταπτυχιακού προγράμματος «Παραγωγή και Διαχείριση Ενέργειας» του Εθνικού Μετσοβίου Πολυτεχνείου. Η εκπόνηση της εργασίας ξεκίνησε τον Νοέμβριο του 2015 και ολοκληρώθηκε το Σεπτέμβριο του 2016. Η εργασία αυτή διεκπεραιώθηκε στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π. υπό την επίβλεψη του Αναπληρωτή Καθηγητή Σωτηρίου Καρέλλα.

Πραγματεύεται την μοντελοποίηση μιας αντλίας θετικής εκτόπισης και τη διακρίβωση του μοντέλου με αποτελέσματα από την αντλία διαφράγματος που αποτελεί συνιστώσα μίας εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας από μηχανές εσωτερικής καύσης πλοίων που βασίζεται στην τεχνολογία κύκλου Rankine οργανικού μέσου (ORC). Η εν λόγω μονάδα, της οποίας η αντλία μελετήθηκε, έχει κατασκευασθεί και λειτουργεί πειραματικά στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών του Ε.Μ.Π.

Σημείο εστίασης της παρούσας εργασίας αποτελεί η αντλία ενός συστήματος οργανικού κύκλου Rankine που αξιοποιεί την απορριπτόμενη θερμότητα από τα νερά ψύξης των Μ.Ε.Κ. ενός πλοίου. Η αντλία αποτελεί μία από τις κυριότερες συνιστώσες ενός συστήματος οργανικού κύκλου Rankine με πολύ σημαντική επίδραση στην απόδοση της συνολικής εγκατάστασης. Για αυτό το λόγο η μελέτη και μοντελοποίηση αυτής κρίνεται ως απαραίτητη στα πλαίσια της βελτιστοποίησης της λειτουργίας ενός τέτοιου συστήματος.

Η δομή της παρούσας εργασίας είναι η εξής:

Στο **Κεφάλαιο 1** πραγματοποιείται μία εισαγωγή των βασικών θεωρητικών εννοιών που θα μελετηθούν στην πορεία της εργασίας. Επιπλέον, γίνεται μια ανασκόπηση των βασικών κατηγοριών αντλιών που απαντώνται στην αγορά, προτού γίνει η εστίαση στις αντλίες θετικής εκτόπισης.

Στο **Κεφάλαιο 2** αναλύονται τα επιμέρους στοιχεία που συγκροτούν την μονάδα ανάκτησης θερμότητας με ιδιαίτερη έμφαση στην αντλία διαφράγματος, της οποίας το μοντέλο θα αναπτυχθεί, καθώς και στο εν γένει σύστημα της αντλίας, που περιλαμβάνει τον ηλεκτροκινητήρα που την οδηγεί και τον inverter της αντλίας, που ρυθμίζει την ταχύτητα του ηλεκτροκινητήρα.

Βασικός άξονας του **Κεφαλαίου 3** είναι η περιγραφή των θερμοδυναμικών διεργασιών βάσει των οποίων συγκροτήθηκε το μοντέλο της αντλίας και των μαθηματικών εξισώσεων από τις οποίες συνίσταται το υπολογιστικό μοντέλο. Ακολούθως, πραγματοποιείται διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου βάσει των πειραματικών δεδομένων που έχουν ληφθεί από την εργαστηριακή εγκατάσταση.

Στο **Κεφάλαιο 4**, έχοντας πλέον διακριβώσει το μοντέλο για την υπό μελέτη εγκατάσταση, πραγματοποιείται μία ανάλυση των βασικών παραμέτρων της αντλίας βάσει των αποτελεσμάτων που παρέχει το μοντέλο για διάφορα φορτία και τα αποτελέσματα συγκρίνονται με τα δεδομένα του κατασκευαστή και αντίστοιχα δεδομένα από την βιβλιογραφία, ώστε να εκτιμηθεί η εγκυρότητα του μοντέλου.

Στη συνέχεια, στο **Κεφάλαιο 5** πραγματοποιείται ανάλυση του φαινομένου της σπηλαιώσης και σύγκριση των αποτελεσμάτων που παρέχονται από το μοντέλο με δεδομένα από τη βιβλιογραφία. Το εν λόγω φαινόμενο όπως ήδη τεκμηριώνεται στο Κεφάλαιο 1, αποτελεί μία από τις βασικές αιτίες σημαντικής πτώσης της απόδοσης της αντλίας και για αυτό το λόγο αποτελεί ξεχωριστό αντικείμενο μελέτης του εν λόγω κεφαλαίου.

Τέλος, στο **Κεφάλαιο 6** πραγματοποιείται μία σύνοψη της εργασίας, εξάγονται τα βασικά συμπεράσματα της προηγηθείσας ανάλυσης και προτείνονται θέματα για περαιτέρω μελέτη

Στο Παράρτημα που ακολουθεί στο τέλος της εργασίας επισυνάπτεται ο κώδικας που αναπτύχθηκε στο περιβάλλον του EES.

Λέξεις-κλειδιά

Αντλία διαφράγματος, Οργανικός Κύκλος Rankine, Ανάκτηση Θερμότητας, Μοντελοποίηση, Σπηλαιώση

POST-GRADUATE THESIS: «Modeling and experimental investigation of positive displacement pumps for small scale organic Rankine cycle systems»

STUDENT: Roumpedakis Tryfon

SUPERVISOR: Karellas Sotirios, Associate Professor, School of Mechanical Engineering

ACADEMIC YEAR: 2015-6

Abstract

Due to the need for reduction of the dependency from conventional methods of energy production, scientific interest has moved over the last years towards new and remote energy production methods. Among them, the Organic Rankine Cycle shows particular interest and is already used in many small and medium scale applications. The last years extended research has been carried out in the field of modeling the expanders and the heat exchangers of such systems. Beside these components, significant importance for the operation and efficiency of Organic Rankine Cycle systems have the pumps that are used for the circulation and the pressure increase of the organic fluid. The relative absence of sufficient literature on the modeling of the pump operation for small scale Organic Rankine Cycle systems was a key motivation for the completion of the present thesis. Main goal of the current thesis was the development of semi-empirical model, which would be able to predict the performance of a diaphragm pump at either full and part load operation. For the needs of the model's calibration, experimental data from the laboratory's system was used. Furthermore, a separate investigation was carried out concerning the ability of the model to predict the cavitation effect, which, if not avoided, can decrease drastically the efficiency of the pump and the whole system.

Summary

The present thesis has been developed as a part of the postgraduate programme "Power Production and Management" of National Technical University of Athens. The writing of the thesis started on November 2015 and was finished on September 2016. It was carried out in the Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants of the Mechanical Engineering Department of the National Technical University of Athens under the supervision of Associate Professor Karellas, Sotirios.

The present thesis project has as its subject the modeling of a positive displacement pump and the calibration of the model based on data from a diaphragm pump, component of a waste heat recovery system. The waste heat recovery system, which has the investigated pump as a component, has been installed and been under operation experimentally in the Laboratory of Steam Boilers and Thermal Plants of the Mechanical Engineering Department of the National Technical University of Athens.

Main focus of the thesis is the investigation of the pump from an Organic Rankine Cycle system, which utilizes the waste heat from the cooling water of a ship's internal combustion engines. The pump is one of the main components of an Organic Rankine Cycle system with a significant impact on the system's total efficiency. For this reason, the investigation and modeling of one such pump is considered crucial for the needs of the optimization of Organic Rankine Cycle systems.

The structure of the thesis consists of the following chapters:

In **Chapter 1** an introduction is presented regarding the basic theoretical terms that will be discussed in the latter chapters. Moreover, a short review is presented with the main categories of pumps, that can be found in the market, before focusing on the positive displacement pumps.

In **Chapter 2** the components of the waste heat recovery system are being analyzed and a first description of the pump, that will be modeled, takes place. Furthermore, a more detailed description is also given for the motor that is driving the pump and the frequency inverter, which controls the rotational speed of the pump's motor.

Main topic of **Chapter 3** is the description of the thermodynamical processes, based on which the pump model was developed, and the mathematical equations, the model consists of. Afterwards, a calibration of the model's main parameters is carried out based on the experimental data derived from the laboratory's experimental system.

In **Chapter 4** after the calibration of the model, an analysis is carried out concerning the main characteristics of the pump, making use of the results provided from the model and the results are compared with data given from the manufacturer and results found in the literature, in order to assess the accuracy of the model.

Afterwards, in **Chapter 5** an analysis of the cavitation phenomenon and a comparison of the model's predictions with the data found from literature are carried out. Cavitation as already justified from Chapter 1, is one of the main reasons that can cause a significant decrease in the pump efficiency and thus is investigated separately on this chapter.

Finally, in **Chapter 6** a summary of the thesis is presented, the main conclusions are derived and some potential topics for further research are proposed.

In the Appendix which is following the thesis, the script that was developed in the programming environment of EES is presented.

Keywords

Diaphragm pump, Organic Rankine Cycle, Waste Heat Recovery, Modeling, Cavitation

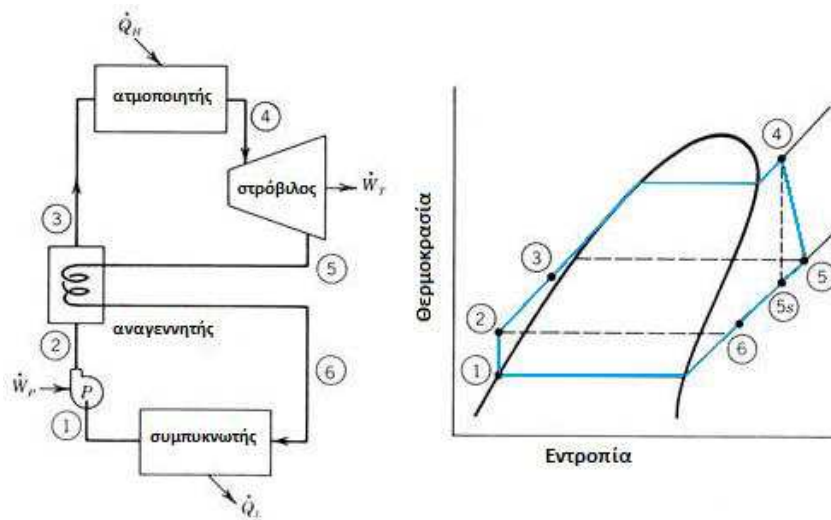
Κεφάλαιο 1. Εισαγωγή

1.1 Ο Οργανικός Κύκλος Rankine (Organic Rankine Cycle)

Τα τελευταία χρόνια μεγάλο επιστημονικό ενδιαφέρον συγκεντρώνουν τα συστήματα πολυ-παραγωγής (συστήματα συμπαραγωγής/τριπαραγωγής) τα οποία αποσκοπούν στη μετατροπή της ενέργειας από κάποια πηγή σε συνδυασμένη ηλεκτρική, θερμική και ψυκτική ισχύ. Αυτό εν μέρει οφείλεται στον χαμηλό βαθμό απόδοσης -της τάξης του 30-40% [1, 2]- των συμβατικών συστημάτων παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας, τα οποία αφήνουν ανεκμετάλλευτο ένα μεγάλο ποσοστό της πρωτογενούς ενέργειας της εκάστοτε πηγής. Βάσει των πολιτικών που ακολουθούνται παγκοσμίως προς την κατεύθυνση αύξησης της συνολικής απόδοσης των συστημάτων παραγωγής ενέργειας και του περιορισμού των εκπομπών αερίου του θερμοκηπίου, μεγάλο μέρος της έρευνας επικεντρώνεται στο σχεδιασμό οικονομικά ανταγωνιστικών συστημάτων συμπαραγωγής. Επιπρόσθετα, τα συστήματα συμπαραγωγής μικρής κλίμακας έχουν προσελκύσει έντονο ενδιαφέρον, καθώς μπορούν να συνεισφέρουν στην περαιτέρω μείωση των εκπομπών, εξασφαλίζοντας παράλληλα αειφορία και ανεξαρτησία καυσίμου.

Μία από τις εναλλακτικές με έντονο ενδιαφέρον είναι ο οργανικός κύκλος Rankine (ORC), ιδιαίτερα σαν τεχνολογία παραγωγής ηλεκτρικής ενέργειας από πηγές ενέργειας χαμηλού θερμοκρασιακού επιπέδου, όπως η ηλιακή ενέργεια, η γεωθερμία και η απορριπτόμενη ενέργεια. Βασικό πλεονέκτημα αυτής της τεχνολογίας είναι ότι μπορεί να προσαρτηθεί σε υπάρχοντα συστήματα με σκοπό την αξιοποίηση της απορριπτόμενης θερμότητας για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, όπως επίσης και την εκμετάλλευση πηγών θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας όπου ο τυπικός κύκλος Rankine νερού-ατμού είναι συχνά μη οικονομικός ή/και μη τεχνικά υλοποιήσιμος [3].

Ο ORC είναι ένας κύκλος παρόμοιος με τον απλό κύκλο Clausius-Rankine με βασική διαφορά ότι το εργαζόμενο μέσο είναι κάποιο οργανικό μέσο αντί του νερού-ατμού. Ο ORC συνίσταται στην ατμοποίηση του οργανικού μέσου και κατόπιν την εκτόνωσή του σε στρόβιλο προς παραγωγή μηχανικού έργου. Το χαμηλής πίεσης ρεύμα που εξέρχεται από το στρόβιλο συμπυκνώνεται και μετά επανέρχεται με τη βοήθεια αντλίας στην υψηλή πίεση του κύκλου. Βάσει των παραπάνω είναι εύκολα κατανοητό ότι τα κύρια στοιχεία μιας τέτοιας εγκατάστασης είναι παρόμοια με μίας συμβατικής ατμοηλεκτρικής εγκατάστασης. Σε νεότερες εκδοχές το σύστημα περιλαμβάνει και έναν αναγεννητή με σκοπό την αύξηση της απόδοσης της εγκατάστασης. Αναφορικά με την πολυπλοκότητά του, το σύστημα ORC είναι κατά τι απλούστερο από αυτό ενός κύκλου ατμού καθώς δεν υφίσταται η ανάγκη ύπαρξης τυμπάνου συνδεδεμένου με τον λέβητα, αντί αυτού αρκεί ένας εναλλάκτης θερμότητας για να υλοποιήσει τις τρεις φάσεις της θέρμανσης του εργαζόμενου μέσου –προθέρμανση, ατμοποίηση και υπερθέρμανση-. Έτσι, μία τυπική διάταξη που υλοποιεί τον οργανικό κύκλο Rankine αποτελείται από τις συνιστώσες που φαίνονται στο σχήμα που ακολουθεί.

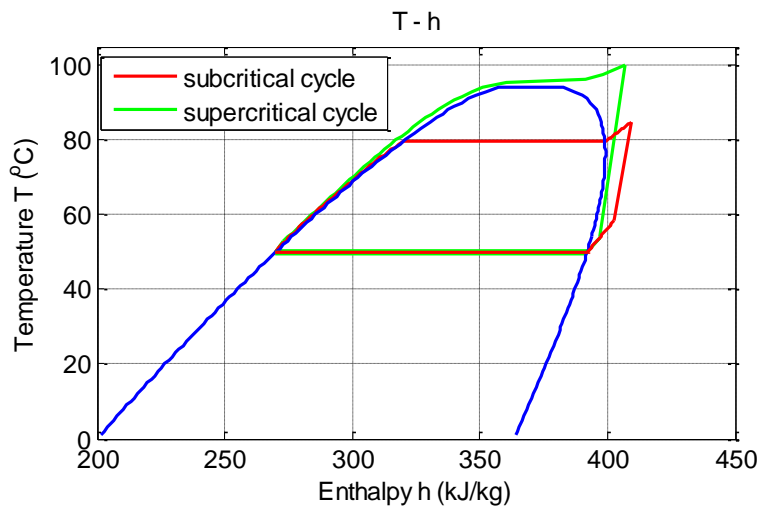


Εικ. 1.1 Σχεδιάγραμμα τυπικής εγκατάστασης ORC και αντίστοιχο διάγραμμα T-s

Βασικό στοιχείο κατά το σχεδιασμό μιας εγκατάστασης ORC είναι η εκλογή του οργανικού μέσου και ο θερμοδυναμικός σχεδιασμός του κύκλου για μεγιστοποίηση του θερμικού βαθμού απόδοσης [4]. Η επιλογή αυτή καθορίζεται κυρίως από τη θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας στον κύκλο και τις περιβαλλοντικές παραμέτρους του μέσου, όπως επίσης και από τη διαθεσιμότητα αυτού στο εμπόριο.

Πέραν από την δυνατότητα χρήσης του οργανικού κύκλου Rankine για την ανάκτηση θερμότητας χαμηλού θερμοκρασιακού επιπέδου, σημαντικά πλεονεκτήματα του εν λόγω κύκλου είναι η χρήση εν γένει λιγότερου ογκόδους εξοπλισμού καθώς επίσης και η δυνατότητα λειτουργίας του εκτονωτή σε χαμηλότερες θερμοκρασίες [5]. Επιπρόσθετα, χάρη στα «ξηρά» οργανικά μέσα, των οποίων η καμπύλη κορεσμένου αερίου έχει θετική κλίση, συνήθως δεν είναι απαραίτητη η υπερθέρμανση του οργανικού μέσου [6].

Πέραν από τον υποκρίσιμο ORC, έντονο επιστημονικό ενδιαφέρον συγκεντρώνει και ο υπερκρίσιμος κύκλος ORC, ο οποίος υπερτερεί έναντι του υποκρίσιμου ORC λόγω των μειωμένων εξεργειακών απωλειών που συνεπάγεται πιο αποδοτική αξιοποίηση της θερμότητας [7-9]. Άλλωστε, ο υπερκρίσιμος κύκλος είναι πιο εφικτός στα οργανικά μέσα καθώς το κρίσιμο σημείο επιτυγχάνεται σε χαμηλότερες πιέσεις και θερμοκρασίες σε σύγκριση με το νερό. Η βασική διαφοροποίηση υπερκρίσιμου έναντι του υποκρίσιμου κύκλου, όπως είναι προφανές, είναι ότι μετά την αντλία το οργανικό μέσο έχει αποκτήσει αρκετά υψηλότερη πίεση ώστε η θέρμανση από τον εναλλάκτη να το μετατρέψει σε υπερκρίσιμο ρευστό χωρίς να μεσολαβεί διφασική περιοχή, όπως στον υποκρίσιμο κύκλο. Στον αντίποδα, η ανάγκη για την ύπαρξη αυξημένης πίεσης συνεπάγεται και αύξηση του κόστους του εναλλάκτη, με ενδεχόμενη μάλιστα αλλαγή του τύπου αυτού (πχ. αντί για επίπεδο πλακοειδή εναλλάκτη να προτιμηθεί εναλλάκτης αυλών-κελύφους που έχει μεγαλύτερο εύρος πιέσεων λειτουργίας) καθώς πρέπει να είναι ανθεκτικός σε μεγαλύτερες πιέσεις.



Εικ. 1.2. Τυπικές περιπτώσεις υπερκρίσιμου (πράσινο) και υποκρίσιμου (κόκκινο) κύκλου ORC με εργαζόμενο μέσο το R1234yf [10]

1.2 Γενικά περί αντλιών

Βασικό αντικείμενο μελέτης της εν λόγω εργασίας αποτελεί η δοκιμή μοντέλων προσομοίωσης της αντλίας που χρησιμοποιείται στους οργανικούς κύκλους Rankine και η πειραματική διακρίβωση (calibration) των μελετούμενων μοντέλων.

Ως αντλίες ορίζονται οι μηχανές που χρησιμεύουν για τη μετακίνηση υγρών και την προσθήκη ενέργειας σε αυτά, μετατρέποντας τη μηχανική ενέργεια που παρέχεται σε αυτές μέσω του κινητήρα σε δυναμική, κινητική και θερμική ενέργεια του υγρού [11, 12].

Υπάρχουν διάφορα χαρακτηριστικά βάσει των οποίων θα μπορούσε να γίνει η ταξινόμηση των αντλιών, όπως ο τύπος του υγρού που διακινείται, τα υλικά από τα οποία έχουν κατασκευαστεί οι αντλίες, ο αριθμός των βαθμίδων τους κλπ. Ο πιο βασικός διαχωρισμός των αντλιών έγκειται στην αρχή λειτουργίας τους και με αυτόν τον τρόπο διακρίνονται δύο μεγάλες κατηγορίες αντλιών: οι δυναμικές (dynamic pumps) και οι θετικής εκτόπισης (positive displacement pumps).

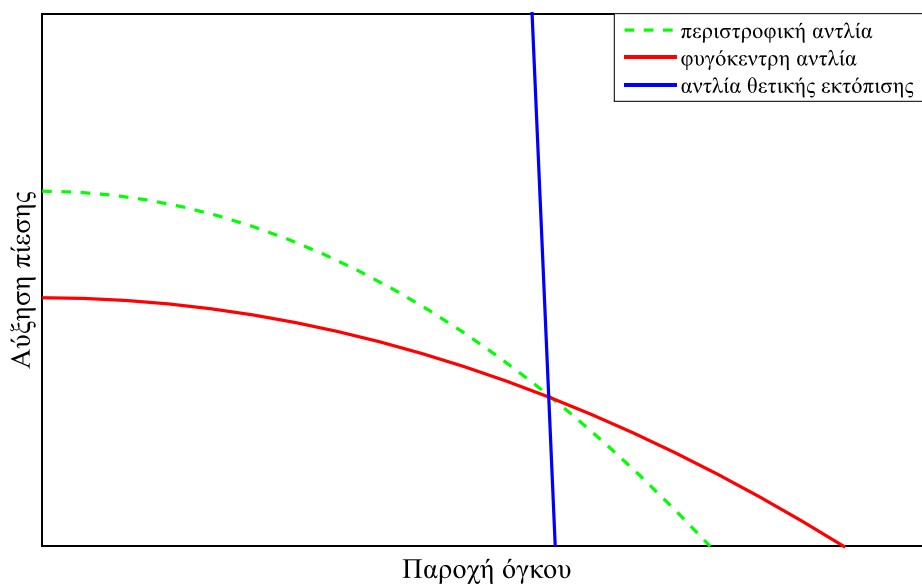
Η λειτουργία των δυναμικών αντλιών στηρίζεται στη μεταβολή της κινητικής κατάστασης του υγρού και τη μετατροπή της κινητικής ενέργειας σε στατική πίεση. Βασικά χαρακτηριστικά των αντλιών αυτού του τύπου είναι η καλή απόδοση, η συνεχής και ομοιόμορφη κίνηση του ρευστού που διακινούν, ο μικρός όγκος τους, το σχετικά χαμηλό τους κόστος και απουσία περιοδικότητας στις διακυμάνσεις της πίεσης και της παροχής.

Από την άλλη πλευρά, οι αντλίες θετικής εκτόπισης παραλαμβάνουν το υγρό από το σωλήνα αναρρόφησης και το μετατοπίζουν προς το σωλήνα κατάθλιψης με κάποιο κινούμενο στερεό σώμα που κινείται μέσα σε ειδικό περίβλημα.

Οι δυναμικές αντλίες χαρακτηρίζονται από μία ή περισσότερες πτερωτές εξοπλισμένες με περύγια τα οποία περιστρέφονται εντός του κελύφους της αντλίας και διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες: τις αξονικές και τις φυγόκεντρικές. Επιπροσθέτως, οι δυναμικές αντλίες έχουν συνεχή ροή, η δε παροχή όπως και η πίεση εξόδου είναι σχετικά σταθερή με το χρόνο [13].

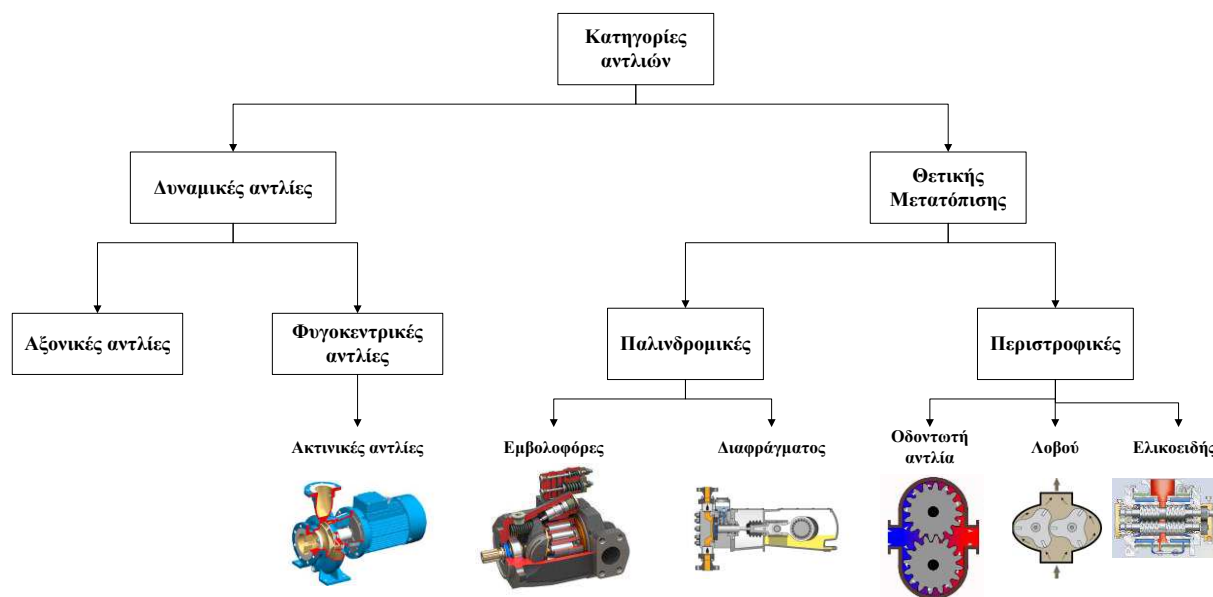
Οι αντλίες θετικής εκτόπισης λειτουργούν με τους εγκλωβισμένους σε αυτές όγκους ρευστού, οι οποίες συμπιέζονται στην κατεύθυνση προς την έξοδο της αντλίας. Διακρίνονται σε δύο βασικές κατηγορίες: τις παλινδρομικές και τις περιστροφικές. Ο πιο παλιός τύπος αντλίας θετικής εκτόπισης είναι η εμβολοφόρος αντλία (piston pump). Σημειώνεται ότι σε αυτό το κεφάλαιο δεν θα γίνει εκτενής αναφορά σε τύπους αντλιών των οποίων τα μοντέλα θα παρουσιαστούν εκτενώς στο Κεφάλαιο 2. Η εμβολοφόρος αντλία ανήκει στην υποκατηγορία των παλινδρομικών αντλιών θετικής εκτόπισης (reciprocating pumps). Η άλλη μεγάλη υποκατηγορία των αντλιών θετικής εκτόπισης, όπως ήδη αναφέρθηκε, είναι οι περιστροφικές αντλίες (rotary pumps). Στις περιστροφικές αντλίες για παράδειγμα ανήκουν οι αντλίες με οδοντωτούς τροχούς (gear pumps), στις οποίες το ρευστό συμπιέζεται στα κενά μεταξύ των οδόντων των τροχών. Δεδομένου ότι η πίεση εξόδου στις αντλίες θετικής εκτόπισης είναι συνάρτηση της αντίστασης του συστήματος, η παρουσία εκτονωτικών βαλβίδων καθίσταται αναγκαία [14].

Μια βασική διαφορά των δυναμικών αντλιών και των αντλιών θετικής εκτόπισης έγκειται στη συσχέτιση της αύξησης της πίεσης από την αντλία και της διακινούμενης παροχής όγκου. Στις αντλίες θετικής εκτόπισης η παροχή όγκου είναι πρακτικά ανεξάρτητη από την διαφορά πίεσης μεταξύ εισόδου και εξόδου της αντλίας. Αντίθετα, στις δυναμικές αντλίες παρουσιάζεται μία αρνητική συσχέτιση των δύο μεγεθών, αύξηση της παροχής συνεπάγεται μείωση της διαφοράς πίεσης που αποδίδει η αντλία [15].



Εικ. 1.3. Συσχέτιση αύξησης πίεσης και παροχής όγκου για τους διάφορους τύπους αντλιών [15]

Για την καλύτερη κατανόηση του πλήθους των διαφορετικών τύπων αντλιών παρουσιάζεται το κάτωθι σχεδιάγραμμα που παρουσιάζει ενδεικτικά τις κυριότερες υποκατηγορίες [16, 17].



Εικ. 1.4. Βασικές κατηγορίες αντλιών [18-21]

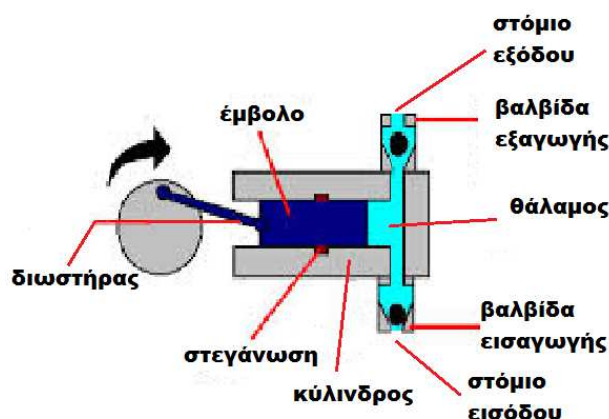
Στις εγκαταστάσεις ORC χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον αντλίες θετικής εκτόπισης. Εν γένει, σε αυτές τις εφαρμογές οι αντλίες πέραν της αύξησης πίεσης, παίζουν το ρόλο του ρυθμιστή της παροχής του εργαζομένου μέσου. Οι αντλίες θετικής εκτόπισης προσφέρουν για αυτό το σκοπό το πλεονέκτημα ότι η παροχή είναι σχετικά ανάλογη της ταχύτητας περιστροφής της αντλίας, κάτι που δεν συμβαίνει στις φυγόκεντρες αντλίες, όπου και η διαφορά πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή επηρεάζει την παροχή [22]. Επιπλέον, όπως επιβεβαιώνεται και από την βιβλιογραφία [23-25], οι αντλίες θετικής εκτόπισης παρουσιάζουν υψηλότερες αποδόσεις όταν το εργαζόμενο μέσο είναι οργανικής φύσης, σε σύγκριση με τις δυναμικές αντλίες και για αυτό το λόγο θα αποτελέσουν το σημείο εστίασης της παρούσας διπλωματικής εργασίας.

1.3 Αντλίες θετικής εκτόπισης

Οι αντλίες θετικής εκτόπισης στις οποίες συμπεριλαμβάνεται και ο τύπος αντλίας που χρησιμοποιείται στην εγκατάσταση διακρίνονται σε δύο μεγάλες κατηγορίες ανάλογα με το είδος της κίνησης του κινούμενου στοιχείου: τις παλινδρομικές (reciprocating) και τις περιστροφικές (rotary).

1.3.1 Παλινδρομικές αντλίες

Μία παλινδρομική αντλία αποτελείται από το έμβολο, τον θάλαμο, τις βαλβίδες εξαγωγής και εισαγωγής και το μηχανισμό που κινεί το έμβολο. Στην πιο απλή κατασκευή, όπως αυτή που φαίνεται στο κάτωθι σχήμα, ο κύλινδρος συνδέεται με τον θάλαμο στον οποίο υπάρχουν η βαλβίδα εισαγωγής και η βαλβίδα εξαγωγής. Καθώς το έμβολο κινείται προς τα αριστερά μέσα στον κύλινδρο, κλείνει η βαλβίδα κατάθλιψης (εξαγωγής) και ο θάλαμος γεμίζει με υγρό μέσα από την ανοιχτή βαλβίδα αναρρόφησης (εισαγωγής).



Εικ. 1.5. Σχεδιάγραμμα εμβολοφόρου αντλίας

Όταν το έμβολο κινείται προς τα δεξιά κλείνει η βαλβίδα αναρρόφησης, ανοίγει η βαλβίδα κατάθλιψης και το υγρό εκτοπίζεται προς το στόμιο εξόδου. Το έμβολο κινείται παλινδρομικά από τον διωστήρα, που παίρνει κίνηση από τον κινητήρα μέσω στροφάλου.

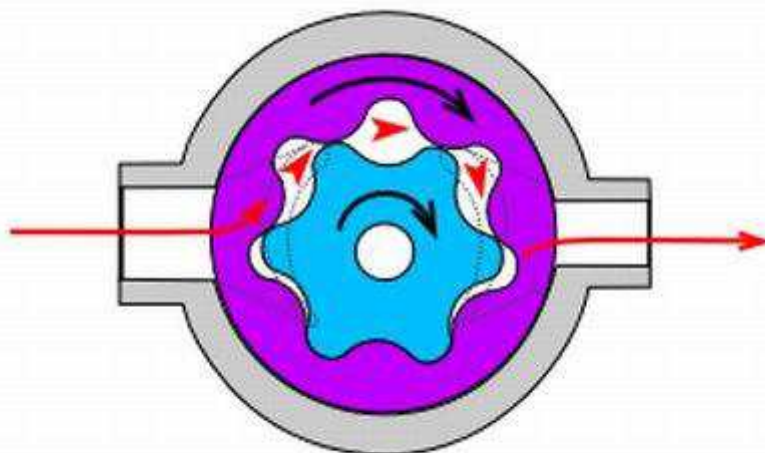
Στις αντλίες αυτές η ταχύτητα του εμβόλου περιορίζεται από την αδράνεια για αυτό και αδυνατούν να συνδεθούν απευθείας με ηλεκτροκινητήρες υψηλών στροφών. Επιπρόσθετα, η παροχή τους παρουσιάζει διακυμάνσεις λόγω της περιοδικής κίνησης του εμβόλου.

Οι παλινδρομικές αντλίες χρησιμοποιούνται για μικρής ποσότητας και υψηλής πίεσης ανάγκες όπου η απόδοση τους υπερβαίνει αυτή των φυγόκεντρων αντλιών. Για παράδειγμα η διακίνηση υγρού με παροχή 10 l/s και πίεση εξόδου 100 bar θα ήταν από μηχανικής πλευράς απόλυτα εφικτή για μία φυγόκεντρη αντλία, αλλά για την εν λόγω διεργασία ο βαθμός απόδοσης μίας φυγόκεντρης αντλίας είναι περίπου 45% και ως εκ τούτου θα απαιτεί διπλάσια ισχύ για τη λειτουργία της σε σχέση με μία παλινδρομική αντλία που για την εν λόγω διεργασία έχει βαθμό απόδοσης περί το 80% [26].

1.3.2 Περιστροφικές αντλίες

Η δεύτερη μεγάλη κατηγορία αντλιών θετικής εκτόπισης, όπως ήδη έχει αναφερθεί, είναι οι περιστροφικές αντλίες. Το ευρύτατο πεδίο εφαρμογών τους εκτείνεται σε κάθε είδους καθαρό υγρό που έχει κάποια λιπαντική ικανότητα και επαρκές ιξώδες για να αποφευχθεί η υπερβολική διαρροή μέσα από τα διάκενα στην απαιτούμενη πίεση. Γενικά στις περιστροφικές αντλίες ασκούνται πιο μικρές αδρανειακές δυνάμεις και για αυτό το λόγο χρησιμοποιούνται για

μεγαλύτερες παροχές και μικρότερες πιέσεις σε σχέση με τις παλινδρομικές αντλίες. Είναι ελαφρές και μικρού όγκου και παρουσιάζουν μεγάλη ποικιλία τύπων με κυριότερους τις αντλίες με ολισθαίνοντες σύρτες (sliding-gates) και τις γραναζωτές αντλίες (gear pumps).



Εικ. 1.6. Τομή περιστροφικής αντλίας [27]

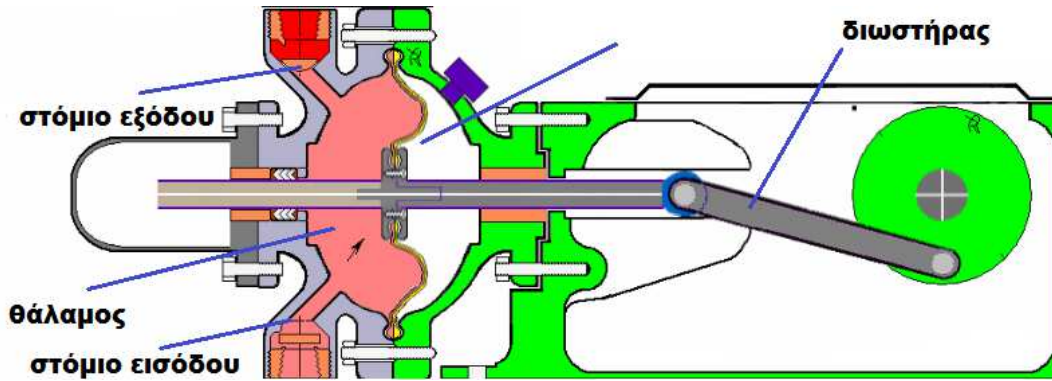
Πίνακας 1.1 Σύγκριση κατηγοριών αντλιών θετικής εκτόπισης

Κατηγορία αντλίας	Εμβολοφόρος αντλία	Αντλία Διαφράγματος	Ελικοειδής αντλία	Αντλία Λοβού	Οδοντωτή αντλία
Πίεση εξόδου [barg] ^[15]	1-200	1-80	1-100	1-30	1-500
Παροχές [m ³ /h] ^[15]	1-1000	0.01-100	0.01-100	0.1-100	0.05-100
Μορφή ροής ^[28]	Διακεκομμένη	Διακεκομμένη	Συνεχής	Συνεχής	Συνεχής
Διαρροές ^[28]	Λίγες	Καθόλου	Λίγες	Λίγες	Λίγες
Συχνότητα συντήρησης ^[29]	Υψηλή	Υψηλή	Μέση	Μέση	Μέση

1.4 Αντλίες διαφράγματος

Οι αντλίες διαφράγματος είναι αντλίες θετικής εκτόπισης που διαθέτουν κάποια ελαστική μεμβράνη (διάφραγμα) το οποίο είναι πακτωμένο περιφερειακά για λόγους στεγάνωσης σε σταθερό περίβλημα. Το διάφραγμα, που έρχεται σε απευθείας επαφή με το υγρό, παίρνει κίνηση είτε μηχανικά, είτε υδραυλικά είτε πνευματικά.

Το διάφραγμα κατασκευάζεται συνήθως από συνθετικό καουτσούκ ενισχυμένο με κάποιο είδος υφάσματος. Τα υλικά των διαφραγμάτων περιλαμβάνουν συνήθως τα περισσότερα είδη συνθετικού καουτσούκ: βουτύλιο, βιτόν, τεφλόν κλπ. Διαφορετικοί συνδυασμοί υλικών από τα οποία κατασκευάζονται τόσο η αντλία όσο και ειδικά το διάφραγμα μπορούν να καλύψουν ένα μεγάλο εύρος διαφορετικών αντλητικών αναγκών.



Εικ. 1.7. Σχεδιάγραμμα αντλίας διαφράγματος

Οι αντλίες διαφράγματος είναι πολύ κατάλληλες ως δοσομετρικές αντλίες (metering pumps) στη χημική βιομηχανία όπως και σε άλλες εφαρμογές καθώς μετατοπίζουν προκαθορισμένη ποσότητα υγρού για κάθε εμβολισμό και το υγρό δεν έρχεται σε επαφή με τα άλλα μέρη και τους μηχανισμούς της αντλίας, παρά μόνο με το ελαστικό διάφραγμα και τις βαλβίδες. Έτσι, αποφεύγεται τόσο η μόλυνση του υγρού όσο και η διάβρωση ή φθορά των κινούμενων μερών της αντλίας [28].

Είναι κατάλληλες για άντληση υγρών θερμοκρασίας μέχρι 100°C και σε ειδικές περιπτώσεις μέχρι και 120°C. Δεν υπερθεμαίνονται και δεν εμφανίζουν διαρροές γιατί δεν διαθέτουν στυπιοθλίπτη. Είναι αντεκρηκτικού τύπου και δεν παρουσιάζουν ηλεκτρικούς κινδύνους. Τέλος, λειτουργούν με χαμηλές ταχύτητες και δεν βλάπτουν υγρά ευαίσθητα σε διάτμηση όπως τα LATEX [11].

1.5 Κίνητρο μελέτης αντλιών

Για την τεκμηρίωση της αναγκαιότητας μελέτης της λειτουργίας των αντλιών σε μία εγκατάσταση ORC, κρίνεται σκόπιμο να παρατεθούν αρχικά ορισμένες χρήσιμες παράμετροι. Ο λόγος επιστρεφόμενου έργου (back-work ratio) ορίζεται ως το πηλικό του καταναλισκόμενου από την αντλία έργου, \dot{W}_{pump} , δια του παραγόμενου από τον εκτονωτή έργου, \dot{W}_{exp} .

$$r_w = \frac{\dot{W}_{pump}}{\dot{W}_{exp}} \quad (1.1)$$

Ο δε λόγος θερμοκρασιών για την περίπτωση ενός κύκλου Rankine ορίζεται ως κάτωθι:

$$r_T = \frac{T_{evap} - T_{cond}}{T_{crit} - T_{cond}} \quad (1.2)$$

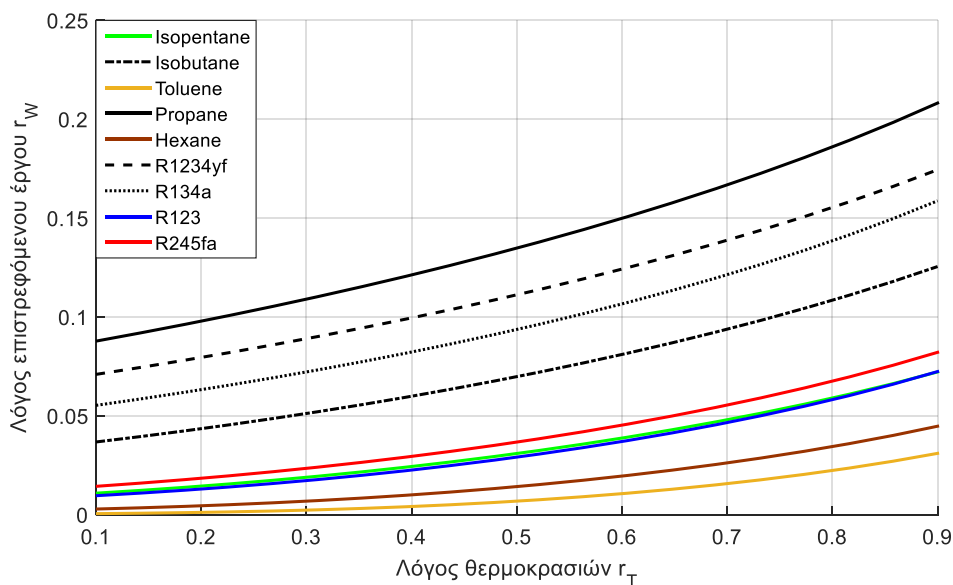
όπου,

T_{evap} είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης

T_{cond} είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου

και T_{crit} η κρίσιμη θερμοκρασία του οργανικού μέσου που χρησιμοποιείται στον κύκλο Rankine.

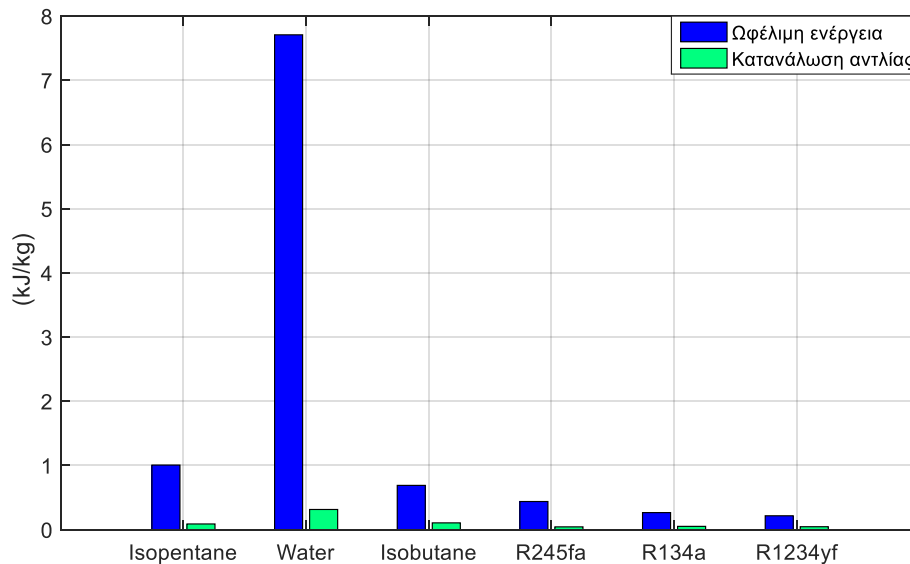
Για την περίπτωση ενός συμβατικού υποκρίσιμου κύκλου ORC, εφόσον δεν λαμβάνονται οι απώλειες της αντλίας υπόψιν, το ιδανικό θα ήταν η θερμοκρασία ατμοποίησης να είναι όσο το δυνατόν πιο κοντά στην κρίσιμη θερμοκρασία του οργανικού μέσου, συνεπώς ο λόγος θερμοκρασιών, r_T , να είναι κατά το δυνατόν πιο κοντά στη μονάδα. Ωστόσο, η επίδραση της αντλίας στον βαθμό απόδοσης, καθώς η υψηλή πίεση του κύκλου και κατ' επέκταση η θερμοκρασία ατμοποίησης αυξάνεται, γίνεται όλο και πιο σημαντική. Επιπλέον, όπως είναι αναμενόμενο, η επίδραση αυτή της αντλίας, η οποία αποτυπώνεται στο διάγραμμα της Εικ.1.8, είναι διαφορετική για κάθε οργανικό μέσο, αναδεικνύοντας την σημασία εκλογής του κατάλληλου οργανικού μέσου για ένα δεδομένο κύκλο λειτουργίας, ώστε να μεγιστοποιηθεί η απόδοση αυτού.



Εικ. 1.8. Συμπεριφορά του λόγου επιστρεφόμενου έργου σαν συνάρτηση του λόγου θερμοκρασιών για διάφορα οργανικά μέσα

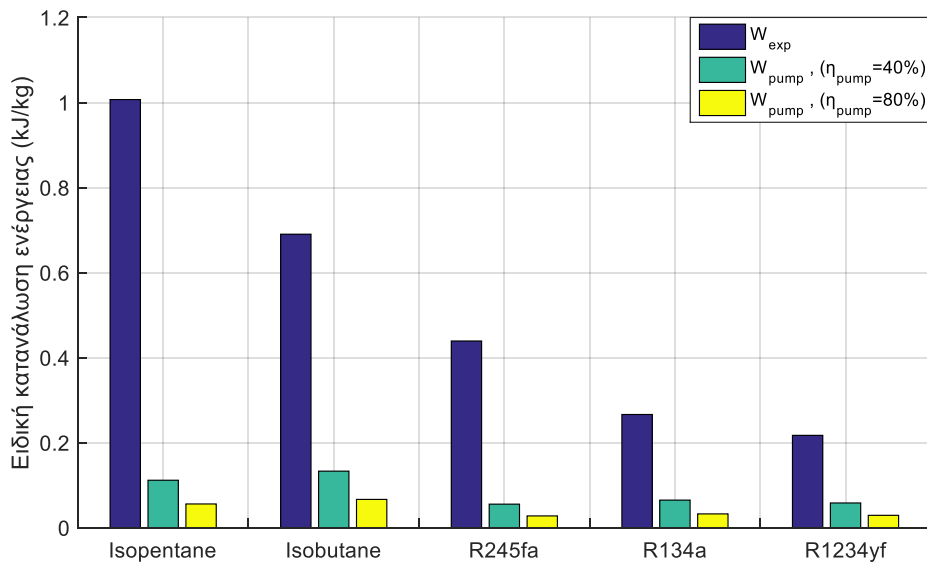
Κατά πλήρη αντιστοιχία, για ένα δεδομένο κύκλο ORC είναι εύκολο να κατασκευαστεί ένα διάγραμμα που να απεικονίζει την συσχέτιση του ωφέλιμου έργου ανά μονάδα οργανικού

ρευστού με την ειδική κατανάλωση της αντλίας για ένα σύνολο οργανικών ρευστών, όπως φαίνεται στην Εικ. 1.9. Στο ίδιο διάγραμμα παρουσιάζεται και η ίδια συσχέτιση για την περίπτωση του νερού, αναδεικνύοντας πως στην περίπτωση του οργανικού μέσου η επίδραση του καταναλισκώμενου από την αντλία έργου στον βαθμό απόδοσης είναι πιο σημαντική.



Εικ. 1.9. Ειδική κατανάλωση αντλίας ανά μονάδα οργανικού μέσου και συσχέτιση με την ανά μονάδα οργανικού μέσου παραγόμενη ενέργεια

Ιδιαίτερης σημασίας για την λειτουργία της αντλίας και κατ' επέκταση την απόδοση της εγκατάστασης είναι ο βαθμός απόδοσης της αντλίας. Στην Εικ.1.10 παρουσιάζεται η απόκλιση της ειδικής κατανάλωσης της αντλίας για δύο τιμές του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης αυτής και η συσχέτιση με την ανά μονάδα οργανικού ρευστού παραγόμενη ενέργεια στον εκτονωτή. Όπως είναι εμφανές, η αύξηση του βαθμού απόδοσης της αντλίας μειώνει αισθητά τις ιδιοκαταναλώσεις του συστήματος και έχει θετική επίδραση στον βαθμό απόδοσης της εγκατάστασης. Σε επιβεβαίωση του άνωθεν ισχυρισμού, ο Lin et al. [30] ερεύνησε την επίδραση 7 διαφορετικών αντλιών με εύρος βαθμών απόδοσης μεταξύ 31% και 81% και ανέφερε ότι η αντίστοιχη διακύμανση του ολικού βαθμού απόδοσης της εγκατάστασης ήταν μεταξύ 7,1% και 9,2%.

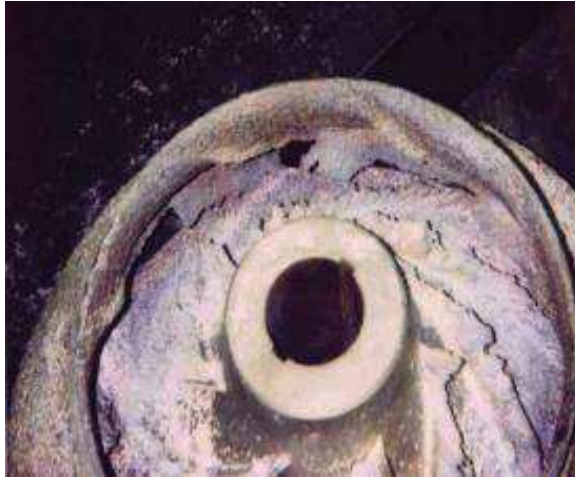


Εικ. 1.10. Ειδική κατανάλωση αντλίας για δύο ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της αντλίας και για διάφορα οργανικά μέσα

1.6 Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στις αντλίες

Η σπηλαίωση είναι ένα φαινόμενο που ενεργοποιείται όταν η στατική πίεση τοπικά γίνεται μικρότερη από την πίεση ατμοποίησης του υπό διακίνηση ρευστού, οπότε και αναπτύσσεται ένας θύλακας ατμοποιημένου υγρού [31, 32]. Οι θύλακες αναπτύσσονται κατά την κατεύθυνση της ροής του ρευστού και καθώς το ρευστό οδηγείται προς ζώνες υψηλής πίεσης, ορισμένοι από τους θύλακες δύνανται να «καταρρεύσουν», αναπτύσσοντας τοπικά πιέσεις ως και 10000 atm [33, 34].

Η σπηλαίωση αναπτύσσεται πάντοτε κοντά στις περιρρέομενες στερεές επιφάνειες καθότι εκεί εμφανίζονται οι υψηλότερες τιμές της ταχύτητας ροής και συνεπώς οι χαμηλότερες τιμές της στατικής πίεσης [12]. Για την περίπτωση των αντλιών, η σπηλαίωση αποτελεί ένα από τα δυσμενέστερα προβλήματα που λαμβάνει χώρα στο στόμιο εισόδου, καθότι εκεί συναντάται η χαμηλότερη τιμή της πίεσης [35]. Συνέπειες αυτού του φαινομένου είναι η αύξηση των δονήσεων και του θορύβου της αντλίας, μείωση της απόδοσης της αντλίας και διάβρωση, η οποία μπορεί να οδηγήσει σε καταστροφή της αντλίας [36, 37]. Πιο συγκεκριμένα, αναφορικά με την απόδοση της αντλίας, υφίσταται ένα επίπεδο της πίεσης στην είσοδο της αντλίας κάτω από το οποίο η πτώση της απόδοσης είναι σχεδόν κατακόρυφη εμοδίζοντας εξ ολοκλήρου την λειτουργία της αντλίας [38]. Επιπρόσθετα, η σπηλαίωση έχει σημαντικές επιπτώσεις και στη δυναμική συμπεριφορά της ροής, δημιουργώντας αρκετά σημεία αστάθειας, που μπορούν να θέσουν σε κίνδυνο την δομική υπόσταση της αντλίας [31].



Εικ. 1.11. Διάβρωση της πτερωτής φυγόκεντρης αντλίας λόγω σπηλαιώσης [33]

Για την ποσοτική εκτίμηση του φαινομένου της σπηλαιώσης εισήχθη ο όρος του διαθέσιμου ύψους σπηλαιώσης (net positive suction head, NPSH), το οποίο υπολογίζεται από την κάτωθι σχέση:

$$NPSH_{actual} = \frac{p_{res}}{\rho g} + H - \frac{\Delta p_{r-p}}{\rho g} - \frac{p_{sat}}{\rho g} \quad (1.3)$$

Όπου,

p_{res} είναι η πίεση του τροφοδοτικού δοχείου ανάντι της αντλίας

ρ είναι η πυκνότητα του οργανικού μέσου

g είναι η επιτάχυνση της βαρύτητας

H είναι η υψομετρική διαφορά μεταξύ της αντλίας και του τροφοδοτικού δοχείου

Δp_{r-p} είναι η πτώση πίεσης μεταξύ τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας

και p_{sat} είναι η πίεση ατμοποίησης του οργανικού μέσου για τη δεδομένη θερμοκρασία.

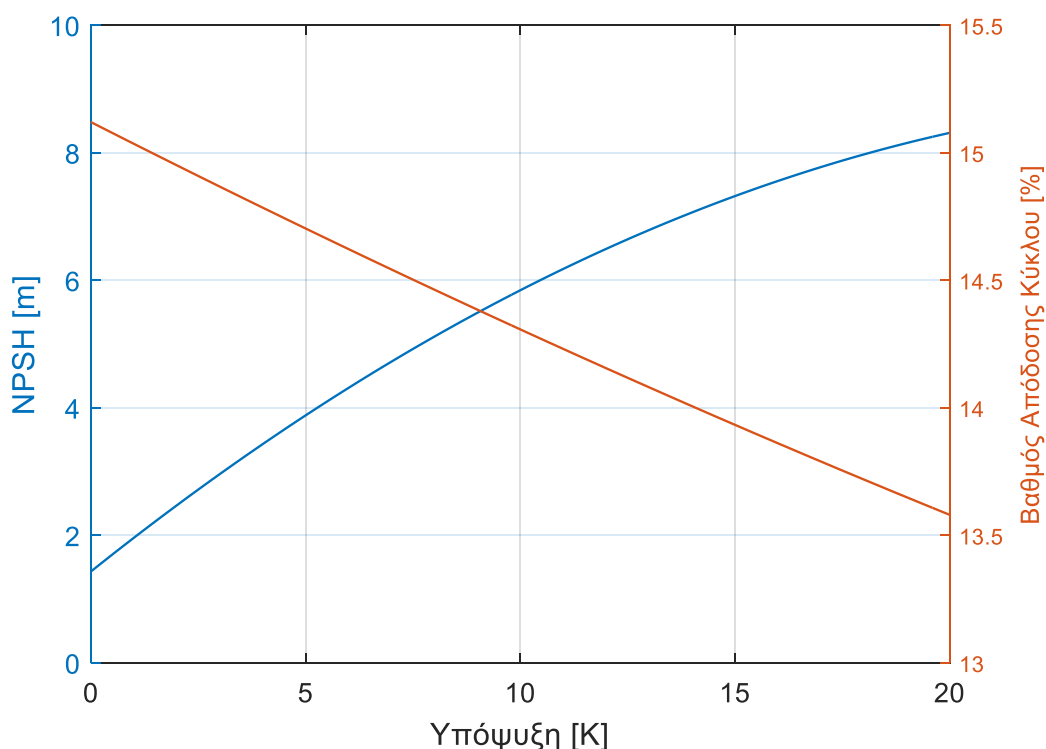
Στις πρακτικές εφαρμογές, ο κατασκευαστής παρέχει την κρίσιμη τιμή του ύψους σπηλαιώσης, η οποία πρέπει να είναι χαμηλότερη από την τιμή που προκύπτει από την σχέση (1.3), ώστε να μην τεθεί σε λειτουργία το φαινόμενο της σπηλαιώσης [39].

$$NPSH_{actual} > NPSH_{crit} \quad (1.4)$$

Όπως συμπεραίνεται και από την σχέση (1.3) υπάρχουν πολλοί παράγοντες που συμβάλλουν στην εκδήλωση της σπηλαιώσης. Μεταξύ αυτών, κυριότεροι είναι η αύξηση της πίεσης

ατμοποίησης, λόγω αύξησης της τοπικής θερμοκρασίας, η αύξηση της πτώσης πίεσης ανάντι της αντλίας και η εσφαλμένη τοποθέτηση του τροφοδοτικού δοχείου σε ύψος τέτοιο ώστε να έχει αρνητική ή μηδενική επίδραση στο διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης. Συνεπώς, για την αποφυγή της σπηλαίωσης κύρια μέτρα πρόληψης είναι η αύξηση της πίεσης στο τροφοδοτικό δοχείο, τοποθέτηση του τροφοδοτικού δοχείου σε κατάλληλο ύψος σε σχέση με την αντλία, ώστε να αυξάνει το διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης, μείωση μέσω κατάλληλης συνδεσμολογίας των υδραυλικών απωλειών στο τμήμα που συνδέει το τροφοδοτικό δοχείο και την αντλία και, τέλος, ψύξη του εργαζόμενου μέσου πριν την είσοδο στην αντλία με σκοπό την μείωση της πίεσης ατμοποίησης. Σε περιπτώσεις εκτεταμένης πτώσης πίεσης στον κλάδο που συνδέει το τροφοδοτικό δοχείο με την αντλία, δυνάται να χρησιμοποιηθούν βοηθητικές ενδιάμεσες αντλίες που θα εξομαλύνουν την πτώση πίεσης.

Το μέτρο της υπόψυξης του εργαζόμενου μέσου πριν την είσοδο στην αντλία είναι μία ιδιαίτερα διαδεδομένη και αποτελεσματική μέθοδος για τον περιορισμό του φαινομένου της σπηλαίωσης. Ωστόσο, μείωση της θερμοκρασίας συνεπάγεται και μείωση του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Συνεπώς, η εκλογή του βαθμού υπόψυξης του μέσου πριν την είσοδο στην αντλία είναι αποτέλεσμα συμβιβασμού μεταξύ της αύξησης του διαθέσιμου ύψους σπηλαίωσης και, ως εκ τούτου, της προστασίας από την σπηλαίωση και της μείωσης του βαθμού απόδοσης του κύκλου. Ένα ποσοτικό παράδειγμα της επίδρασης της υπόψυξης του ρευστού στο διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης και τον βαθμό απόδοσης του κύκλου παρουσιάζεται στην Εικ. 1.12.



Εικ. 1.12. Η συσχέτιση του βαθμού υπόψυξης με το διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης και τον βαθμό απόδοσης του κύκλου [40]

Οι αντλίες αποτελούν, όπως ήδη αναπτύχθηκε μία ιδιαίτερα κρίσιμη συνιστώσα για την απόδοση εν γένει μιας εγκατάστασης ORC, με αποτέλεσμα η πιο αναλυτική μελέτη αυτής να κρίνεται επιβεβλημένη. Επιπλέον, λόγω του γεγονότος ότι τα συστήματα ORC συχνά δουλεύουν σε σημεία εκτός του ονομαστικού σημείου λειτουργίας (off-design operation) κρίνεται σκόπιμο να μελετηθεί και προβλεφθεί η συμπεριφορά της αντλίας σε αυτά τα σημεία ώστε να αποφευχθούν τυχόν προβλήματα στην ομαλή λειτουργία της εγκατάστασης, όπως συνεπάγεται εκδήλωση του φαινομένου της σπηλαίωσης.

Κεφάλαιο 2. Η πειραματική εγκατάσταση

Στο παρόν κεφάλαιο περιγράφεται η αντλητική εγκατάσταση και το πως αυτή συνδέεται με την λοιπή μονάδα ORC. Η πειραματική εγκατάσταση ORC είναι εξοπλισμένη με μία αντλία πολλαπλών διαφραγμάτων, δεδομένης της μικρής ισχύος της εγκατάστασης καθώς και την ανάγκη περιορισμού των απωλειών του οργανικού μέσου.

2.1 Συστήματα ανάκτησης θερμότητας από κινητήρες diesel πλοίων

Σύστημα ανάκτησης θερμότητας (waste heat recovery) ορίζεται ένα σύστημα παραγωγής ωφέλιμου έργου που τροφοδοτείται από την απορριπτόμενη θερμότητα κάποιας θερμικής διεργασίας [41]. Ανάλογα με την εφαρμογή το παραγόμενο έργο δύναται να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας ή για την κάλυψη θερμικών αναγκών.

Στην περίπτωση των πλοίων ένα μεγάλο ποσοστό της ενέργειας δεν είναι εφικτό να αξιοποιηθεί από τις Μ.Ε.Κ. και απορρίπτεται υπό τη μορφή θερμότητας. Τα συστήματα ανάκτησης θερμότητας προσφέρουν την δυνατότητα αξιοποίησης ενός τμήματος της ενέργειας αυτής για την εξυπηρέτηση δευτερεύουσων αναγκών του πλοίου. Βασικές πηγές απωλειών στις Μ.Ε.Κ αποτελούν το νερό που ψύχει τον αέρα εισαγωγής στο τμήμα υψηλής θερμοκρασίας, το νερό που ψύχει τα λοιπά συστήματα (τμήμα χαμηλής θερμοκρασίας) και τα θερμά καυσαέρια που εξέρχονται από τις μηχανές. Η δυνατότητα αξιοποίησης της απορριπτόμενης θερμότητας από τα προαναφερθέντα συστήματα έγκειται στο θερμοκρασιακό επίπεδο αυτών. Στον Πίνακα 2.1 παρουσιάζονται τα βασικά χαρακτηριστικά των πηγών που προαναφέρθηκαν για τον κινητήρα MAN 48/60 CR.

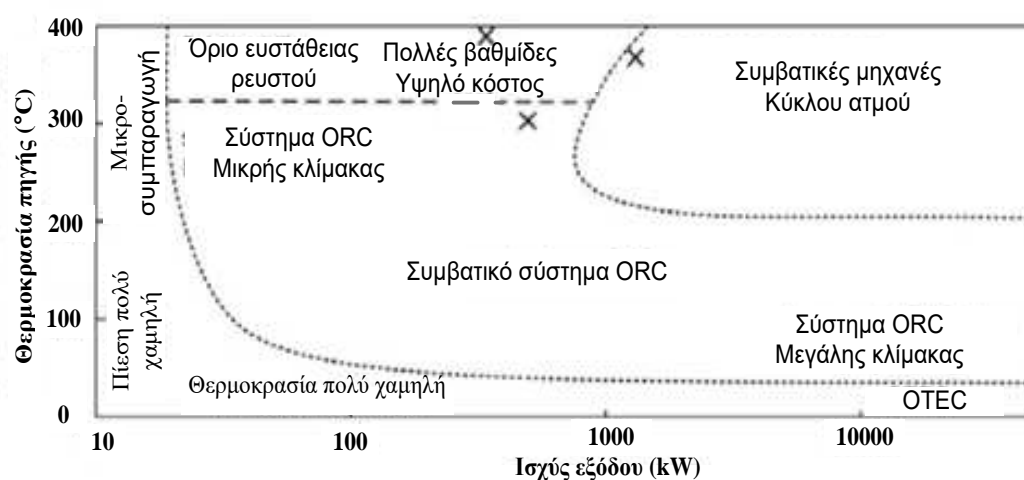
Πίνακας 2.1. MAN 48/60CR θερμοκρασία και ενεργειακό περιεχόμενο πηγών θερμότητας για διάφορα φορτία λειτουργίας [42]

Πηγή θερμότητας	Μέγεθος	Φορτίο λειτουργίας			
		50%	75%	85%	100%
Νερό ψύξης (χαμηλής θερμοκρασίας)	Θερμότητα	27.9%	24.7%	23.1%	22.2%
	Θερμοκρασία	40°C/70 °C	40°C/70 °C	40°C/70 °C	40°C/70 °C
Νερό ψύξης (υψηλής θερμοκρασίας)	Θερμότητα	30.2%	40.3%	39.7%	44.7%
	Θερμοκρασία	90 °C/95 °C	90 °C/95 °C	90 °C/95 °C	90 °C/95 °C
Καυσαέρια	Θερμότητα	40.1%	30.4%	28.3%	31.9%
	Θερμοκρασία	371 °C	326 °C	325 °C	342 °C

Από τον παραπάνω πίνακα προκύπτει ότι μέσω του νερού διαφεύγουν από το σύστημα ποσά ενέργειας που υπερβαίνουν το 50% του ωφέλιμου μηχανικού έργου που παράγεται από τις μηχανές. Από την άλλη πλευρά, τα θερμά καυσαέρια ευθύνονται για απώλειες της τάξης του 30% του ωφέλιμου έργου, αν και πρέπει να σημειωθεί ότι οι συγκεκριμένες τιμές προέκυψαν με θερμοκρασία αναφοράς για τα καυσαέρια τους 190°C [42]. Αναφορικά με το θερμοκρασιακό επίπεδο των τριών πηγών απορριπτόμενης ενέργειας τα καυσαέρια εξέρχονται σε υψηλά θερμοκρασιακά επίπεδα, ενώ το νερό ψύξης βρίσκεται σε χαμηλό θερμοκρασιακό επίπεδο.

2.1.1 Επιλογή συστήματος ανάκτησης θερμότητας

Όπως έχει ήδη αναφερθεί, το θερμοκρασιακό επίπεδο της πηγής απορριπτόμενης θερμότητας είναι κριτικής σημασίας για το σύστημα ανάκτησης θερμότητας καθώς καθορίζει την τεχνολογία που θα εφαρμοσθεί για την αποδοτικότερη εκμετάλλευση της πηγής θερμότητας. Στην Εικ.13 παρουσιάζεται η περιοχή αποδοτικής λειτουργίας για συστήματα νερού-ατμού και συστήματα ORC ανάλογα με την διαθέσιμη ισχύ και το θερμοκρασιακό επίπεδο της πηγής.



Εικ. 2.1. Περιοχή εφαρμογής συστημάτων Νερού- Ατμού και συστημάτων Οργανικού Κύκλου Rankine [43]

Όπως προκύπτει από την Εικ.2.1, για χαμηλές και μέσες θερμοκρασίες (έως 200°C) ο συμβατικός κύκλος νερού-ατμού δεν είναι αποδοτικός με αποτέλεσμα η επιλογή του ORC να αποτελεί την πιο ενδεδειγμένη επιλογή. Εν γένει, οι περισσότερες εφαρμογές του ORC είναι για πηγές θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας και μικρής και μέσης ισχύος (έως 1000kW). Σε περίπτωση μεγαλύτερης ισχύος, η μονάδα ORC είναι εξαιρετικά ακριβή με αποτέλεσμα να απαιτείται τεχνο-οικονομική ανάλυση της συγκεκριμένης μονάδας.

Βάση και του Πίνακα 2.1 είναι εμφανές ότι τα νερά ψύξης αποτελούν μία χαμηλής θερμοκρασίας πηγή θερμότητας, η οποία δύναται να αξιοποιηθεί μόνο από ένα σύστημα ORC. Από την άλλη πλευρά τα καυσαέρια βάσει της υψηλής του θερμοκρασίας προσφέρουν τη δυνατότητα χρήσης ενός συστήματος νερού-ατμού για την αξιοποίηση της απορριπτόμενης, μέσω αυτών, θερμότητας.

Στην προκείμενη εργαστηριακή εγκατάσταση μελετήθηκε η ανάκτηση θερμότητας από τα νερά ψύξης της μηχανής και ως εκ τούτου η επιλογή ενός συστήματος ORC, όπως αιτιολογήθηκε παραπάνω, αποτελούσε μονόδρομο.

2.1.2 Εκλογή εργαζόμενου μέσου

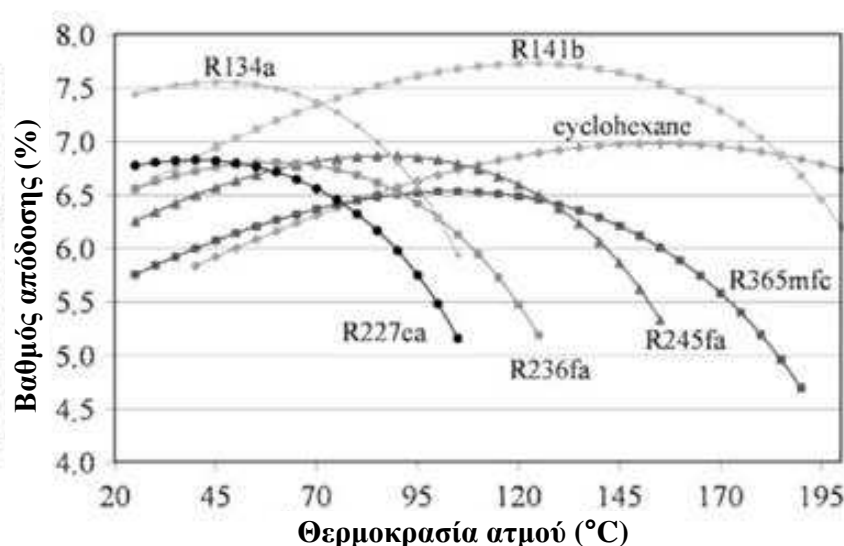
Η επιλογή του εργαζόμενου μέσου σε ένα οργανικό κύκλο Rankine είναι καθοριστικής σημασίας για την απόδοση του συστήματος, έχοντας σαν δεδομένη την πηγή θερμότητας συνεπώς και τη μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου [4]. Βασικά κριτήρια επιλογής του κατάλληλου οργανικού μέσου είναι τα εξής [44-47]:

- i. Η μεγιστοποίηση της αποδιδόμενης ισχύος για τον δεδομένο κύκλο
- ii. Η καμπύλη κορεσμού να είναι είτε θετική είτε κατακόρυφη, ώστε να αποφευχθεί το ενδεχόμενο η έξοδος του εκτονωτή να είναι εντός της διφασικής περιοχής, που συνεπάγεται το σχηματισμό σταγονιδίων που είναι καταστροφικά για τη λειτουργία του εκτονωτή
- iii. Η κατά το δυνατόν μεγάλη τιμή της πυκνότητας του ρευστού, ώστε να περιοριστεί το μέγεθος του εξοπλισμού
- iv. Σε περίπτωση υποκρίσιμου κύκλου (που είναι και ο πιο συνηθισμένος) η κρίσιμη πίεση να είναι υψηλότερη της υψηλής πίεσης του κύκλου
- v. Η τιμή της πίεσης κορεσμού που αντιστοιχεί στην μέγιστη θερμοκρασία του κύκλου να είναι εντός λογικών ορίων. Πολύ υψηλές τιμές της πίεσης μπορεί να οδηγήσουν σε προβλήματα διαρροών στον εξοπλισμό, ή σε πιο ακραίες περιπτώσεις ανάγκη για αλλαγή τμήματος του εξοπλισμού με πιο ανθεκτικά σε υψηλές πιέσεις μηχανήματα. Ενδεικτικά οι ανοιχτού τύπου εκτονωτές δύνανται να λειτουργήσουν με πιέσεις εισόδου έως 32 bar, κατά αυτόν τον τρόπο για πιο υψηλές πιέσεις πρέπει να χρησιμοποιηθούν κλειστού τύπου εκτονωτές, γεγονός που αυξάνει σημαντικά το κόστος
- vi. Η πίεση συμύκνωσης να είναι μεγαλύτερη της ατμοσφαιρικής για την αποφυγή διαρροών και αντιστροφής της ροής
- vii. Η εναρμόνιση με το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ και ο περιορισμός εν γένει του περιβαλλοντικού αποτυπώματος, μέσω των χαμηλών τιμών του δυναμικού καταστροφής του όζοντος (ozone depletion potential- ODP) και του δυναμικού υπερθέρμανσης του πλανήτη (global warming potential - GWP)
- viii. Η αναφλεξιμότητα και η τοξικότητα του εργαζόμενου μέσου.
- ix. Η διαθεσιμότητα και το κόστος του εργαζόμενου μέσου.

Στον Πίνακα 2.2 συνοψίζονται τα ευρέως χρησιμοποιούμενα σε συστήματα ORC οργανικά ρευστά και τα βασικά θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά αυτών. Στην Εικ.2.2 ο Schuster et al. συνέκρινε τις θερμοδυναμικές αποδόσεις διαφόρων βασικών οργανικών ρευστών ανάλογα με την θερμοκρασία του προκύπτοντος ατμού (μέγιστη θερμοκρασία κύκλου).

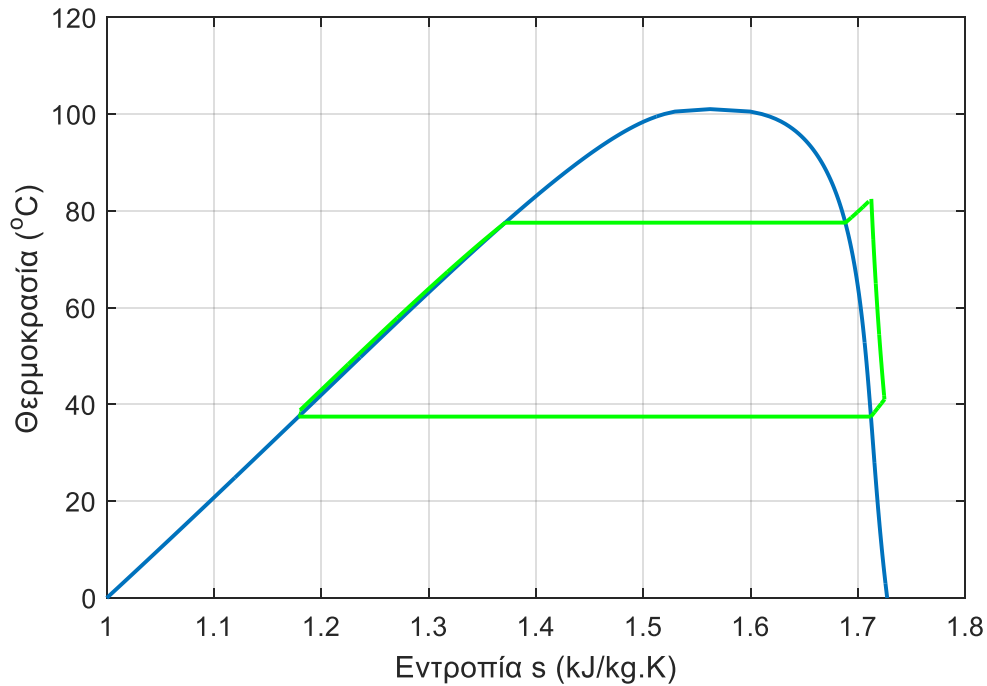
Πίνακας 2.2. Θερμοδυναμικά χαρακτηριστικά βασικών οργανικών ρευστών [48]

Οργανικό ρευστό	T _c (°C)	P _c (bar)	T _b (°C)	P _{20°C} (bar)
R134a	101.06	40.59	-26.11 ^[49]	5.71
R227ea	101.75	29.25	-16.34 ^[50]	3.89
R245fa	154.01	36.51	14.89 ^[51]	1.23
R1234yf	94.70	33.82	-29.45 ^[52]	5.92
Isopentane	187.20	33.75	27.70 ^[53]	0.77
Cyclohexane	280.49	40.75	80.74 ^[54]	0.10
Toluene	318.60	41.26	110.60 ^[55]	0.03
R407C	86.03	46.29	-43.56 ^[56]	10.38
R410A	71.35	49.02	-51.44 ^[52]	14.48



Εικ. 2.2. Θερμοδυναμική απόδοση διαφόρων οργανικών ρευστών για διάφορες θερμοκρασίες του εξερχόμενου ατμού [57]

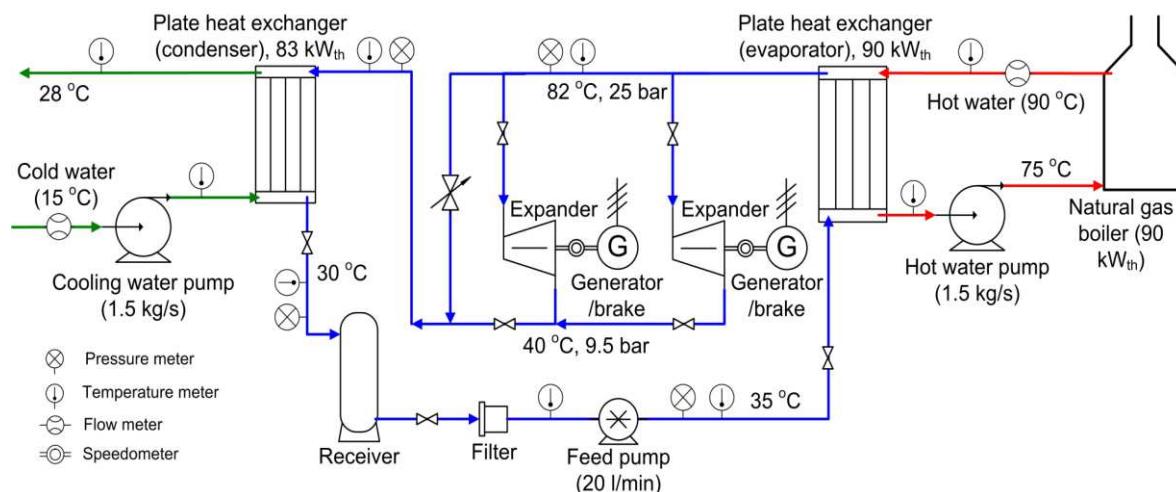
Για τις ανάγκες της πειραματικής εγκατάστασης του εργαστηρίου Ατμοκινητήρων και Λεβήτων του ΕΜΠ εξελέγη το εργαζόμενο μέσο R134a, το οποίο έχει ικανοποιητική απόδοση για το δεδομένο θερμοκρασιακό επίπεδο της εν λόγω εφαρμογής. Σημαντικά κριτήρια για την τελική εκλογή αποτέλεσε η ευρεία χρήση και η αξιοπιστία των ήδη υπάρχοντων συστημάτων που χρησιμοποιούν το συγκεκριμένο μέσο, όπως επίσης η διαθεσιμότητα και το χαμηλό κόστος αυτού. Στην Εικ.2.3 που ακολουθεί παρουσιάζεται το διάγραμμα θερμοκρασίας εντροπίας του κύκλου για το δεδομένο εργαζόμενο μέσο.



Εικ. 2.3. Διάγραμμα θερμοκρασίας-εντροπίας για το θερμοδυναμικό κύκλο της πειραματικής εγκατάστασης

2.2 Περιγραφή της πειραματικής μονάδας

Η μονάδα «marine ORC» βασίζεται σε ένα συμβατικό κύκλο ORC χαμηλής θερμοκρασίας που χρησιμοποιεί σαν οργανικό μέσο το R134a. Η πειραματική μονάδα έχει κατασκευαστεί σαν μονάδα ανάκτησης της απορριπτόμενης θερμότητας του νερού ψύξης μηχανών εσωτερικής καύσης Diesel σε πλοία. Για να εξισωθεί προσεγγιστικά στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας των εν λόγω μηχανών, το θερμικό φορτίο που παραλαμβάνει ο κύκλος ORC μέσω του ατμοποιητή θεωρείται ίσος με $90 \text{ kW}_{\text{th}}$ σε χαμηλή θερμοκρασία, περί τους 90°C , και στην προκείμενη διάταξη παράγεται από ένα λέβητα φυσικού αερίου. Το θερμικό φορτίο του, εν λόγω, λέβητα είναι μεταβλητό και ως εκ τούτου ικανοποιητική προσομοίωση των συνθηκών μερικού φορτίου μπορεί να επιτευχθεί. Στην Εικ.2.4 παρουσιάζεται η σχηματική διάταξη της πειραματικής εγκατάστασης.



Εικ. 2.4. Σχηματική απεικόνιση της πειραματικής διάταξης "marine ORC"[58]

Όπως φαίνεται και από την Εικ.2.4, το οργανικό μέσο οδηγείται στην αντλία από το τροφοδοτικό δοχείο σε πίεση 9.5 bar και θερμοκρασία περί τους 30°C. Οι συνθήκες αυτές διατηρούνται σταθερές μέσω ελέγχου με ρυθμιστική βαλβίδα της ροής του ψυχρού ρεύματος νερού στον συμπυκνωτή. Η αντλία είναι μία αντλία θετικής εκτόπισης πολλαπλών διαφραγμάτων και η πίεση που επιτυγχάνει στην έξοδο κυμαίνεται μεταξύ 22 και 25 bar, ανάλογα με τις συνθήκες λειτουργίας του κύκλου. Στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας η αντλία έχει περιστροφική ταχύτητα 960rpm και διακινεί το ρευστό εντός του κύκλου με παροχή όγκου περί τα 20 lt/min. Η περιστροφική ταχύτητα της αντλίας ρυθμίζεται από έναν inverter συχνότητας, επιτρέποντας έτσι την ευέλικτη ρύθμιση της παροχής όγκου του ρευστού σε κάθε χρονική στιγμή σύμφωνα με τις απαιτήσεις του επιθυμητού βαθμού υπερθέρμανσης και του φορτίου της μονάδας.

Ο υψηλής πίεσης ατμός εκτονώνεται σε δύο εκτονωτές σε παράλληλη σύνδεση, ενώ υπάρχει και ένας κλάδος by-pass ελεγχόμενος από ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα που συνδέει τον ατμοποιητή απευθείας με τον συμπυκνωτή. Οι εκτονωτές της εν λόγω εγκατάστασης είναι δύο ανοιχτού τύπου ελικοειδείς συμπιεστές (open drive scroll compressors) που χρησιμοποιούνται σε ανάστροφη λειτουργία, καθένας εκ των οποίων κινεί μία ασύγχρονη γεννήτρια μέσω ιμάντα, ο οποίος συμπλέκεται και αποσυμπλέκεται μέσω ενός ηλεκτρομαγνητικού κλείστρου. Οι γεννήτριες, με τη σειρά τους, συνδέονται στο 50Hz/400V δίκτυο μέσω ενός αναγεννητικού inverter, ο οποίος δύναται να παρέχει σταθερής ποιότητας ρεύμα στο δίκτυο μέσω ελέγχου των στροφών των γεννητριών και κατ' επέκταση των εκτονωτών.

Έχοντας σαν δεδομένη τη συσχέτιση της παροχής μάζας σε ογκομετρικές μηχανές με τις στροφές της μηχανής, είναι εμφανής η ρύθμιση της διακινούμενης εντός των εκτονωτών μάζας ρευστού μέσω των στροφών του εκτονωτή.

$$\dot{m} = \rho_{in} \cdot V_h \cdot N \quad (2.1)$$

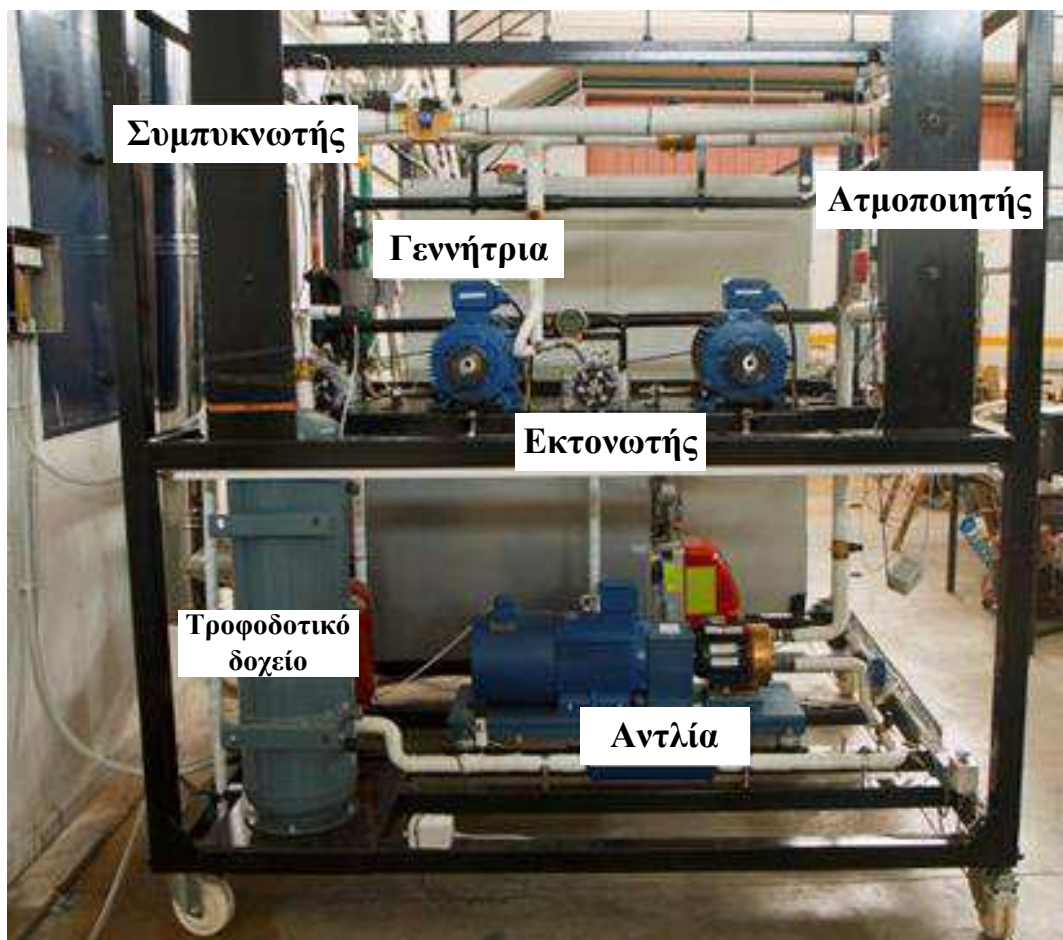
Όπου,

ρ_{in} είναι η πυκνότητα του οργανικού μέσου στην είσοδο του εκτονωτή

V_i είναι ο όγκος αναρρόφησης του εκτονωτή

N είναι η περιφερειακή ταχύτητα του εκτονωτή

Ενδεχόμενη αύξηση στην περιφερειακή ταχύτητα του εκτονωτή οδηγεί σε μείωση της πυκνότητας του ρευστού στην είσοδο και ως εκ τούτου μειώνει την αντίστοιχη πίεση εισόδου του ρευστού. Μετά τους εκτονωτές, το ρευστό οδηγείται στον συμπυκνωτή, όπου θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον, πριν το συμπύκνωμα οδηγηθεί στο τροφοδοτικό δοχείο και ο κύκλος επανεκκινήσει. Η μονάδα «marine ORC», η οποία φαίνεται στην Εικ. 2.5, παράγει 5 kWel ωφέλιμης ηλεκτρικής ενέργειας, λειτουργώντας στο σημείο λειτουργίας της με υψηλή πίεση κύκλου 25 bar και μέγιστη θερμοκρασία του οργανικού κύκλου περί τους 82°C.



Εικ. 2.5. Η πειραματική μονάδα «marine ORC» που βρίσκεται στο εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών Ε.Μ.Π.

Πέραν των βασικών συνιστωσών της πειραματικής μονάδας αξίζει να σημειωθεί ότι έχουν τοποθετηθεί και ένα πλήθος μετρητικών και ασφαλιστικών διατάξεων για την πλήρη επίβλεψη και διασφάλιση της ομαλούς λειτουργίας της διάταξης. Μεταξύ αυτών έχει τοποθετηθεί ένας αριθμός θερμοστοιχείων τύπου K και μεταλλάκτες πίεσης για την πλήρη επισκόπηση των

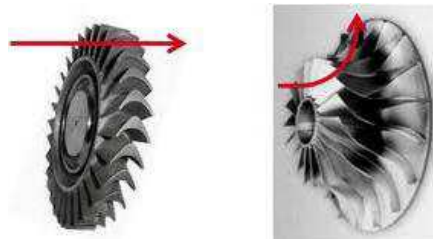
θερμοδυναμικών ποσοτήτων σε όλα τα σημεία του κύκλου, ένα ηλεκτρομαγνητικό παροχόμετρο για την παρακολούθηση της παροχής του θερμού νερού από το λέβητα, ένα παροχόμετρο τύπου coriolis για την επίβλεψη της παροχής του οργανικού ρευστού μετά την αντλία και δύο ταχύμετρα για την καταγραφή της πραγματικής περιστροφικής ταχύτητας των εκτονωτών.

Ο αυτόματος έλεγχος της διάταξης, η καταγραφή των μετρήσεων και των λοιπών γεγονότων που σχετίζεται με τη λειτουργία της εγκατάστασης υλοποιείται μέσω βιομηχανικού τύπου μονάδα PLC και τη βοήθεια του περιβάλλοντος SCADA.

2.3 Ο εκτονωτής

Ο εκτονωτής αποτελεί μία από τις πιο σημαντικές συνιστώσες ενός συστήματος ORC καθώς η λειτουργία του επηρεάζει άμεσα το βαθμό απόδοσης του συστήματος. Η εκτόνωση ενός οργανικού μέσου μπορεί να πραγματοποιηθεί με δύο κατηγορίες μηχανών: τις στροβιλομηχανές και τις μηχανές θετικής εκτόπισης.

Ως στροβιλομηχανές (turbomachines) ορίζονται οι μηχανές που συναλλάσσουν ενέργεια με το ρευστό, το οποίο ρέει συνεχώς εντός αυτών, η δε μεταφορά ενέργειας πραγματοποιείται με την δυναμική αλληλεπίδραση του ρευστού και μίας ή περισσοτέρων σειρών περιστρεφόμενων πτερυγίων [59].



Εικ. 2.6. Παραδείγματα αξονικού (αριστερά) και ακτινικού (δεξιά) στροβίλου [60]

Βασική διαφορά μεταξύ στροβιλομηχανών και μηχανών θετικής εκτόπισης αποτελεί το γεγονός ότι στις δεύτερες η συναλλαγή έργου γίνεται μέσω περιοδικών αλλαγών κατάστασης μιας συγκεκριμένης ποσότητας ρευστού μέσα σε θύλακες που δημιουργούνται εντός της μηχανής, ενώ στις στροβιλομηχανές οι αλλαγές κατάστασης συμβαίνουν συνεχώς κατά μήκος της διαδρομής του ρευστού [60]. Για συστήματα ORC μικρής κλίμακας, όπως η πειραματική εγκατάσταση, οι μηχανές θετικής εκτόπισης αποτελούν πιο ενδεδειγμένη επιλογή, λόγω των χαμηλών παροχών που απαιτούν, τους υψηλότερους λόγους πίεσης και τις πολύ χαμηλότερες στροφές σε σύγκριση με τις στροβιλομηχανές [61, 62].

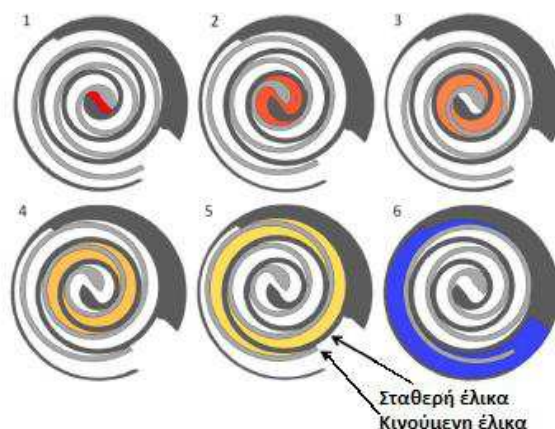
Από τους εκτονωτές θετικής εκτόπισης, οι πιο διαδεδομένοι είναι ο ελικοειδής εκτονωτής (scroll expander), ο εκτονωτής τύπου κοιλία (screw expander) και ο εμβολοφόρος εκτονωτής (piston expander). Η εκλογή του κατάλληλου τύπου γίνεται ανάλογα με την αναπτυσσόμενη ισχύ στον άξονα του εκτονωτή. Στην πειραματική εγκατάσταση, όπως έχει ήδη αναφερθεί χρησιμοποιούνται δύο εν σειρά ελικοειδείς εκτονωτές. Οι ελικοειδείς εκτονωτές, στις

περισσότερες περιπτώσεις, έχουν αρχικά κατασκευαστεί σαν ελικοειδείς συμπιεστές, οι οποίοι χρησιμοποιούνται σε ανάστροφη λειτουργία. Όπως και όλες οι μηχανές μετατόπισης έχει σταθερό λόγο πίεσης, ωστόσο σε αντίθεση με τις άλλες μηχανές του τύπου έχει ιδιαίτερα πολύπλοκη γεωμετρία. Αποτελείται από μία σταθερή και μία κινούμενη έλικα. Επιτυγχάνουν λόγους πίεσης έως και 11, ενώ ο λόγος της παροχής όγκου εισόδου προς έξοδο μπορεί να πάρει τιμή έως και 4. Βασικό πλεονέκτημα του ελικοειδούς εκτονωτή έναντι των λοιπών μηχανών θετικής εκτόπισης είναι ο μικρός αριθμός κινητών μερών που διαθέτει, η αξιοπιστία αυτού, το ευρύ φάσμα ισχύος λειτουργίας και η μεγάλη διαθεσιμότητα του [63].

2.3.1 Αρχή λειτουργίας ελικοειδών εκτονωτών

Ο συγκεκριμένος τύπος εκτονωτή αποτελείται από δύο σπείρες, μία σταθερή και μία κινούμενη, η κινούμενη σπείρα ακολουθεί μία έκκεντρη τροχιά χωρίς να περιστρέφεται, δημιουργώντας κατά αυτόν τον τρόπο θύλακες όπου παγιδεύει τμήματα του ρευστού και τα κινεί από το κέντρο προς την περιφέρεια. Στην λειτουργία εκτονωτή ο όγκος του κάθε θύλακα αυξάνεται καθώς μεταφέρεται από το κέντρο προς την περιφέρεια με αποτέλεσμα να εκτονώνεται το ρευστό.

Σαν συμπιεστής ο συγκεκριμένος τύπος είναι ιδιαίτερα δημοφιλής σε εφαρμογές ψύξης. Μεγάλο πλεονέκτημά του είναι ότι διαθέτει λιγιστά κινητά μέρη, κάτι που αυξάνει την αξιοπιστία του και μειώνει τα ποσοστά θορύβου.

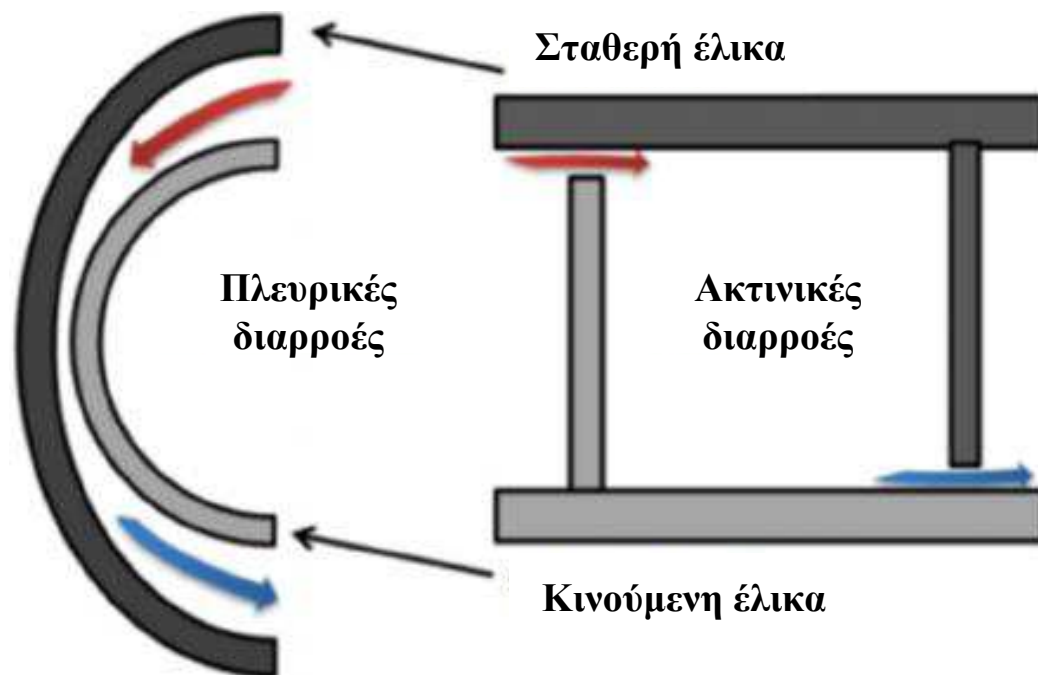


Εικ. 2.7. Σχηματική απεικόνιση της εκτόνωσης σε έναν ελικοειδή εκτονωτή [64]

2.3.2 Διαρροές ελικοειδών εκτονωτών

Οι διαρροές στους ελικοειδείς εκτονωτές διακρίνονται σε δύο κύριες κατηγορίες: στις πλευρικές διαρροές και στις ακτινικές. Η πλευρικές διαρροές οφείλονται στην ανοχή μεταξύ των πλευρικών τοιχωμάτων των δύο σπειρών. Από την άλλη πλευρά, οι ακτινικές διαρροές οφείλονται στην ανοχή του άκρου της κινητής σπείρας και της επιφάνειας της σταθερής σπείρας [65]. Οι δύο κατηγορίες διαρροών παρουσιάζονται σχηματικά στην Εικ.2.8 που ακολουθεί.

Όταν η μηχανή λειτουργεί σαν συμπιεστής οι διαρροές οδηγούν σε μείωση της ογκομετρικής απόδοσης του συμπιεστή και αυξάνει το ειδικό έργο. Από την άλλη πλευρά, στην κατάσταση ανάστροφης λειτουργίας (λειτουργία εκτονωτή) οι διαρροές μειώνουν την ισχύ εξόδου, καθώς το ρευστό τείνει να κινηθεί προς την περιοχή χαμηλής πίεσης χωρίς να παράγει έργο.



Εικ. 2.8. Σχηματική απεικόνιση των διαρροών σε ένα ελικοειδή εκτονωτή [66]

2.3.3 Μετατροπή ελικοειδούς συμπιεστή σε εκτονωτή

Οι ελικοειδείς συμπιεστές του εμπορίου διακρίνονται σε αυτούς που έχουν λίπανση και σε αυτούς που δεν έχουν. Βασικό πλεονέκτημα της ύπαρξης λίπανσης είναι ο περιορισμός των τριβών μεταξύ των σπειρών και συνεπώς της φθοράς αυτών, καθώς επίσης και ο περιορισμός των διαρροών. Από την άλλη πλευρά, η ύπαρξη λίπανσης δημιουργεί ορισμένα προβλήματα στην περίπτωση της μετατροπής του συμπιεστή σε εκτονωτή. Αυτό συμβαίνει γιατί δεδομένου ότι η περιστροφή πλέον γίνεται στην αντίθετη κατεύθυνση και η αντλία λαδιού ενδεχομένως να μην δύναται να λειτουργήσει σωστά υπό αυτές τις συνθήκες. Επιπρόσθετα, αυξάνεται η πιθανότητα μερικής ανάμειξης του λαδιού με το εργαζόμενο μέσο δημιουργώντας την ανάγκη ύπαρξης φίλτρου καθαρισμού της ροής κατάντι του εκτονωτή. Για την αποφυγή τέτοιων προβλημάτων στην εγκατάσταση επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθεί εκτονωτής χωρίς λίπανση.



Εικ. 2.9. Κινητή (αριστερά) και σταθερή σπείρα εκτονωτή εγκατάστασης

Απαραίτητο για την ανάστροφη λειτουργία του συμπιεστή σαν εκτονωτής είναι η αφαίρεση της αντεπίστροφης βαλβίδας που φέρει ο συμπιεστής για να εμποδίζει την ροή του ρευστού προς την κατεύθυνση της χαμηλής πίεσης. Ωστόσο, στην περίπτωση της λειτουργίας εκτονωτή η εν λόγω βαλβίδα εμποδίζει την ομαλή εκτόνωση και ως εκ τούτου πρέπει να αφαιρεθεί πριν την λειτουργία του εκτονωτή [67].

2.4 Οι εναλλάκτες θερμότητας

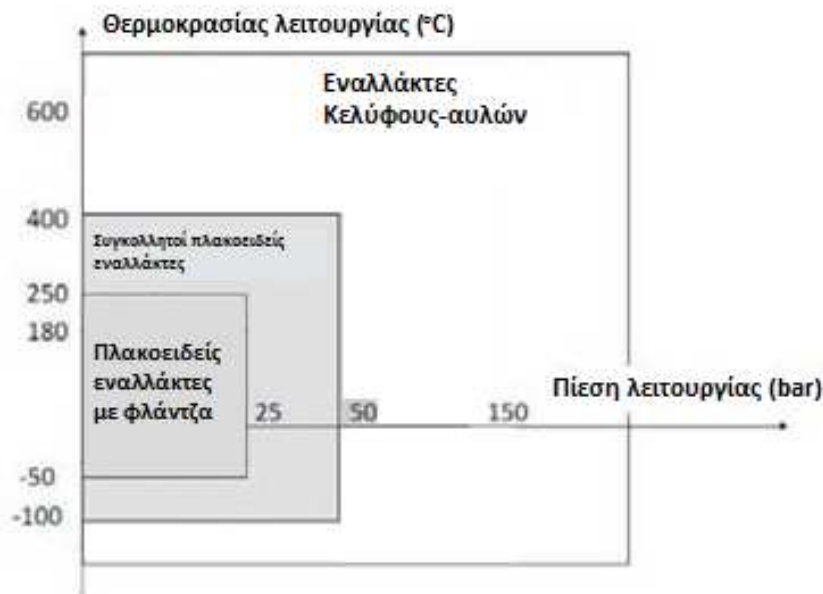
Ο εναλλάκτης θερμότητας είναι μια συσκευή η οποία διαρρέεται από δύο ρευστά διαφορετικής θερμοκρασίας και διευκολύνει τη μεταφορά θερμότητας από το θερμότερο ρευστό προς το ψυχρότερο [68].

Η μεταφορά θερμότητας στους εναλλάκτες πραγματοποιείται μέσω της διαχωριστικής επιφάνειας: ανάμεσα στη διαχωριστική επιφάνεια και τα ρευστά έχουμε μεταφορά θερμότητας δια συναγωγής και δια μέσου της διαχωριστικής επιφάνειας η μεταφορά θερμότητας γίνεται με αγωγή.

Η πιο διαδεδομένη κατηγορία εναλλακτών, βάσει της κατασκευής και της γεωμετρίας τους, είναι οι εναλλάκτες κελύφους-αυλών (shell and tube heat exchangers), οι οποίοι αποτελούνται από αυλούς κυλινδρικής διατομής ενσωματωμένους σε κυλινδρικό κέλυφος με τους άξονες του κελύφους και των αυλών να είναι παράλληλοι μεταξύ τους. Οι διαφοροποιήσεις που υπάρχουν ανάμεσα στους διάφορους εναλλάκτες αυτού του τύπου έγκεινται κυρίως στον διαφορετικό τρόπο κατασκευής και στις τροποποιήσεις που έχουν υποστεί για να διαχειριστούν τη διαφορετική θερμική διαστολή που υφίστανται οι αυλοί και το κέλυφος [69].

Η δεύτερη πιο διαδεδομένη κατηγορία εναλλακτών είναι οι πλακοειδείς εναλλάκτες (plate heat exchangers). Ένας πλακοειδής εναλλάκτης συνίσταται σε ένα σύνολο από πλάκες με ραβδώσεις -για ενισχυμένη μεταφορά θερμότητας- που είναι συνενωμένες, καθεμία εκ των

οποίων διαθέτει τέσσερα στόμια για την επικοινωνία μεταξύ των πλακών, τα οποία είναι στεγανωμένα με φλάντζες ώστε να εξασφαλίζεται η κυκλοφορία των ρευστών ανάμεσα στις πλάκες κατά τον τρόπο που προβλέπεται να λειτουργεί ο εκάστοτε εναλλάκτης [70]. Βασικό πλεονέκτημα αυτού του τύπου εναλλακτών είναι ότι διαθέτουν αισθητά μεγαλύτερο συντελεστή μεταφορά θερμότητας από τους εναλλάκτες κελύφους-αυλών, με αποτέλεσμα να απαιτούν πολύ μικρότερο χώρο για να επιτύχουν την ίδια μεταφορά θερμότητας σε σύγκριση με τους ογκώδεις, πλην όμως φθηνότερους, εναλλάκτες κελύφους-αυλών. Στην Εικ.2.10 παρουσιάζεται το εύρος λειτουργίας των βασικών τύπων εναλλακτών.



Εικ. 2.10. Εύρος λειτουργίας διαφόρων τύπων εναλλακτών

Για τις ανάγκες της πειραματικής εγκατάστασης επιλέχθηκε να χρησιμοποιηθούν δύο πλακοειδείς εναλλάκτες για το λόγο ότι προσέφεραν τη δυνατότητα μιας πιο συμπαγούς κατασκευής έναντι του πιο ογκώδη εναλλάκτη κελύφους-αυλών. Η διαστασιολόγηση των πλακοειδών εναλλακτών θερμότητας πραγματοποιήθηκε ακολουθώντας τη μεθοδολογία που προτείνεται από τη βιβλιογραφία [45, 57, 71-74]. Κάθε εναλλάκτης αποτελείται από 60 πλάκες, οι οποίες όπως προέκυψαν ήταν ένας επαρκής αριθμός για την εκτέλεση της ζητούμενης μεταφοράς θερμότητας.

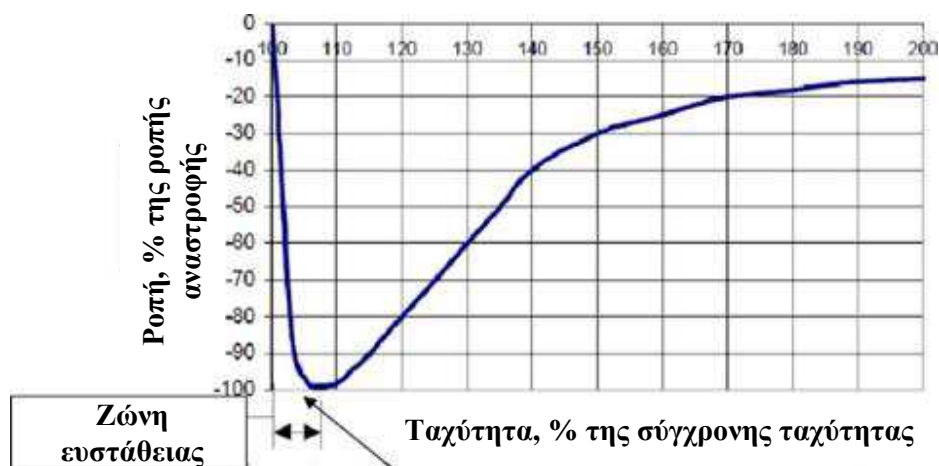


Εικ. 2.11. Το μοντέλο πλακοειδή εναλλάκτη που χρησιμοποιείται στην πειραματική εγκατάσταση [75]

2.5 Η ασύγχρονη μηχανή

Για την παραγωγή ηλεκτρισμού στην πειραματική εγκατάσταση χρησιμοποιήθηκαν δύο ασύγχρονες γεννήτριες, οι οποίες συνδέονται με το ηλεκτρικό δίκτυο μέσω αναγεννητικών inverter.

Οι επαγωγικές μηχανές δύνανται να λειτουργήσουν είτε ως κινητήρες είτε ως γεννήτριες. Σε περίπτωση που ο επαγωγικός κινητήρας οδηγείται από μία κινητήρια μηχανή σε ταχύτητα μεγαλύτερη της σύγχρονης, η φορά της επαγόμενης ροπής αντιστρέφεται και λειτουργεί ως γεννήτρια [76]. Αυξανόμενη της ροπής στον άξονα της επαγωγικής μηχανής, αυξάνεται και η ισχύς που παράγει η γεννήτρια. Στην Εικ.2.12 παρουσιάζεται ένα ακρότατο στην επαγόμενη ροπή όταν η μηχανή λειτουργεί ως γεννήτρια. Η τιμή της ροπής σε αυτό το σημείο ονομάζεται ροπή αναστροφής (pushover torque) της γεννήτριας και για τιμές της ροπής μεγαλύτερες της ροπής αναστροφής η γεννήτρια επιταχύνεται επικίνδυνα [77].



Εικ. 2.12. Χαρακτηριστική καμπύλη ροπής-ταχύτητας περιστροφής σε μία ασύγχρονη γεννήτρια [78]

Δεδομένου ότι η επαγωγική γεννήτρια δεν διαθέτει ξεχωριστό κύκλωμα διέγερσης δεν παράγει άεργο ισχύ, αντιθέτως καταλώνει άεργο ισχύ και για αυτό το λόγο θα πρέπει να συνδέεται σε μία εξωτερική πηγή αέργου ισχύος, για να διατηρείται το μαγνητικό πεδίο του στάτη της [78]. Σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας η τάση της γεννήτριας διατηρείται από το εξωτερικό σύστημα ισχύος στο οποίο είναι συνδεδεμένη και εν προκειμένου από το ηλεκτρικό δίκτυο [79].

Βασικό πλεονεκτήματα αυτής της γεννήτριας είναι το χαμηλό κόστος αυτής, η εύκολη συντήρηση, το μικρό μέγεθος, η απουσία ξεχωριστής πηγής συνεχούς ρεύματος, η απουσία ψυκτών και η ύπαρξη αυτοπροστασίας απέναντι σε υπερφορτίσεις και βραχυκυκλώματα.

Από την άλλη πλευρά, στα βασικά μειονεκτήματα συγκαταλέγονται η κατανάλωση αέργου ισχύος, όπως ήδη αναφέρθηκε, η εμφάνιση διακυμάνσεων ενεργού ισχύος και η ελλιπής ικανότητα ρύθμισης της τάσης [80-82].

2.6 Οι ρυθμιστές στροφών

Οι ρυθμιστές στροφών εναλλασσόμενου ρεύματος επιτρέπουν να χρησιμοποιηθούν τριφασικοί επαγωγικοί κινητήρες σε εφαρμογές με μεταβλητή ταχύτητα.

Σε αντίθεση με τον σχετικό απλό έλεγχο κλειστού βρόχου της ταχύτητας και της ροπής ενός DC κινητήρα, για τον έλεγχο της ταχύτητας ενός επαγωγικού κινητήρα απαιτείται ένας πιο περίπλοκος ρυθμιστής, ο οποίος αποκαλείται αντιστροφέας (inverter).

Ως αντιστροφέας ή inverter ορίζεται ο ηλεκτρονικός μετατροπέας που μετατρέπει το συνεχές ρεύμα (DC) σε εναλλασσόμενο (AC). Οι ηλεκτρονικοί ρυθμιστές ταχύτητας των επαγωγικών κινητήρων μετατρέπουν την εναλλασσόμενη τροφοδοσία σε συνεχή χρησιμοποιώντας έναν ανορθωτή και μετά το μετατρέπουν εκ νέου σε εναλλασσόμενη έξοδο μεταβλητής τάσης και συχνότητας, μέσω γέφυρας αντιστροφής [83]. Η διασύνδεση μεταξύ του ανρθωτή και του αντιστροφέα καλείται σύνδεση συνεχούς ρεύματος (DC link).

Η προσεκτική εκλογή του ρυθμιστή στροφών έχει σαν στόχο την ελαχιστοποίηση των προβλημάτων εγκατάστασης και λειτουργίας καθώς και την μείωση του λειτουργικού κόστους. Για την εκλογή του ρυθμιστή στροφών πρέπει προηγουμένως, μεταξύ άλλων, να εκλεγεί κατάλληλα η τάση λειτουργίας και το ονομαστικό ρεύμα του ρυθμιστή στροφών και της επαγωγικής μηχανής, να ελεγχθεί το ζητούμενο εύρος των ταχυτήτων λειτουργίας της επαγωγικής μηχανής και να ελεγχθεί η απόδοση σε υπερφόρτιση.

Η χρήση του ενός εκ των τριών ρυθμιστή στροφών στην υπό μελέτη πειραματική εγκατάσταση έγινε με σκοπό τον έλεγχο της παροχής του κυκλώματος ORC, μέσω της ρύθμισης στροφών της αντλίας. Οι άλλοι δύο ρυθμιστές στροφών χρησιμεύουν για την σύνδεση των γεννητριών με το δίκτυο.

2.6.1 Ρυθμιστής στροφών της αντλίας

Ο εν λόγω ρυθμιστής στροφών είναι προϊόν της σειράς Sinamics V20 της εταιρείας Siemens. Οι εν λόγω ρυθμιστές στροφών ενδείκνυνται για τυπικά φορτία όπως αντλίες, συμπιεστές κλπ. Διαθέτουν μικρό χρόνο απόκρισης, μέγιστη απόδοση σε κάθε επίπεδο στροφών, ενώ παρέχουν τη δυνατότητα ελέγχου της συχνότητας που επιβάλλουν στο φορτίο. Διαθέτουν τέσσερις ψηφιακές και δύο αναλογικές εισόδους και δύο ψηφιακές και μία αναλογική έξοδο. Σε κατάσταση AUTO, η συχνότητα του ρυθμιστή στροφών ελέγχεται από το PLC της εγκατάστασης. Επιπρόσθετα, ο ρυθμιστής στροφών προστατεύει τον κινητήρα από υπερθέρμανση, κόβοντας μέσω μιας ψηφιακής του εξόδου το κύκλωμα της αντλίας. Σαν ψηφιακό είσοδο δέχεται το σήμα από το ρελέ ελγ'χου της αντλίας και παρέχει αναλογική έξοδο 0-20 mA την συχνότητα λειτουργίας προς το PLC. Σε κατάσταση MANUAL, ο ρυθμιστής στροφών ελέγχεται από το πάνελ χειρισμών του, τόσο για την εκκίνηση/διακοπή όσο και για τη συχνότητα λειτουργίας.

Ο εν λόγω ρυθμιστής στροφών παρέχει τη δυνατότητα PID ελέγχου, αλλά στην προκειμένη περίπτωση επελέγη η ρύθμιση στροφών να γίνεται σε πρώτη φάση από το PLC και αυτό με τη σειρά του να διενεργεί τον PID έλεγχο.

2.6.2 Ρυθμιστές στροφών γεννητριών

Οι ρυθμιστές στροφών των γεννητριών είναι προϊόντα της σειράς Sinamics G120 της εταιρείας Siemens. Πρόκειται για ρυθμιστές που επιτρέπουν την ξεχωριστή παραγγελία των επιμέρους μερών του ρυθμιστή (μονάδα ισχύος, μονάδα ελέγχου και πάνελ χειρισμών). Στην πειραματική εγκατάσταση επιλέγησαν για λόγους απλότητας και κόστους αναγεννητικοί ρυθμιστές στροφών (regenerative inverters). Για αυτό το λόγο επιλέγησαν οι μονάδες ισχύος τύπου PM250, που παρέχουν τη δυνατότητα επιστροφής της ενέργειας στο δίκτυο. Κατά αυτό τον τρόπο, όταν οι στροφές των ελικοειδών εκτονωτών δεν υπερβαίνει τα 1500 rpm, οι επαγωγικές μηχανές θα επιβραδύνουν τους εκτονωτές και θα επιστρέφουν την ενέργεια πέδης στο δίκτυο, αντί να χάνεται υπό τη μορφή θερμότητας. Από την άλλη πλευρά, όταν οι στροφές των εκτονωτών ξεπεράσουν τα 1500 rpm, οι επαγωγικές μηχανές θα παράγουν ηλεκτρική ενέργεια, η οποία θα διοχετεύεται στο δίκτυο. Οι εν λόγω ρυθμιστές στροφών παρέχουν τη δυνατότητα ελέγχου μέσω του PLC της μονάδας ελέγχου τους. Η μονάδα ελέγχου διαθέτει έξι ψηφιακές και δύο αναλογικές εισόδους και τρεις ψηφιακές και δύο αναλογικές εξόδους.

Στην παρούσα φάση ο έλεγχος των ρυθμιστών στροφών συνίσταται στον έλεγχο μέσω των ψηφιακών εισόδων και εξόδων της έναρξης/σβέσης και προστασίας των μηχανών από υπερθέρμανση.



Εικ. 2.13. Οι ρυθμιστές στροφών της εγκατάστασης. Στα αριστερά ο ρυθμιστής στροφών της αντλίας και στα δεξιά οι δύο ρυθμιστές στροφών των γεννητριών

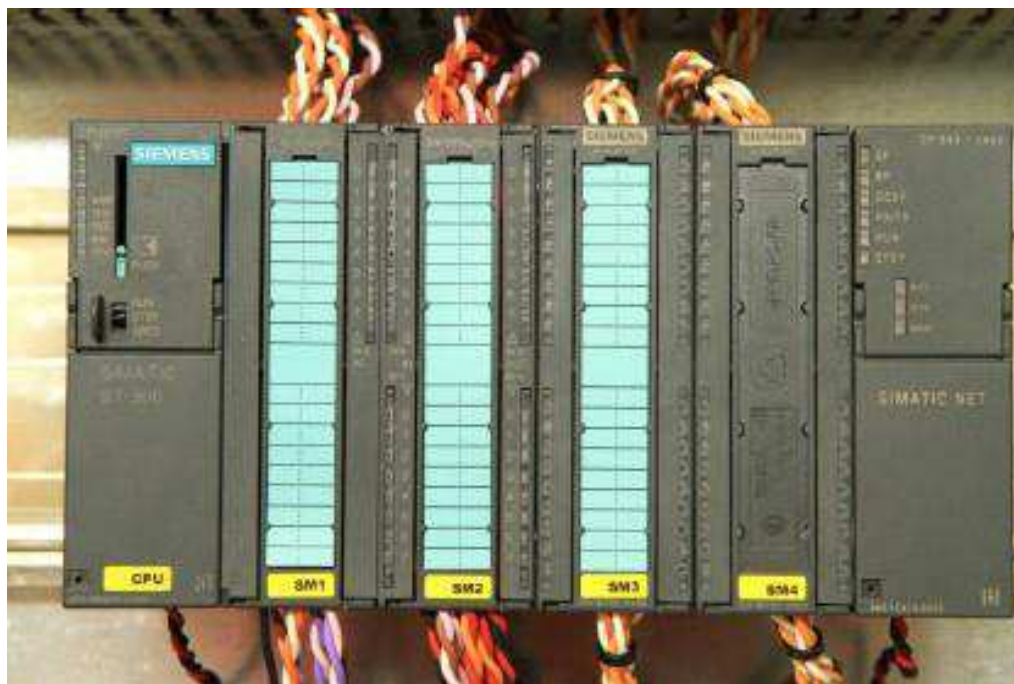
2.7 Η μονάδα PLC

Το PLC της εγκατάστασης είναι προϊόν της σειράς S7-300 της εταιρείας Siemens. Η εν λόγω σειρά PLC διαθέτει ελεγκτές για μικρές βιομηχανικές εφαρμογές, δεδομένου ότι διαθέτει τα χαρακτηριστικά ενός βιομηχανικού ελεγκτή με τον περιορισμό ότι δύναται να χρησιμοποιηθεί μία CPU ανά rack. Τα στοιχεία από τα οποία συνίσταται το PLC της εγκατάστασης είναι τα εξής:

- i. Τροφοδοτικό (PS)
- ii. Κεντρική μονάδα επεξεργασίας (CPU)
- iii. Μονάδες σημάτων (SM)
- iv. Μονάδες λειτουργίας (FM)
- v. Επεξεργαστής επικοινωνίας (CP)

Η κεντρική μονάδα επεξεργασίας διαθέτει 24 ψηφιακές και 5 αναλογικές εισόδους και 16 ψηφιακές και 2 αναλογικές εξόδους και ένα hi-speed μετρητή (counter). Η τροφοδοσία του αυτοματισμού υλοποιείται μέσω ενός τροφοδοτικού συνεχούς ρεύματος, το οποίο παρέχει σταθερή τάση τροφοδοσίας 24V, διαθέτει προστασία από βραχυκύκλωμα και υπερεντάσεις στην έξοδο και δύναται να οδηγήσει διατάξεις με μέγιστο ρεύμα μέχρι 5A.

Εξαιτίας του μεγάλου αριθμού μετρητικών στην εγκατάσταση τοποθετήθηκαν επιπλέον δύο κάρτες αναλογικών εισόδων ανάλυσης 13 bit. Στην Εικ.2.14 που ακολουθεί παρουσιάζεται μία απεικόνιση του PLC της εγκατάστασης.



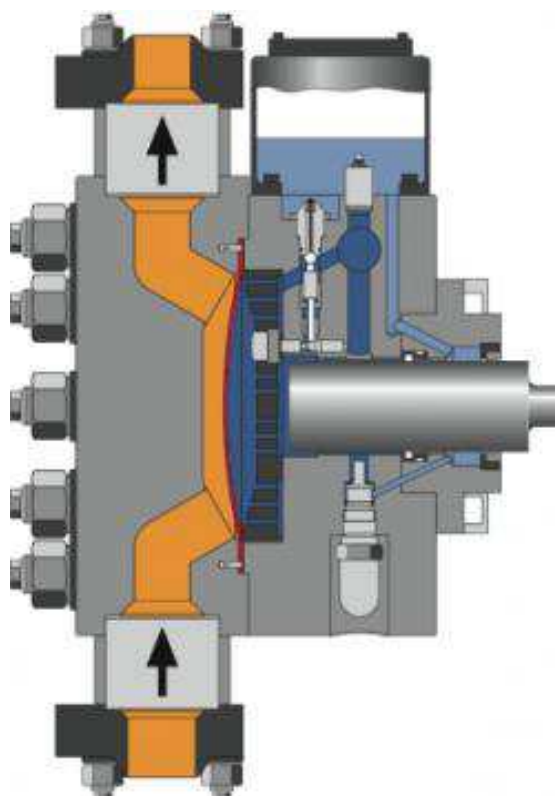
Εικ. 2.14. Απεικόνιση του PLC της εγκατάστασης

2.8 Η αντλία διαφράγματος

Η αντλία διαφράγματος διαθέτει δύο θύλακες, ο ένας πληρωμένος με έλαιο και ο άλλος με το προς συμπίεση οργανικό μέσο. Οι θύλακες αυτοί διαχωρίζονται μέσω μία εύκαμπτης ελαστικής μεμβράνης, στο δε θύλακα ελαίου υπάρχει ένα κινούμενο έμβολο που προκαλεί την παραμόρφωση της μεμβράνης και κατά συνέπεια την συμπίεση του ρευστού. Η παλινδρομική κίνηση του εμβόλου και ως εκ τούτου της μεμβράνης ωθεί το ρευστό από την είσοδο προς την έξοδο ενώ παράλληλα το συμπιέζει.

Η εν λόγω διάταξη στο εσωτερικό της αντλίας επιτρέπει την απομόνωση των κινούμενων μερών της αντλίας από το συχνά έντονα διαβρωτικό οργανικό ρευστό. Κατά αυτό τον τρόπο, αποφεύγεται η ανάγκη ύπαρξης δυναμικού στεγανωτικού παρεμβύσματος στην πλευρά του οργανικού μέσου. Στην δεδομένη διάταξη η αντλία είναι πολλαπλών διαφραγμάτων, που σημαίνει ότι η συμπίεση γίνεται σε περισσότερα του ενός διαφράγματα σε παράλληλη διάταξη.

Η ύπαρξη πολλαπλών διαφραγμάτων και συνεπώς η συμπίεση πιο μικρών ποσοτήτων ανά διάφραγμα επιτρέπει μία πιο ευσταθή ροή εντός της αντλίας.



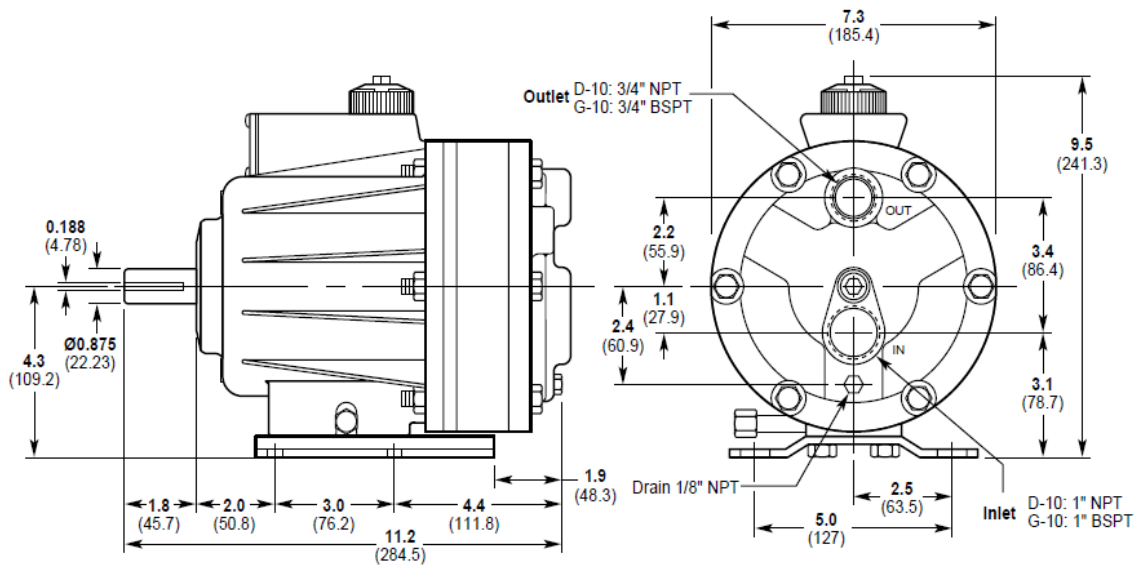
Εικ. 2.15. Αρχή λειτουργίας αντλίας διαφράγματος [84]

Οι βαλβίδες ελέγχου που διαθέτει αποτελούνται από σφαιρίδια INOX για την απομόνωση του υγρού κατά την εισαγωγή και την συμπίεση. Εν γένει, τέτοιου τύπου αντλίες σχεδιάζονται κατά τέτοιο τρόπο ώστε να εξασφαλίζουν ακρίβεια και απαντώνται σε συνεχούς λειτουργίας εφαρμογές διαχείρισης υδάτων και σε πετροχημικές εφαρμογές. Στον Πίνακα 2.3 παρουσιάζονται τα κύρια τεχνικά χαρακτηριστικά του μοντέλου που χρησιμοποιείται στην πειραματική διάταξη, όπως αυτά παρέχονται από τον κατασκευαστή.

Πίνακας 2.3. Τεχνικά χαρακτηριστικά αντλίας πειραματικής διάταξης

Τύπος	Hydra Cell D/G-10-X
Ονομαστική παροχή λειτουργίας	20 l/min
Μέγιστη παροχή	29 l/min
Πίεση εισόδου	9.5 bar
Μέγιστη πίεση εισόδου	17.3 bar
Πίεση εξόδου	24 bar
Χαρ/κά κινητήρα	1 kW / 1450rpm
Διάμετρος άξονα	7/8"
Βάρος	22 kg

Στην Εικ.2.16 παρουσιάζεται το κατασκευαστικό σχέδιο της αντλίας με τις βασικές της διαστάσεις, όπως αυτό παρέχεται από τον κατασκευαστή.

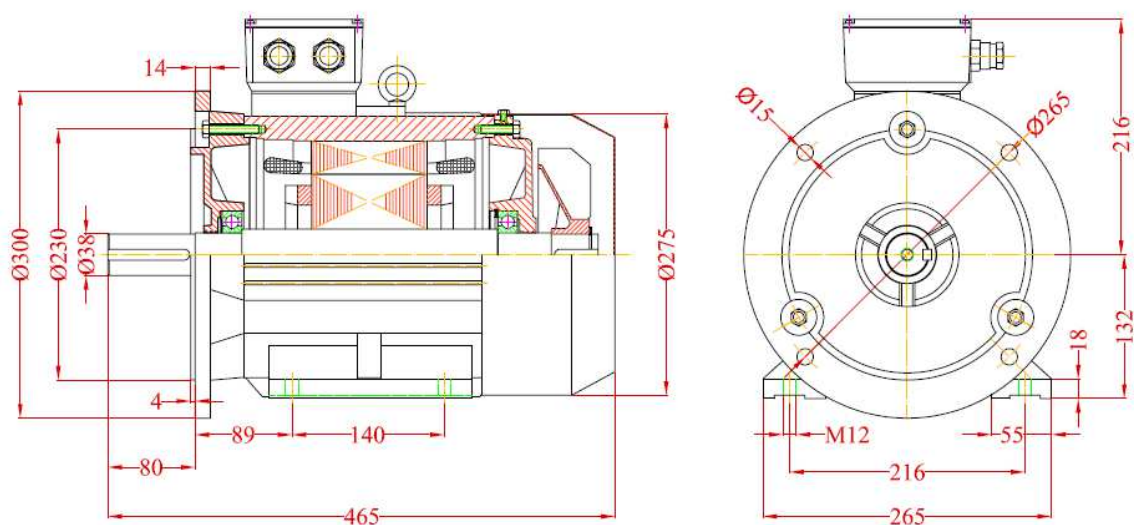


Εικ. 2.16. Κατασκευαστικό σχέδιο αντλίας με τις βασικές διαστάσεις αυτής [85]

2.9 Ο ηλεκτροκινητήρας της αντλίας

Στην παρούσα παράγραφο γίνεται μία σύντομη παρουσίαση των τεχνικών χαρακτηριστικών του ηλεκτροκινητήρα που οδηγεί την αντλία, όπως αυτά παρέχονται από τον κατασκευαστή. Ο ηλεκτροκινητήρας που χρησιμοποιείται είναι ένας 6-πολικός τριφασικός κινητήρας με ισχύ 3 kW.

Στην Εικ.2.17 παρουσιάζεται το κατασκευαστικό σχέδιο του ηλεκτροκινητήρα με τις βασικές διαστάσεις, ενώ στον Πίνακα 2.4 επισυνάπτονται τα βασικά τεχνικά χαρακτηριστικά του εν λόγω κινητήρα.



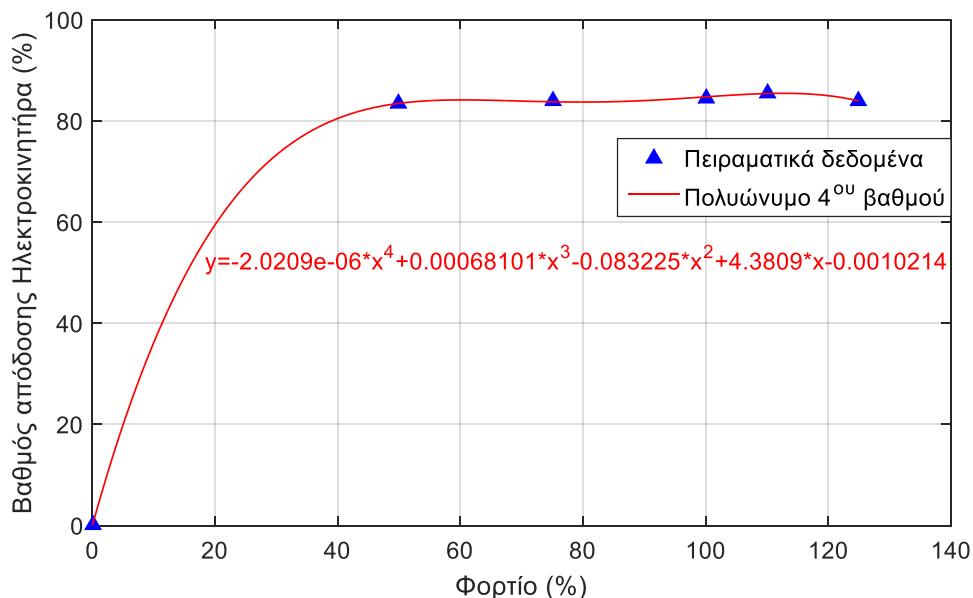
Εικ. 2.17. Κατασκευαστικό σχέδιο ηλεκτροκινητήρα που οδηγεί την αντλία [86]

Πίνακας 2.4. Τεχνικά χαρακτηριστικά ηλεκτροκινητήρα [86]

Τύπος	K132S
Ισχύς	3.00 kW / 4.00 hp
Περιστροφική ταχύτητα	960 rpm
Συχνότητα	50 Hz
Τάση-Συνδεσμολογία	230-Δ / 400-Y
Προστασία	55 IP
Ένταση ρεύματος	6.60 A / 11.43 A
Κλάση μόνωσης	F
Βάρος	63 kg
Συντελεστής ισχύος	0.76 (σε πλήρες φορτίο)
Βαθμός απόδοσης	86.40% (σε πλήρες φορτίο)
Ονομαστική ροπή	30
Σχετική ροπή ανατροπής	3.20
Σχετικό ρεύμα εκκίνησης	6.40

Για το δεδομένο μοντέλο ηλεκτροκινητήρα, ο κατασκευαστής παρέχει, επιπλέον, πειραματικά δεδομένα για τη συμπεριφορά του βαθμού απόδοσης του κινητήρα σε διάφορα φορτία. Βάσει των δεδομένων αυτών δύναται να προσεγγιστεί η συμπεριφορά του ηλεκτροκινητήρα, όπως παρουσιάζεται στην Εικ.2.18. Για την αριθμητική προσέγγιση των πειραματικών δεδομένων χρησιμοποιήθηκε ένα πολυώνυμο 4^{ου} βαθμού, το οποίο παρουσιάζεται κάτωθι.

$$y = -2.0209 \cdot 10^{-6} \cdot x^4 + 0.00068101 \cdot x^3 - 0.083225 \cdot x^2 + 4.3809 \cdot x - 0.0010214 \quad (2.2)$$



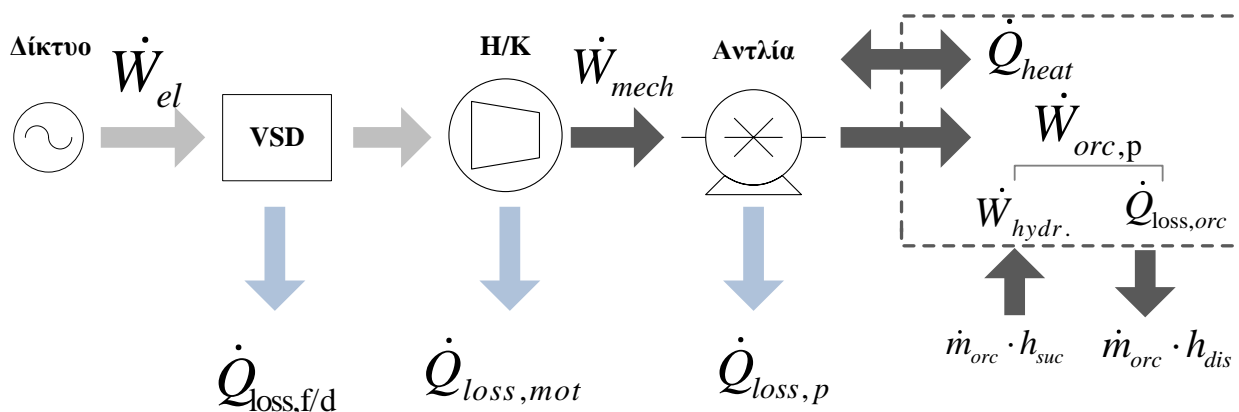
Εικ. 2.18. Καμπύλη απόδοσης του ηλεκτροκινητήρα με βάση πειραματικά στοιχεία του κατασκευαστή και προσέγγιση των δεδομένων με πολυώνυμο 4^{ου} βαθμού

2.10 Το κύκλωμα αντλίας-ηλεκτροκινητήρα

Στην παρούσα παράγραφο αναλύεται η ροή της ενέργειας όπως προσομοιώνεται στο σύστημα της αντλίας-ηλεκτροκινητήρα.

Η ηλεκτρική ενέργεια, \dot{W}_{el} , που παρέχεται από το δίκτυο, αρχικά, εισέρχεται στον inverter συχνότητας (VSD, variable speed driver). Κατά το μετασχηματισμό του ρεύματος στον inverter σημειώνονται κάποιες πρώτες απώλειες ενέργειας, $\dot{Q}_{loss,f/d}$. Στη συνέχεια, ο ηλεκτροκινητήρας τροφοδοτείται από τον inverter με την ηλεκτρική ενέργεια, ώστε να παράξει την απαιτούμενη μηχανική ενέργεια, \dot{W}_{mech} , για να οδηγήσει την αντλία. Δεδομένου ότι ο ηλεκτροκινητήρας δεν λειτουργεί ιδανικά, με τη σειρά του έχει κάποιες απώλειες, $\dot{Q}_{loss,mot}$. Η αντλία, κατόπιν, μετασχηματίζει την μηχανική ενέργεια που παρέχεται από τον ηλεκτροκινητήρα σε υδραυλική, $\dot{W}_{orc,p}$, την οποία προσδίδει στο ρευστό ώστε να αυξήσει την πίεσή του και να αποκτήσει την επιθυμητή για τον κύκλο παροχή. Όπως και στην περίπτωση του ηλεκτροκινητήρα, έτσι και στην αντλία υπάρχουν κάποιες απώλειες, $\dot{Q}_{loss,p}$, που πολλές φορές έχουν σημαντική επίδραση στον συνολικό βαθμό απόδοσης. Πέραν των απωλειών των επιμέρους συνιστωσών λόγω μη ιδανικής λειτουργίας, υπάρχουν επιπλέον απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, \dot{Q}_{heat} , που πρέπει να ληφθούν υπόψη. Τέλος, απώλειες ενέργειας υφίστανται και στην ροή του οργανικού ρευστού, $\dot{Q}_{loss,orc}$.

Η ροή της ενέργειας, όπως περιγράφηκε παραπάνω παρουσιάζεται και σχηματικά στο διάγραμμα της Εικ.2.19 που ακολουθεί.



Εικ. 2.19. Διάγραμμα ροής της ενέργειας στο σύστημα της αντλίας-ηλεκτροκινητήρα [87]

Από τα παραπάνω, είναι εμφανές ότι στην αντλία απαντώνται διαφόρων ειδών απώλειες. Αυτές μπορούν να συμπυκνωθούν σε δύο μεγάλες κατηγορίες:

- i. Υδραυλικές απώλειες: όπως έχει ήδη αναφερθεί εντός της αντλίας δημιουργούνται διάφορες τοπικές ασυνέχειες στη ροή, που μπορούν να προκληθούν από αίτια, όπως

εσωτερικές διαρροές, τριβές μεταξύ του οργανικού ρευστού και των συνιστωσών της αντλίας και πτώσεις πίεσης.

- ii. Μηχανικές απώλειες: πέραν των υδραυλικών απωλειών, υπάρχει ένα τμήμα της ενέργειας που δεν μεταφέρεται στο ρευστό, καθώς μετατρέπεται σε θερμότητα που διαφεύγει μέσω των μηχανικών μερών της αντλίας.

Κεφάλαιο 3. Το ημι-εμπειρικό μοντέλο της αντλίας

Όπως έχει ήδη αναφερθεί για την εκτίμηση της συμπεριφοράς της αντλίας επιλέγη να χρησιμοποιηθεί ένα ημι-εμπειρικό μοντέλο. Η επιλογή αυτή αποτελεί ένα συμβιβασμό μεταξύ του υπολογιστικού κόστους και της πολυπλοκότητας που συνεπάγεται ένα ντετερμινιστικό μοντέλο και την ανάγκη για χρήση των βασικών διαστάσεων και τη δυνατότητα έστω μερικής προεκβολής έξω από το πεδίο τιμών των μετρήσεων. Πιο αναλυτικά, οι βασικές διαφορές των τριών τύπων μοντέλων συνοψίζονται στον Πίνακα 3.1 που ακολουθεί.

Το ημι-εμπειρικό μοντέλο που αναπτύχθηκε συνίσταται σε ένα αδιάστατο μοντέλο που απαιτεί πειραματικά δεδομένα από την αντλητική μονάδα και την διακρίβωση ορισμένων υποθετικών παραμέτρων, σχετικές τόσο με τη γεωμετρία όσο και με την λειτουργία της αντλίας. Η λογική επίλυσης του μοντέλου είναι εμπνευσμένη από τα αντίστοιχα μοντέλα προσομοίωσης της λειτουργίας ογκομετρικών εκτονωτών, όπως αυτά έχουν αναπτυχθεί σε άλλες μελέτες [40, 45, 87-90], προσαρμοσμένα ωστόσο στα διαφορετικά στοιχεία λειτουργίας της αντλίας.

Το μοντέλο αναπτύχθηκε στο περιβάλλον του EES με χρήση του ενσωματωμένου πακέτου για την ανάκτηση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων του οργανικού ρευστού. Μετά την διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου, μέσω της ελαχιστοποίησης του σφάλματος του μοντέλου σαν σύγκριση με τα πειραματικά δεδομένα, τα αποτελέσματα εισήχθησαν στον κυρίως κώδικα μοντελοποίησης της αντλίας.

Πίνακας 3.1. Βασικές διαφορές διαφόρων μοντέλων

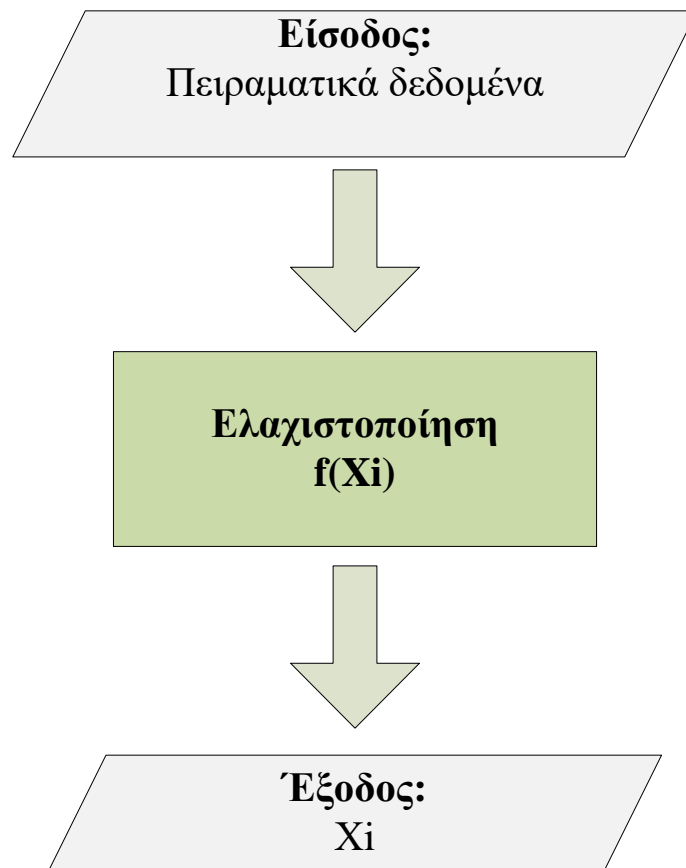
Ντετερμινιστικό μοντέλο	Ημι-εμπειρικό μοντέλο	Εμπειρικό μοντέλο
Αναλυτικό μοντέλο της αντλίας με δ.ε. για τη διατήρηση μάζας και ενέργειας	Περιορισμένος αριθμός αλγεβρικών εξισώσεων που περιγράφουν τις φυσικές διεργασίες εντός της αντλίας	Πολυωνυμική προσέγγιση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης και χρήση συντελεστή σαν συνάρτηση της πίεσης αναρρόφησης, του λόγου πίεσης και της περιστροφικής ταχύτητας
+ακρίβεια -υπολογιστικό κόστος -ανάγκη γνώσης της πλήρους γεωμετρίας -μεγάλη ευαισθησία από την καταστατική εξίσωση που χρησιμοποιείται	+ χαμηλό υπολογιστικό κόστος + μόνο βασικές διαστάσεις απαιτούνται - μικρή δυνατότητα προεκβολής (extrapolation) έξω από τη περιοχή διακρίβωσης - ανάγκη για ακριβή πειραματικά δεδομένα	+ χαμηλό υπολογιστικό κόστος + ιδανικό για ενσωμάτωση σε δυναμικά συστήματα αυτομάτου ελέγχου - καμία δυνατότητα προεκβολής (extrapolation) έξω από τη περιοχή διακρίβωσης

3.1 Μεθοδολογία διακρίβωσης των παραμέτρων

Η μέθοδος επίλυσης του προβλήματος διακρίβωσης των παραμέτρων του μοντέλου της αντλίας συνίσταται στην επίλυση ενός προβλήματος βελτιστοποίησης, όπου ανεξάρτητες παράμετροι x_i βελτιστοποιούνται ώστε να ελαχιστοποιήσουν την συνάρτηση στόχου $f(x_i)$. Η συγκεκριμένη μέθοδος επελέγη καθώς το πρόβλημα είναι υποστατικό, συνεπώς οι δεδομένες εξισώσεις να είναι λιγότερες από τους αγνώστους του προβλήματος και το πρόβλημα να μην μπορεί να λυθεί χωρίς την εισαγωγή πρόσθετων «βοηθητικών» εξισώσεων.

Το αδιάστατο μοντέλο που αναπτύχθηκε συνίσταται σε ένα συνδυασμό θερμοδυναμικών και ημι-εμπειρικών εξισώσεων, όπως αυτές συλλέγησαν από τη βιβλιογραφία [40, 45, 88-90]. Οι ανεξάρτητες παράμετροι εισαγάγονται από τις ημι-εμπειρικές εξισώσεις και την συνάρτηση

σφάλματος του μοντέλου της αντλίας, η οποία πρέπει να ελαχιστοποιηθεί, ώστε τα αποτελέσματα του μοντέλου να προσεγγίσουν αυτά των πειραματικών αποτελεσμάτων. Δεδομένου ότι η βελτιστοποίηση της συνάρτησης σφάλματος έγκειται στη χρήση των πειραματικών δεδομένων, αυτά αποτελούν τα δεδομένα εισόδου του εν λόγω μοντέλου.



Εικ. 3.1. Μέθοδος διακρίβωσης των παραμέτρων του μοντέλου της αντλίας

3.2 Οι θερμοδυναμικές διεργασίες του μοντέλου

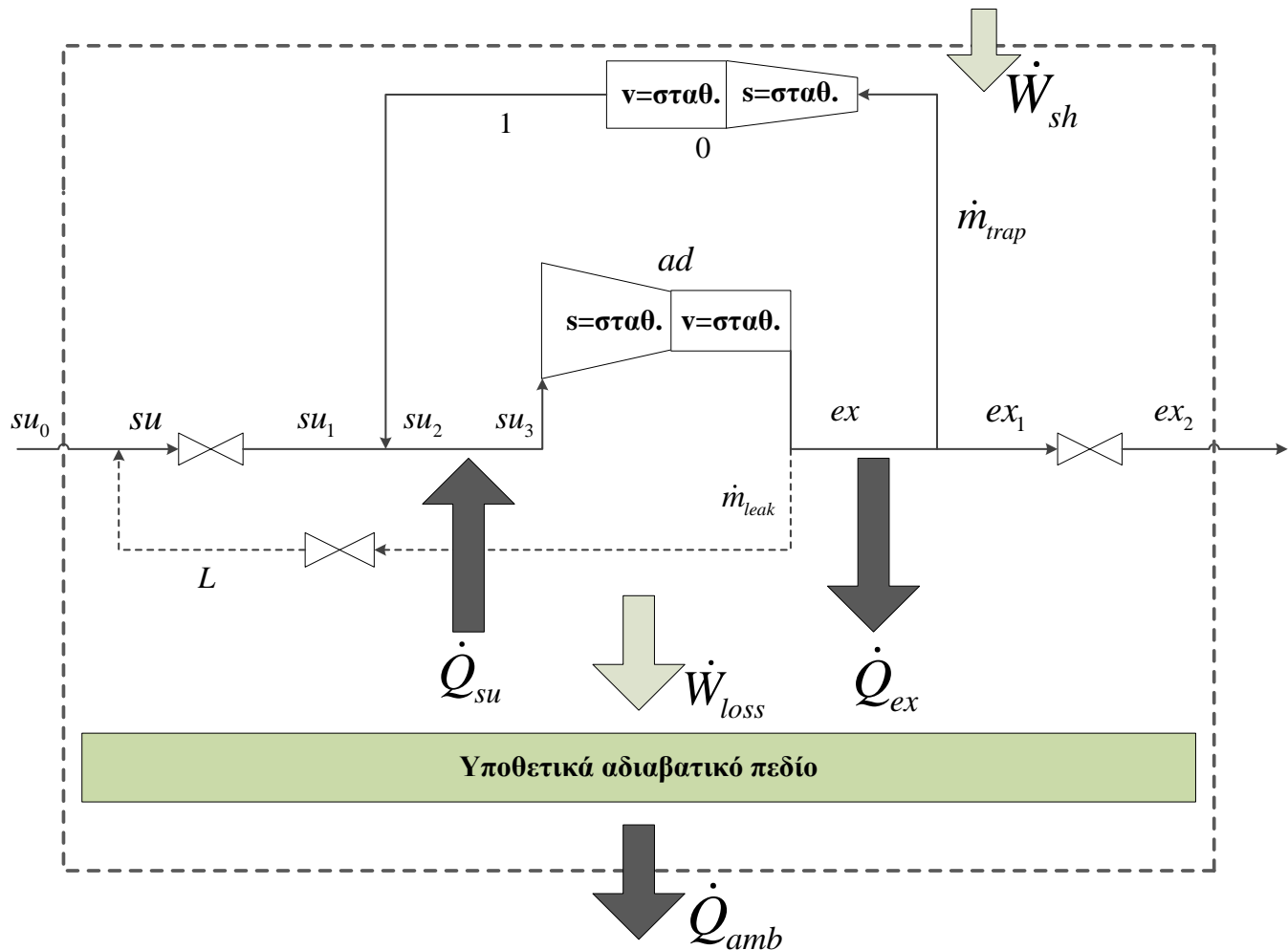
Βασικό στοιχείο της εν λόγω μοντελοποίησης συνίσταται στην κατάτμηση της θερμοδυναμικής διεργασίας που επιτελείται εντός της αντλίας σε ένα αριθμό από επιμέρους μικρότερες διεργασίες οι οποίες εκτελούνται ταυτόχρονα και σύμφωνα με την διαδοχή που θα παρουσιαστεί ακολούθως.

Πριν την περιγραφή των επιμέρους διεργασιών, όπως αυτές θεωρούνται από το μοντέλο της αντλίας, αξίζει να σημειωθεί ότι το εν λόγω μοντέλο βασίζεται στην μοντελοποίηση που έχει προταθεί από το EXP-HEAT [90] για ένα εμβολοφόρο εκτονωτή, όπως επίσης το μοντέλο ελικοειδή εκτονωτή που έχει προταθεί από τον Lemort et al. [45] και το μοντέλο ανοιχτού τύπου παλινδρομικού συμπιεστή από τον Winandy et al. [89].

Όπως ήδη αναφέρθηκε, η αντλία μοντελοποιήθηκε σαν μία διαδοχή θερμοδυναμικών διεργασιών, οι οποίες κατά σειρά εκτέλεσης είναι οι εξής:

- i. $su_0 \rightarrow su$: Αδιαβατική ανάμειξη της κυρίας ροής με την ανακυκλούμενη ροή που προέρχεται από διαρροές. Μέρος της κυρίας ροής μετά την συμπίεση, τείνει να κινηθεί προς την αναρρόφηση, διαρρέοντας μέσω του κελύφους.
- ii. $su \rightarrow su_1$: Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής. Κυρίως λόγω απωλειών που προκαλούνται από την τριβή, παρουσιάζεται μία πτώση πίεσης στην αναρρόφηση.
- iii. $su_1 \rightarrow su_2$: Αδιαβατική ανάμειξη της κυρίας ροής με το εγκλωβισμένο τμήμα της ροής. Λόγω ύπαρξης του νεκρού όγκου στην αντλία, ένα τμήμα της ροής παραμένει εγκλωβισμένο εντός της αντλίας και ανακυκλοφορεί σε κάθε νέο κύκλο λειτουργίας της αντλίας.
- iv. $su_2 \rightarrow su_3$: Ισοβαρής θέρμανση. Λόγω διαφορετικής θερμοκρασίας της ροής του οργανικού μέσου και των μηχανικών μερών της αντλίας, πραγματοποιείται ισοβαρώς συναλλαγή θερμότητας, μέχρι να επιτευχθεί θερμική ισορροπία.
- v. $su_3 \rightarrow ad$: Ισεντροπική συμπίεση. Η κατ'εξοχή συμπίεση της ροής επιτελείται στο συγκεκριμένο στάδιο.
- vi. $ad \rightarrow ex$: Αδιαβατικά ισόχωρη συμπίεση/εκτόνωση. Λαμβάνει χώρα σε περίπτωση που υπάρχει αναντιστοιχία πίεσης ανάμεσα στο εργαζόμενο μέσο και το σύστημα (άνοιγμα βαλβίδας εξαγωγής).
- vii. $ex \rightarrow ex_1$: Ισοβαρής ψύξη. Η θερμοκρασιακή διαφορά ανάμεσα στο εργαζόμενο μέσο και την αντλία οδηγεί σε συναλλαγή θερμότητας και ψύξη του εργαζόμενου μέσου.
- viii. $ex_1 \rightarrow ex_2$: Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής. Σε αντιστοιχία με το βήμα ii. για την περίπτωση της εξαγωγής, εμφανίζεται μία πτώση πίεσης στη ροή λόγω τριβής.
- ix. $ex_1 \rightarrow 0$: Ισεντροπική εκτόνωση της εγκλωβισμένης ποσότητας του εργαζόμενου μέσου. Καθώς το διάφραγμα υποχωρεί μετά την ολοκλήρωση ενός κύκλου συμπίεσης (της κυρίας ροής), η εγκλωβισμένη, λόγω του νεκρού όγκου της αντλίας, ροή εκτονώνεται ισεντροπικά.
- x. $0 \rightarrow 1$: Αδιαβατικά ισόχωρη συμπίεση/εκτόνωση της εγκλωβισμένης-ανακυκλοφορούμενης- ροής. Σε περίπτωση που υπάρχει αναντιστοιχία πίεσης ανάμεσα στην εγκλωβισμένη ποσότητα και το σύστημα, η εγκλωβισμένη ποσότητα μεταβάλλει την πιεσή της ώστε να επέλθει -μακροσκοπική- θερμοδυναμική ισορροπία στο σύστημα.
- xi. $ex \rightarrow L$: Αδιαβατικός στραγγαλισμός του ρεύματος διαρροών. Το ρεύμα που δημιουργείται από τις διαρροές στραγγαλίζεται αδιαβατικά ώστε να εξισωθεί η πίεσή του με την πίεση αναρρόφησης, όπου και ανακυκλώνεται.

Οι θερμοδυναμικές διεργασίες που περιγράφηκαν παραπάνω, παρουσιάζονται και σε μορφή διαγράμματος, ώστε να είναι πιο εμφανής η διαδοχή τους, στην Εικ. 3.2 που ακολουθεί.

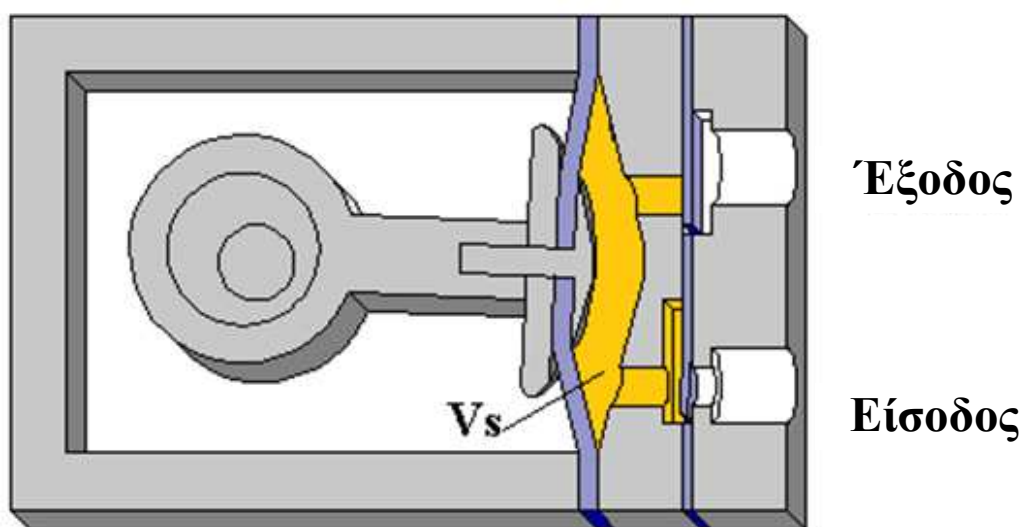


Εικ. 3.2. Διαγράμμα των θερμοδυναμικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα εντός της αντλίας σύμφωνα με το μοντέλο που αναπτύχθηκε

3.3 Γεωμετρικές παράμετροι μοντέλου

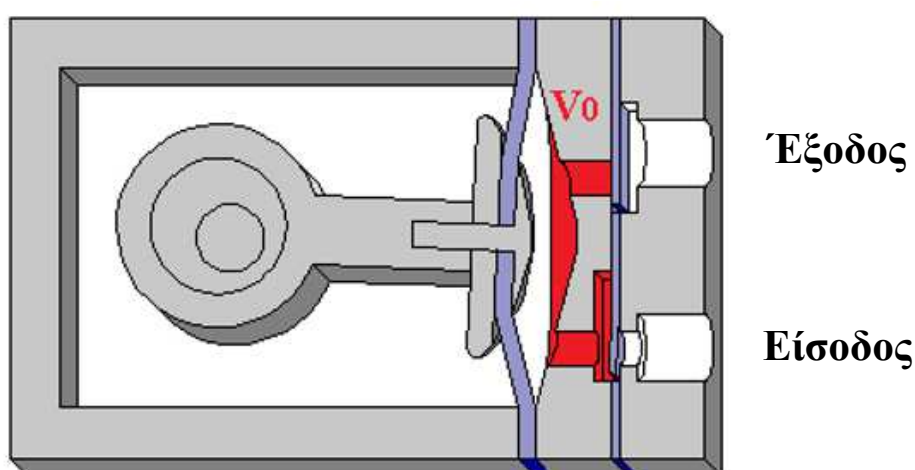
Στην παρούσα παράγραφο θα ορισθούν οι βασικές γεωμετρικοί παράμετροι που υπεισέρχονται στην μοντελοποίηση της αντλίας, επιτρέποντας στο μοντέλο την πρόβλεψη του μη συγχρονισμού των βαλβίδων και λοιπών γεωμετρικών ατελειών στο στάδιο του σχεδιασμού της αντλίας.

- i. Ολικός όγκος V_s : πρόκειται για τον συνολικό όγκο της ατράκτου όπου συμπιέζεται το οργανικό μέσο, όταν η μεμβράνη βρίσκεται στο κάτω νεκρό σημείο (στην περίπτωση της Εικ.3.3 στην πιο αριστερή θέση που δύναται να έλθει). Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι αμφοτέρως κλειστές. Ακολουθώντας, εκκινά η συμπίεση του ρευστού (σημείο su_3).



Εικ. 3.3. Σχηματική απεικόνιση του ολικού όγκου V_s (με κίτρινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος

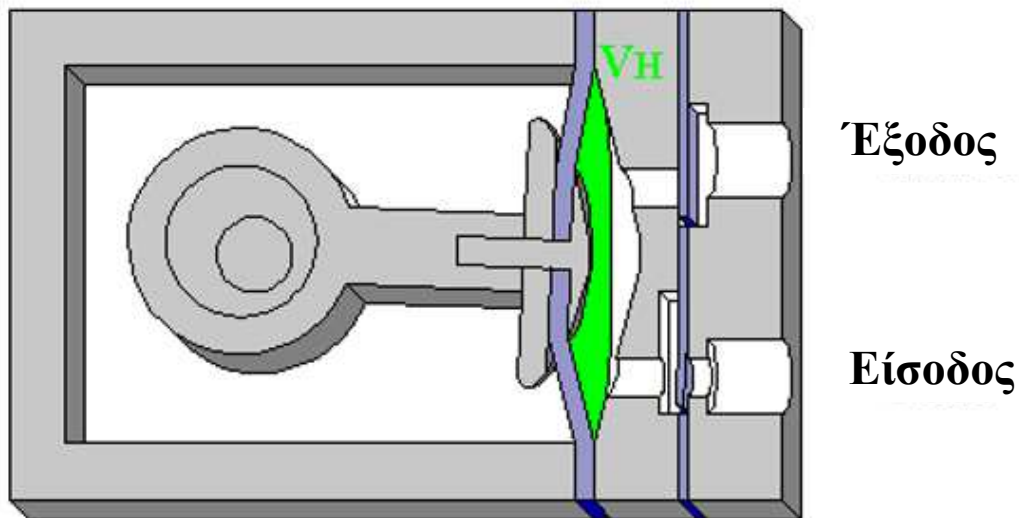
- ii. Νεκρός ή επιζήμιος όγκος V_0 : πρόκειται για τον όγκο της ατράκτου όπου συμπιέζεται το οργανικό μέσο, όταν η μεμβράνη βρίσκεται στο άνω νεκρό σημείο (στην περίπτωση της Εικ.3.4 στην πιο δεξιά θέση που δύναται να έλθει). Οι βαλβίδες εισαγωγής και εξαγωγής είναι αμφοτέρως κλειστές (σημείο ex_1). Η ύπαρξη του εν λόγω όγκου είναι, όπως έχει ήδη αναφερθεί, η γενεσιουργός αιτία για την ύπαρξη μίας εγκλωβισμένης ποσότητας οργανικού μέσου.



Εικ. 3.4. Σχηματική απεικόνιση του νεκρού όγκου V_0 (με κόκκινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος

- iii. Όγκος εμβολισμού V_H : πρόκειται για τον όγκο του οργανικού ρευστού όπου δύναται να αναρροφηθεί (σε ένα κύκλο) κατά την κίνηση του διαφράγματος. Το συγκεκριμένο μέγεθος είναι ιδιαίτερα σημαντικό, καθώς παρέχει μία γρήγορη εκτίμηση της αναρροφούμενης μάζας του εργαζόμενου μέσου. Ο όγκος εμβολισμού V_H συσχετίζεται με τον ολικό όγκο της ατράκτου της αντλίας V_s και του νεκρού όγκου V_0 , σύμφωνα με τη σχέση (3.1) που ακολουθεί:

$$V_H = V_s - V_0 \quad (3.1)$$



Εικ. 3.5. Σχηματική απεικόνιση του όγκου εμβολισμού V_H (με πράσινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος

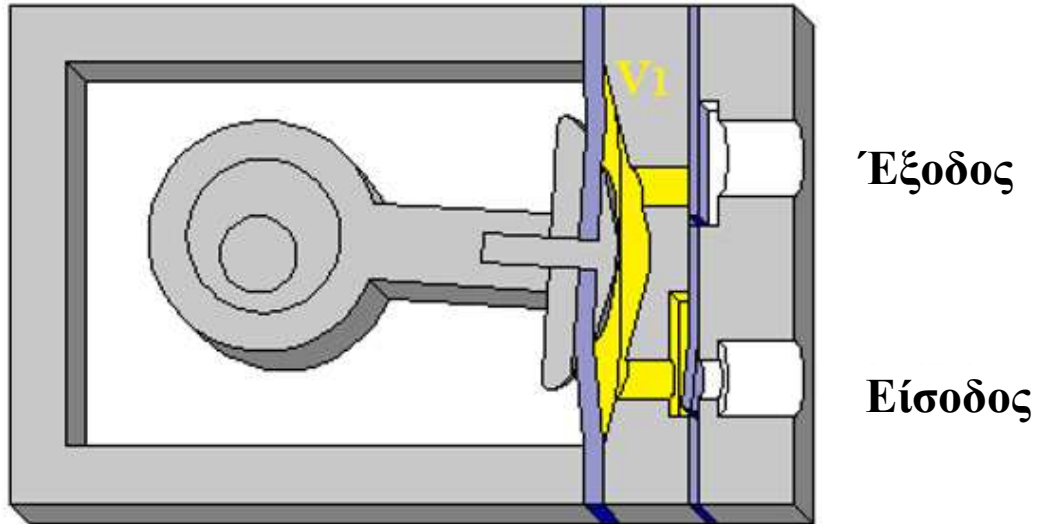
- iv. Βαθμός συμπίεσης: πρόκειται για τον λόγο του ολικού όγκου της ατράκτου προς τον επιζήμιο όγκο.

$$\varepsilon = \frac{V_s}{V_0} = \frac{V_H + V_0}{V_0} = \frac{1}{C} \quad (3.2)$$

- v. Ο λόγος f_a του όγκου V_1 , που έχει η άτρακτος της αντλίας όταν η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοιχτή και αρχίζει η διεργασία της αναρρόφησης του οργανικού μέσου (Εικ. 3.6), προς τον ολικό όγκο της ατράκτου V_s . Ο λόγος f_a έχει άμεση συσχέτιση με τη μάζα του εργαζόμενου μέσου που εισέρχεται στην αντλία. Αύξηση του συγκεκριμένου λόγου συνεπάγεται ότι η βαλβίδα εισαγωγής παραμένει κλειστή για μεγαλύτερο χρονικό διάστημα και ως εκ τούτου η συμπιεζόμενη ποσότητα οργανικού μέσου ελαττώνεται. Επιπρόσθετα, όσο μεγαλύτερη είναι η εκτόνωση και ως εκ τούτου ο ειδικός όγκος της εγκλωβισμένης ποσότητας του εργαζόμενου μέσου, τόσο μικρότερος είναι ο διαθέσιμος όγκος στην αναρρόφηση. Εν γένει, ο λόγος f_a πρέπει να έχει κατά το δυνατόν μικρότερη

τιμή, ώστε να αποφευχθεί η δημιουργία ατμού και η ανεξέλεγκτη εκτόνωση της εγκλωβισμένης ποσότητας του εργαζόμενου μέσου.

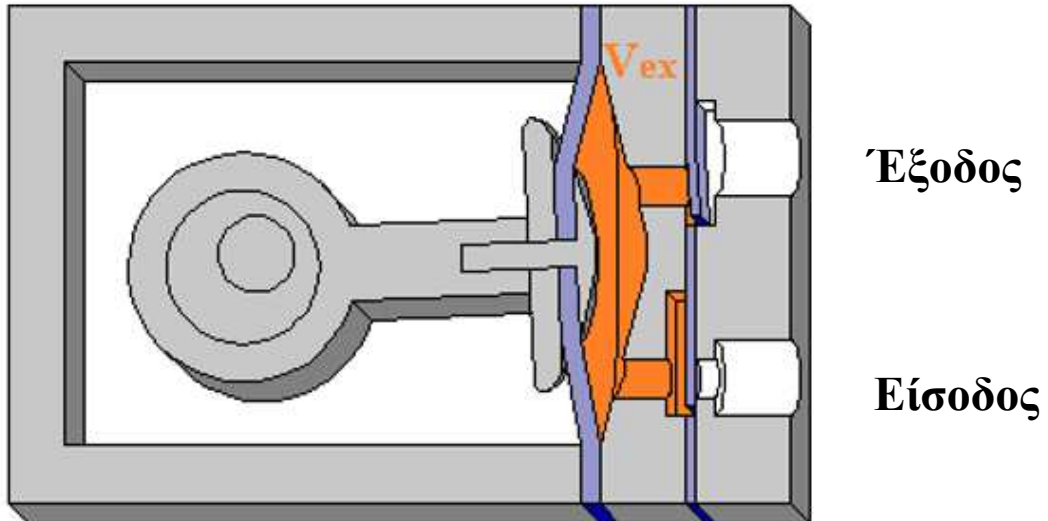
$$f_a = \frac{V_1}{V_s} \quad (3.3)$$



Εικ. 3.6. Σχηματική απεικόνιση του όγκου V_1 (με κίτρινο χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος

- vi. Ο λόγος f_p του όγκου V_{ex} , που έχει η άτρακτος της αντλίας όταν η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανοιχτή και αρχίζει η διεργασία της εξαγωγής του οργανικού μέσου (Εικ. 3.7), προς τον ολικό όγκο της άτρακτος V_s . Ο λόγος f_p είναι ίσος με το λόγο των ειδικών όγκων στην αρχή και το τέλος της ισεντροπικής συμπίεσης $su_3 \rightarrow ad$, επομένως αυξημένη τιμή του λόγου συνεπάγεται και μεγαλύτερη συμπίεση. Ζητούμενο, ως εκ τούτου, είναι η τιμή του λόγου f_p να ρυθμίζεται κατά τέτοιο τρόπο ώστε στο τέλος της συμπίεσης να επιτυγχάνεται πίεση παραπλήσια προς την επιθυμητή πίεση εξόδου από την αντλία.

$$f_p = \frac{V_{ex}}{V_s} \quad (3.4)$$

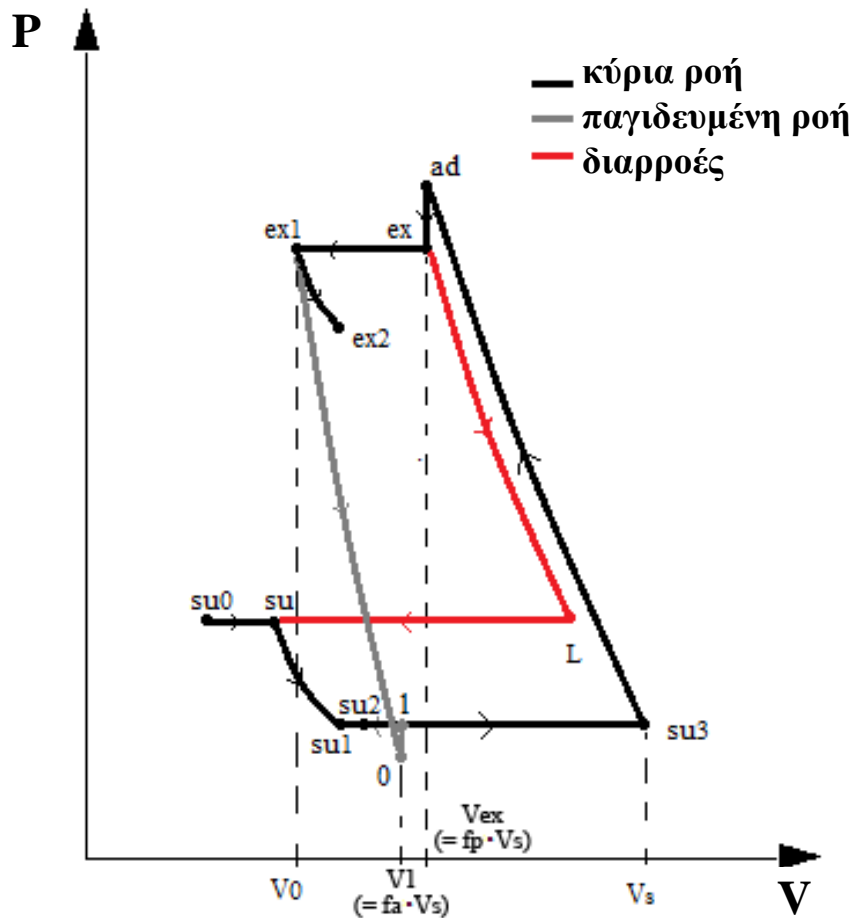


Εικ. 3.7. Σχηματική απεικόνιση του όγκου V_{ex} (με πορτοκαλί χρώμα) σε μία αντλία διαφράγματος

- vii. Ο λόγος f_e που συσχετίζει τον λόγο f_a και τον λόγο C (αντίστροφος του βαθμού συμπίεσης) και είναι ίσος με τον λόγο των ειδικών όγκων πριν και μετά την εκτόνωση $ex_1 \rightarrow 1$.

$$f_e = \frac{f_a}{C} = f_a \cdot \varepsilon = \frac{V_1}{V_0} = \frac{v_1}{v_{ex_1}} \quad (3.5)$$

Στην Εικ. 3.8 παρουσιάζεται ένα ποιοτικό διάγραμμα πίεσης-όγκου που παρουσιάζεται η διαδοχή των θερμοδυναμικών διεργασιών που λαμβάνουν χώρα στην αντλία. Στο εν λόγω διάγραμμα, αξίζει να σημειωθεί ότι ο όγκος $f_a \cdot V_s$ αναφέρεται στον όγκο που καταλαμβάνει η παγιδευμένη εντός της αντλίας ποσότητα του εργαζόμενου μέσου αμέσως μετά την εκτόνωση $ex_1 \rightarrow 1$.

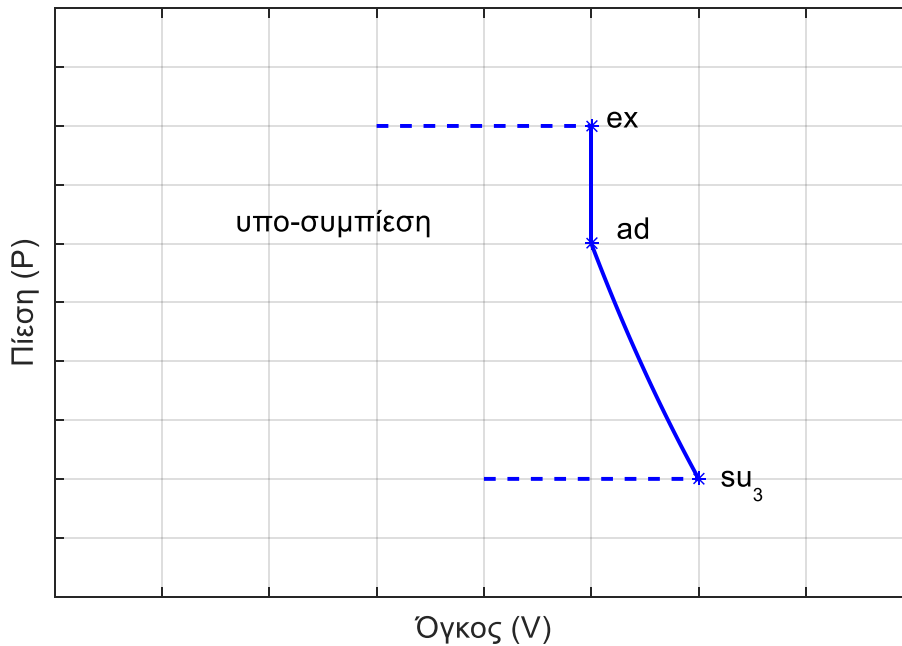


Εικ. 3.8. Ποιοτικό διάγραμμα πίεσης-όγκου για τις θερμοδυναμικές διεργασίες που λαμβάνουν χώρα εντός της αντλίας [91]

3.4 Υπό- και υπερ-συμπίεση

Υπο-συμπίεση (under-compression) λαμβάνει χώρα όταν ο εσωτερικός λόγος πίεσης που αναπτύσσεται λόγω της αντλίας p_{ad}/p_{su_3} είναι μικρότερος από τον λόγο πίεσης του συστήματος p_{ex}/p_{su_3} και ως εκ τούτου η πίεση στο θάλαμο εξαγωγής μετά την ολοκλήρωση της συμπίεσης είναι μικρότερη από την πίεση στο σύστημα εξαγωγής (συμπεριλαμβανομένης της απώλειας πίεσης εντός της σωλήνωσης). Για να εξομαλυνθεί η πίεση, ένα τμήμα της ροής ρέει προς τον θάλαμο εξαγωγής. Στο μοντέλο της αντλίας γίνεται η θεώρηση ότι αυτό επιτυγχάνεται ακαριαία, όταν η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει. Το ισοζύγιο ενέργειας στο θάλαμο εξαγωγής μπορεί να περιγραφεί όπως φαίνεται παρακάτω στη σχέση (3.6):

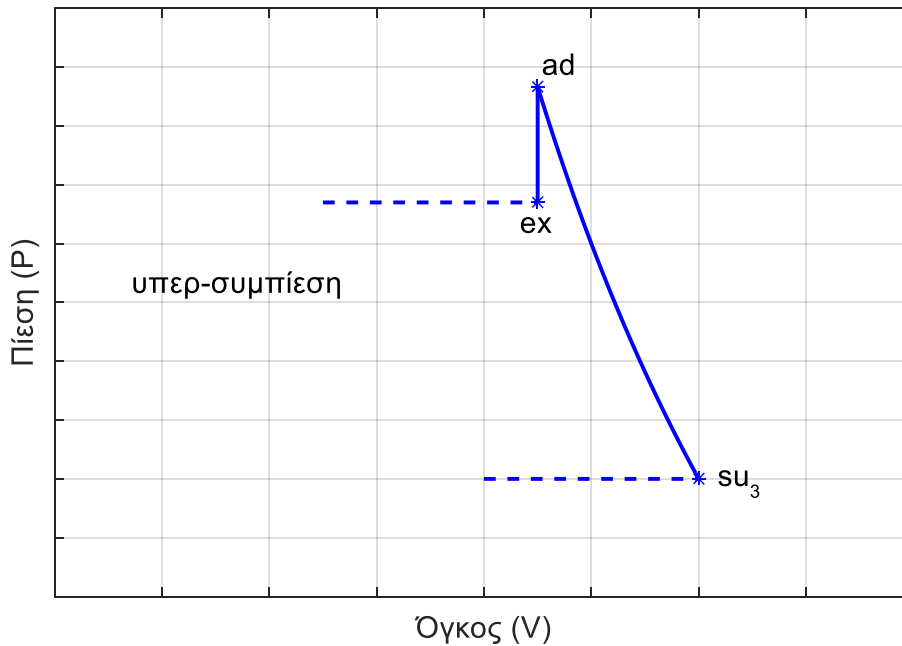
$$(\dot{m}_{ad} + \Delta\dot{m})u_{ex} - \dot{m}_{ad} \cdot u_{ad} = \Delta\dot{m} \cdot h_{ex} \quad (3.6)$$



Εικ. 3.9. Σχηματική απεικόνιση της υπο-συμπίεσης σε διάγραμμα όγκου-πίεσης

Από την άλλη πλευρά, η υπερ-συμπίεση εμφανίζεται όταν ο εσωτερικός λόγος πίεσης που αναπτύσσεται λόγω της αντλίας p_{ad}/p_{su_3} είναι μεγαλύτερος από τον λόγο πίεσης του συστήματος p_{ex}/p_{su_3} και ως εκ τούτου η πίεση στο θάλαμο εξαγωγής μετά την ολοκλήρωση της συμπίεσης είναι μεγαλύτερη από την πίεση στο σύστημα εξαγωγής (συμπεριλαμβανομένης της απώλειας πίεσης εντός της σωλήνωσης). Σε αυτή την περίπτωση, μέρος της ροής κινείται προς τη γραμμή εξαγωγής, μειώνοντας κατά συνέπεια το έργο για την εξαγωγή του ρευστού. Το ενεργειακό ισοζύγιο στον θάλαμο εξαγωγής είναι, εν προκειμένου, το ακόλουθο:

$$(\dot{m}_{ad} - \Delta\dot{m})u_{ex} - \dot{m}_{ad} \cdot u_{ad} = -\Delta\dot{m} \cdot h_{ex} \quad (3.7)$$



Εικ. 3.10. Σχηματική απεικόνιση της υπερ-συμπίεσης σε διάγραμμα όγκου-πίεσης

Αξίζει να σημειωθεί σε αυτό το σημείο ότι η επίδραση της υπερ-συμπίεσης (ή της υπο-συμπίεσης) στο καταναλισκόμενο από την αντλία έργο είναι ελάχιστη και για αυτό το λόγο παραλήφθηκε από το ημι-εμπειρικό μοντέλο για λόγους απλοποίησης της διαδικασίας μοντελοποίησης. Επιπλέον, ιδίως το φαινόμενο της υπο-συμπίεσης εκδηλώνεται μόνο σε μεταβατικές καταστάσεις λειτουργίας, κάτι που ενισχύει και το λόγο που παραλήφθηκε από το μοντέλο της αντλίας.

3.5 Ανάλυση του μοντέλου της αντλίας

Αναφορικά με την παροχή μάζας στην αναρρόφηση αυτή δύναται να υπολογιστεί σαν συσχέτιση με την παγιδευμένη μάζα στο τέλος της ισεντροπικής εκτόνωσης και την παροχή των διαρροών, σύμφωνα με την κάτωθι σχέση:

$$\dot{m}_{in} = \frac{N}{60} \left(\frac{V_s}{v_{su_3}} - \frac{f_a \cdot V_s}{v_1} \right) - \dot{m}_{leak} \quad (3.8)$$

Η σχέση (3.8) βασίζεται στο μοντέλο της Glavatskaya et al. [92] με τη διαφοροποίηση ότι στην προκείμενη περίπτωση έχουν ενσωματωθεί στην εξίσωση τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της αντλίας και η παροχή των διαρροών αφαιρείται από την κυρίως ροή.

Πραγματοποιώντας ένα ισοζύγιο μάζας στην αντλία, προκύπτει η κάτωθι εξίσωση:

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_{in} + \dot{m}_{trap} + \dot{m}_{leak} \quad (3.9)$$

Όπου

\dot{m}_{trap} αναφέρεται στην παροχή μάζας της παγιδευμένης ποσότητας του ρευστού

\dot{m}_{leak} αναφέρεται στην παροχή μάζας των διαρροών

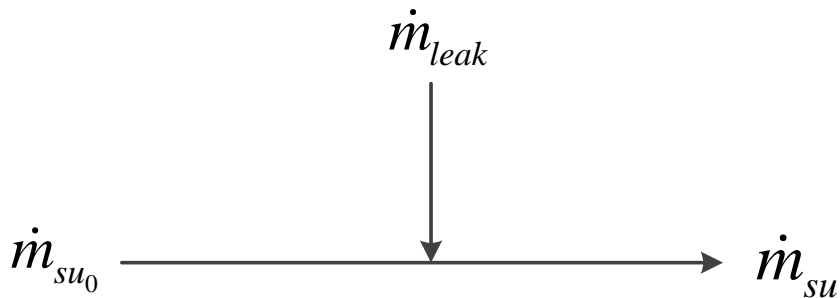
Ακολουθώντας το πρότυπο της ανάλυσης της παραγράφου 3.2, οι εξισώσεις που συνθέτουν το μοντέλο παρουσιάζονται σύμφωνα με την ακολουθία των θερμοδυναμικών διεργασιών που έχει ήδη παρουσιασθεί.

- i. $su_0 \rightarrow su$: Αδιαβατική ανάμειξη της κυρίας ροής με την ανακυκλούμενη ροή που προέρχεται από διαρροές

Πραγματοποιώντας ένα ισοζύγιο ενέργειας και μάζας στην εν λόγω διεργασία προκύπτουν αντίστοιχα οι εξισώσεις (3.10) και (3.11).

$$\dot{m}_{su_0} \cdot h_{su_0} + \dot{m}_{leak} \cdot h_{leak} = \dot{m}_{su} \cdot h_{su} \quad (3.10)$$

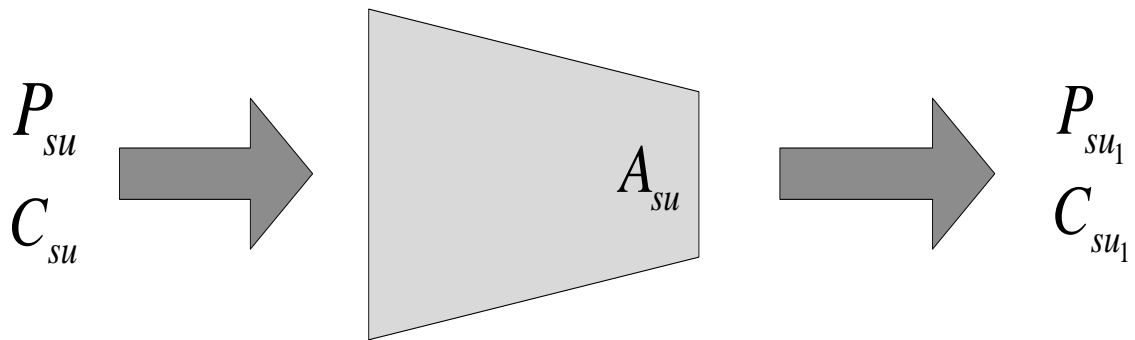
$$\dot{m}_{su} = \dot{m}_{su_0} + \dot{m}_{leak} \quad (3.11)$$



Εικ. 3.11. Αδιαβατική ανάμειξη της κύριας ροής με τις διαρροές

- ii. $su \rightarrow su_1$: Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής

Η πτώση πίεσης που λαμβάνει χώρα στην αναρρόφηση μοντελοποιείται σαν μία ισεντροπική ροή εντός ακροφυσίου. Επιπρόσθετα, το ρευστό θεωρείται ασυμπίεστο - καθότι βρίσκεται σε υγρή κατάσταση και σε χαμηλή πίεση- [40, 90].



Εικ. 3.12. Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής

Η επιφάνεια A_{su} αποτελεί μία υποθετική επιφάνεια που προσομοιώνει την πτώση πίεσης στην υπό μοντελοποίηση αντλία. Η τιμή αυτής προσδιορίζεται με τη βοήθεια των πειραματικών δεδομένων, σύμφωνα με την διαδικασία της διακρίβωσης των παραμέτρων του μοντέλου, όπως αυτή θα αναπτυχθεί στην επόμενη παράγραφο.

Αναφορικά με την πτώση πίεσης, αυτή είναι δυνατό να προσδιορισθεί, κάνοντας χρήση των προαναφερθείσων υποθέσεων, πραγματοποιώντας ένα ισοζύγιο ορμής:

$$\Delta p_{su} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{su_1}^2}{A_{su}^2} v_{su_1} \quad (3.12)$$

- iii. $su_1 \rightarrow su_2$: αδιαβατική ανάμειξη της κυρίας ροής με το εγκλωβισμένο τμήμα της ροής

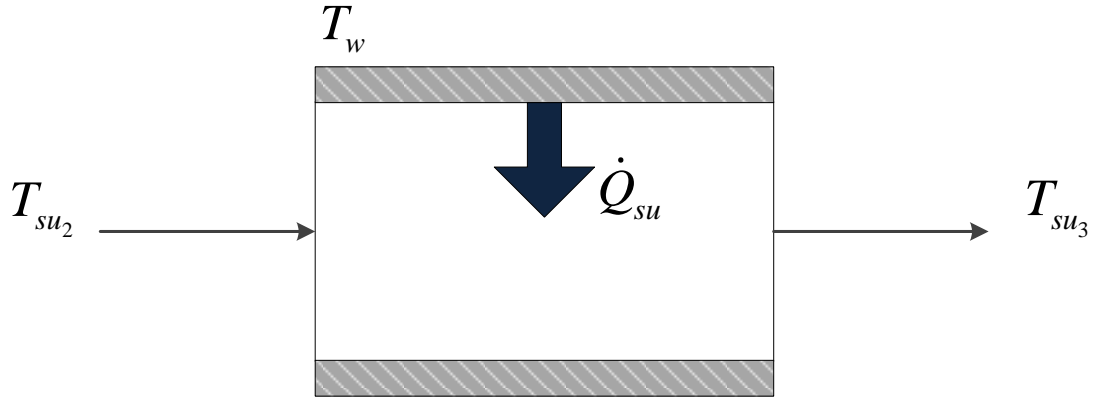
Κατά πλήρη αντιστοιχία με την αδιαβατική ανάμειξη της διεργασίας i., πραγματοποιώντας ένα ισοζύγιο ενέργειας και μάζας στην εν λόγω διεργασία προκύπτουν αντίστοιχα οι εξισώσεις (3.13) και (3.14).

$$\dot{m}_{su_1} \cdot h_{su_1} + \dot{m}_1 \cdot h_1 = \dot{m}_{su_2} \cdot h_{su_2} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_{su_2} = \dot{m}_{su_1} + \dot{m}_1 \quad (3.14)$$

- iv. $su_2 \rightarrow su_3$: ισοβαρής θέρμανση

Εξαιτίας της θερμοκρασιακής αναντιστοιχίας των τοιχωμάτων της αντλίας και του οργανικού ρευστού -τα τοιχώματα είναι θερμότερα- , αναπτύσσεται μεταφορά θερμότητας από τα τοιχώματα προς το οργανικό ρευστό.



Εικ. 3.13. Ισοβαρής θέρμανση του εργαζόμενου μέσου από τα θερμότερα τοιχώματα

Για την μοντελοποίηση της εν λόγω διεργασίας έγινε χρήση της μεθόδου ε-NTU [93].

$$\dot{Q}_{su} = \dot{m}_{su_3} (h_{su_3} - h_{su_2}) \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{su} = \left(1 - e^{-\frac{AU_{su}}{\dot{C}_{su_2}}} \right) \dot{C}_{su_2} (T_w - T_{su_2}) \quad (3.16)$$

$$AU_{su} = AU_{su,nom} \left(\frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0.8} \quad (3.17)$$

Όπου

T_w αναφέρεται στη θερμοκρασία του τοιχώματος

\dot{m}_{nom} αναφέρεται στην ονομαστική παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου (0.39 kg/s)

AU_{su} είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας

Ο ονομαστικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας είναι ένα από τα μεγέθη που πρέπει να διακριβωθεί. Η δε τιμή του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας AU_{su} υπολογίζεται από τη σχέση (3.17) όπως αυτή προτάθηκε από τον Lemort et al. [45].

v. $su_3 \rightarrow ad$: ισεντροπική συμπίεση

Κάτω από αδιαβατικές συνθήκες δύναται να υπολογιστεί το καταναλισκόμενο έργο της συμπίεσης μέσω του πρώτου θερμοδυναμικού νόμου για κλειστά συστήματα:

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ad} (u_{ad} - u_{su_3}) \quad (3.18)$$

Στην εν λόγω διεργασία γίνεται χρήση επίσης της παραμέτρου f_p , η οποία δύναται επίσης να υπολογιστεί σαν ο λόγος των ειδικών όγκων πριν και μετά την συμπίεση και αποτελεί μία από τις παραμέτρους που πρέπει να διακριβωθούν.

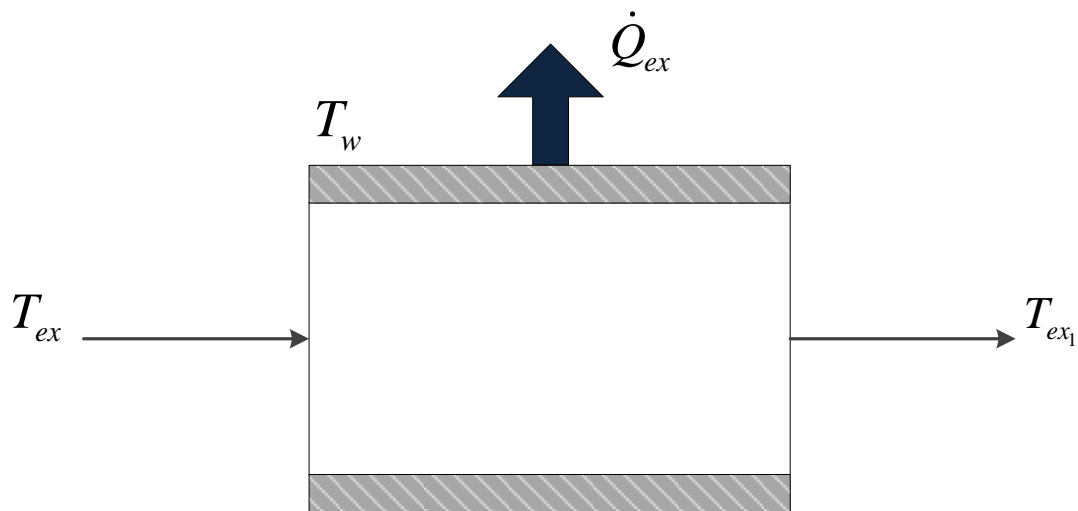
$$f_p = \frac{v_{ad}}{v_{su_3}} \quad (3.19)$$

vi. $ad \rightarrow ex$: αδιαβατικά ισόχωρη συμπίεση/εκτόνωση

Η εν λόγω διεργασία μπορεί να είναι είτε συμπίεση είτε εκτόνωση, κάτι που ρυθμίζεται από την παράμετρο f_p . Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή του συντελεστή f_p τόσο μεγαλύτερος ο ειδικός όγκος v_{ad} και αντίστοιχα χαμηλότερη η τιμή της πίεσης p_{ad} . Σε περίπτωση που η τιμή της πίεσης στο σημείο ad είναι μεγαλύτερη από αυτή στο σημείο ex (συμπεριλαμβανομένης της πτώσης πίεσης στην έξοδο) τότε η διεργασία $ad \rightarrow ex$ είναι ισόχωρη εκτόνωση. Σε αντίθετη περίπτωση πρόκειται για συμπίεση.

vii. $ex \rightarrow ex_1$: ισοβαρής ψύξη

Σε αυτή την περίπτωση, τα τοιχώματα της αντλίας βρίσκονται σε χαμηλότερη θερμοκρασία από το εργαζόμενο μέσο με αποτέλεσμα να αναπτύσσεται μεταφορά θερμότητας από το εργαζόμενο μέσο προς τα τοιχώματα όπως φαίνεται και στην Εικ.3.14.



Εικ. 3.14. Ισοβαρής ψύξη του εργαζόμενου μέσου από τα ψυχρότερα τοιχώματα

Κατά αντιστοιχία με την περίπτωση της ισοβαρούς θέρμανσης, οι εξισώσεις που περιγράφουν την εν λόγω διαδικασία με βάση τη μέθοδο ϵ -NTU είναι οι κάτωθι [93]:

$$\dot{Q}_{ex} = \dot{m}_{ex} (h_{ex_1} - h_{ex}) \quad (3.20)$$

$$\dot{Q}_{ex} = \left(1 - e^{-\frac{AU_{ex}}{C_{ex}}} \right) \dot{C}_{ex} (T_w - T_{ex}) \quad (3.21)$$

$$AU_{ex} = AU_{ex,nom} \left(\frac{\dot{m}_{in}}{\dot{m}_{nom}} \right)^{0.8} \quad (3.22)$$

Όπου

$AU_{ex,nom}$ είναι ο ονομαστικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, η τιμή του οποίου προκύπτει από τη διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου.

viii. $ex_1 \rightarrow ex_2$: αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής

Κατά αντιστοιχία με την περίπτωση της πτώσης πίεσης στην αναρρόφηση, η πτώση πίεσης λόγω του στραγγαλισμού της ροής υπολογίζεται βάση της κάτωθι σχέσης:

$$\Delta p_{ex} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{m}_{ex_2}^2}{A_{ex}^2} v_{ex_1} \quad (3.23)$$

Όπου

A_{ex} είναι η επιφάνεια διατομής στην έξοδο της αντλίας.

ix. $ex_1 \rightarrow 0$: ισεντροπική εκτόνωση της εγκλωβισμένης ποσότητας του εργαζόμενου μέσου

Μετά την ολοκλήρωση της εξαγωγής του ρευστού από την αντλία, το διάφραγμα υποχωρεί με αποτέλεσμα η μάζα του εργαζόμενου μέσου που έχει εγκλωβιστεί εντός της αντλίας να εκτονώνεται. Το έργο που παράγεται από την εκτόνωση μπορεί να αμεληθεί λόγω της χαμηλής τιμής αυτού. Η μάζα που παγιδεύεται ανά κύκλο της μηχανής δύναται να υπολογιστεί βάση των γεωμετρικών παραμέτρων της αντλίας.

$$\dot{m}_{trap} = \frac{f_a \cdot V_s \cdot N}{60 \cdot v_0} \quad (3.24)$$

Εν γένει, η ισχύς που παράγεται από την εκτόνωση, δεδομένου ότι πρόκειται για ισεντροπική μεταβολή, δύναται να υπολογιστεί από τον πρώτο θερμοδυναμικό νόμο:

$$\dot{W}_{exp} = \dot{m}_{trap} (u_0 - u_{ex_1}) \quad (3.25)$$

x. $0 \rightarrow 1$: αδιαβατικά ισόχωρη συμπίεση/εκτόνωση της εγκλωβισμένης-ανακυκλοφορούμενης- ροής

Η εν λόγω διεργασία μπορεί να είναι είτε συμπίεση είτε εκτόνωση, κάτι που ρυθμίζεται από την παράμετρο f_e . Όσο μεγαλύτερη είναι η τιμή του συντελεστή f_e τόσο μεγαλύτερος ο ειδικός όγκος v_0 και αντίστοιχα χαμηλότερη η τιμή της πίεσης p_0 . Σε περίπτωση που η τιμή της πίεσης στο σημείο 0 είναι μεγαλύτερη από αυτή στο σημείο 1 (συμπεριλαμβανομένης της πτώσης πίεσης στην έξοδο) τότε η διεργασία 0→1 είναι ισόχωρη εκτόνωση. Σε αντίθετη περίπτωση πρόκειται για συμπίεση.

xi. $ex \rightarrow L$: αδιαβατικός στραγγαλισμός του ρεύματος διαρροών

Οι εσωτερικές διαρροές στην αντλία μοντελοποιούνται σαν μία ισεντροπική ροή δια μέσου ενός ακροφυσίου. Η παροχή μάζας των διαρροών υπολογίζεται βάση της κάτωθι σχέσης:

$$\dot{m}_{leak} = A_{leak} \sqrt{2 \frac{p_{ex} - p_L}{v_{ex}}} \quad (3.26)$$

$$A_{leak} = A_{leak,nom} \left(\frac{f}{f_{nom}} \right) \quad (3.27)$$

Όπου

p_L είναι η πίεση των διαρροών και ταυτίζεται με την πίεση στην αναρρόφηση (p_{su_0}).

Η υποθετική επιφάνεια των διαρροών είναι ανάλογη του λόγου της πραγματικής συχνότητας του κινητήρα που κινεί την αντλία προς την ονομαστική συχνότητα, ώστε να ληφθεί υπόψη η πτώση στην απόδοση των βαλβίδων ελέγχου σε υψηλές συχνότητες [40].

Αναφορικά με το έργο που απαιτείται να αναπτυχθεί στον άξονα της αντλίας, υπολογίζεται σαν το άθροισμα ενός συνόλου από επιμέρους όρους.

Η υδραυλική ισχύς που μεταφέρεται στο εργαζόμενο μέσο υπολογίζεται από τη σχέση (3.28).

$$\dot{W}_{hydr} = \dot{W}_{comp} + \dot{W}_{dis} - \dot{W}_{adm} \quad (3.28)$$

Όπου

\dot{W}_{comp} είναι η ισχύς που καταναλίσκεται στην διεργασία $su_3 \rightarrow ad$

\dot{W}_{dis} είναι η ισχύς που καταναλίσκεται για την εξαγωγή του εργαζόμενου μέσου από την αντλία (διεργασία $ex \rightarrow ex_1$)

και \dot{W}_{adm} είναι η ισχύς που παράγεται κατά την αναρρόφηση (διεργασία $su_2 \rightarrow su_3$).

Οι ισχύεις \dot{W}_{dis} και \dot{W}_{adm} υπολογίζονται βάση της μεθόδου που προτείνεται από το EXP-HEAT [90], με βασική διαφοροποίηση ότι οι εξισώσεις προσαρμόστηκαν στον κύκλο της αντλίας και τις διάφορες γεωμετρικές παραμέτρους αυτής.

$$\dot{W}_{dis} = \frac{p_{ex_1} \cdot V_s \cdot (f_p - C) \cdot N}{60} \quad (3.29)$$

$$\dot{W}_{adm} = \frac{p_{su_3} \cdot V_s \cdot (1 - f_a) \cdot N}{60} \quad (3.30)$$

Όπου

$V_s \cdot (f_p - C)$ είναι η μεταβολή του όγκου του θαλάμου της αντλίας κατά τη διάρκεια της διαδικασίας της εξαγωγής του εργαζόμενου μέσου

και $V_s \cdot (1 - f_a)$ είναι η μεταβολή του όγκου του θαλάμου της αντλίας κατά τη διάρκεια της διαδικασίας της αναρρόφησης του εργαζόμενου μέσου.

Για να υπολογιστεί, τελικά, η απαιτούμενη ισχύς στον άξονα της αντλίας, πρέπει να ληφθούν υπόψη και οι μηχανικές απώλειες (\dot{W}_{loss}) λόγω εσωτερικών τριβών του ρευστού:

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{hydr} + \dot{W}_{loss} \quad (3.31)$$

Οι μηχανικές απώλειες υπολογίζονται βάση της μεθόδου που προτείνεται από τον Declaye [40]:

$$\dot{W}_{loss} = T_{mech} \cdot f \quad (3.32)$$

Όπου

T_{mech} είναι μία παράμετρος η οποία επίσης πρέπει να διακριβωθεί.

Οι μηχανικές απώλειες οφείλονται κυρίως στην τριβή του ρευστού με τα τοιχώματα και σε απώλειες στα έδρανα και αποβάλλονται από το σύστημα προς το περιβάλλον υπό τη μορφή θερμότητας. Στο εν λόγω μοντέλο, το σύνολο αυτών των απωλειών περιγράφονται από την παράμετρο T_{mech} .

Τέλος, κάνοντας χρήση της προσέγγισης για τον βαθμό απόδοσης του κινητήρα που παρουσιάστηκε στο προηγούμενο κεφάλαιο, καθώς και του βαθμού απόδοσης του inverter συχνότητας, είναι δυνατόν να υπολογιστεί η ηλεκτρική ισχύς που απαιτείται για την λειτουργία της αντλίας:

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{sh} \cdot \eta_{mot} \cdot \eta_{f/d} \quad (3.33)$$

Όπου, ο βαθμός απόδοσης του inverter συχνότητας είναι ίσος με:

$$\eta_{f/d} = 0.92 \quad (3.34)$$

Εφαρμόζοντας ισοζύγιο ροής της ενέργειας στην αντλία, δεδομένου ότι βρίσκεται στη μόνιμη κατάσταση, είναι δυνατό να προσδιοριστεί η θερμοκρασία των τοιχωμάτων, T_w :

$$\dot{Q}_{amb} + \dot{Q}_{ex} + \dot{Q}_{su} - \dot{W}_{loss} = 0 \quad (3.35)$$

Όπου \dot{Q}_{amb} είναι η θερμότητα που αποβάλλεται από το κέλυφος της αντλίας προς το περιβάλλον και προκύπτει από την σχέση (3.36):

$$\dot{Q}_{amb} = AU_{amb} (T_w - T_{amb}) \quad (3.36)$$

Όπου T_{amb} είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος και AU_{amb} είναι ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, μία από τις παραμέτρους των οποίων η τιμή θα προκύψει από τη διακρίβωση του μοντέλου.

Όσων αφορά την απόδοση της αντλίας, για την περιγραφή αυτής θα χρησιμοποιηθούν τέσσερις βαθμοί απόδοσης.

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης της αντλίας ορίζεται ως:

$$\eta_{is} = \frac{h_{is} - h_{su_0}}{h_{ex_2} - h_{su_0}} \quad (3.37)$$

Όπου h_{is} είναι η ενθαλπία στην υψηλή πίεση που έχει την ίδια εντροπία με το σημείο su_0 .

Από την άλλη πλευρά, ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης ή βαθμός πλήρωσης της αντλίας είναι ίσος με:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{in} \cdot 60 \cdot v_0}{N \cdot V_s \cdot (1 - C)} \quad (3.38)$$

Ο ογκομετρικός βαθμός απόδοσης συσχετίζει τον θεωρητικό όγκο του εργαζόμενου μέσου, που δύναται να συμπίσει η αντλία σε ένα κύκλου λειτουργίας βάσει του γεωμετρικού όγκου αναρρόφησης, με τον πραγματικό όγκο που διακινεί η αντλία ανά κύκλο λειτουργίας.

Ο μηχανικός βαθμός απόδοσης προσδιορίζει το ποσοστό της ενέργειας που μεταφέρει ο άξονας της αντλίας και μετατρέπεται σε υδραυλική ενέργεια του εργαζόμενου μέσου.

$$\eta_m = \frac{\dot{W}_{hydr}}{\dot{W}_{sh}} \quad (3.39)$$

Τέλος, ο ολικός βαθμός απόδοσης της αντλίας προσδιορίζει το πόσο αποδοτική είναι η χρήση της ηλεκτρικής ενέργειας που κινεί τον κινητήρα σε σχέση με την ενέργεια που παραλαμβάνει το εργαζόμενο μέσο.

$$\eta_{tot} = \frac{V_{flow,in} \cdot (p_{out} - p_{in})}{\dot{W}_{el}} \quad (3.40)$$

3.6 Διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου

Για να υλοποιηθεί η διακρίβωση των γεωμετρικών και λειτουργικών παραμέτρων του μοντέλου της αντλίας, γίνεται χρήση ενός συνόλου πειραματικών δεδομένων. Τα πειραματικά δεδομένα παρέχουν τιμές για την παροχή μάζας, τη θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου, η δε ισχύς που αναπτύσσεται στον άξονα της αντλίας, υπολογίζεται από την παροχή όγκου και την μεταβολή της πίεσης του εργαζόμενου μέσου εντός της αντλίας μέσω μίας σχέσης που παρέχεται από τον κατασκευαστή (σχέση 3.42). Όστε να προσδιοριστούν οι βέλτιστες τιμές των παραμέτρων, εισαγάγεται μία συνάρτηση σφάλματος, η οποία στα πλαίσια της διακρίβωσης πρέπει να ελαχιστοποιηθεί. Η συνάρτηση σφάλματος που χρησιμοποιήθηκε στο μοντέλο παρουσιάζεται κάτωθι:

$$error = \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\dot{m}_{calc} - \dot{m}_{meas}}{\dot{m}_{meas}} \right)^2} + \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{\dot{W}_{sh,calc} - \dot{W}_{sh,man}}{\dot{W}_{sh,man}} \right)^2} + \sqrt{\sum_1^n \left(\frac{T_{out,calc} - T_{out,meas}}{T_{out,meas}} \right)^2} \quad (3.41)$$

$$\dot{W}_{sh,man} = \frac{15 \cdot N}{84428} + \frac{\dot{V}_{flow} \cdot \Delta p}{511} \quad (3.42)$$

Όπου

N (rpm) είναι η περιστροφική ταχύτητα του άξονα της αντλίας

\dot{V}_{flow} (l/min) είναι η παροχή όγκου του εργαζόμενου μέσου και

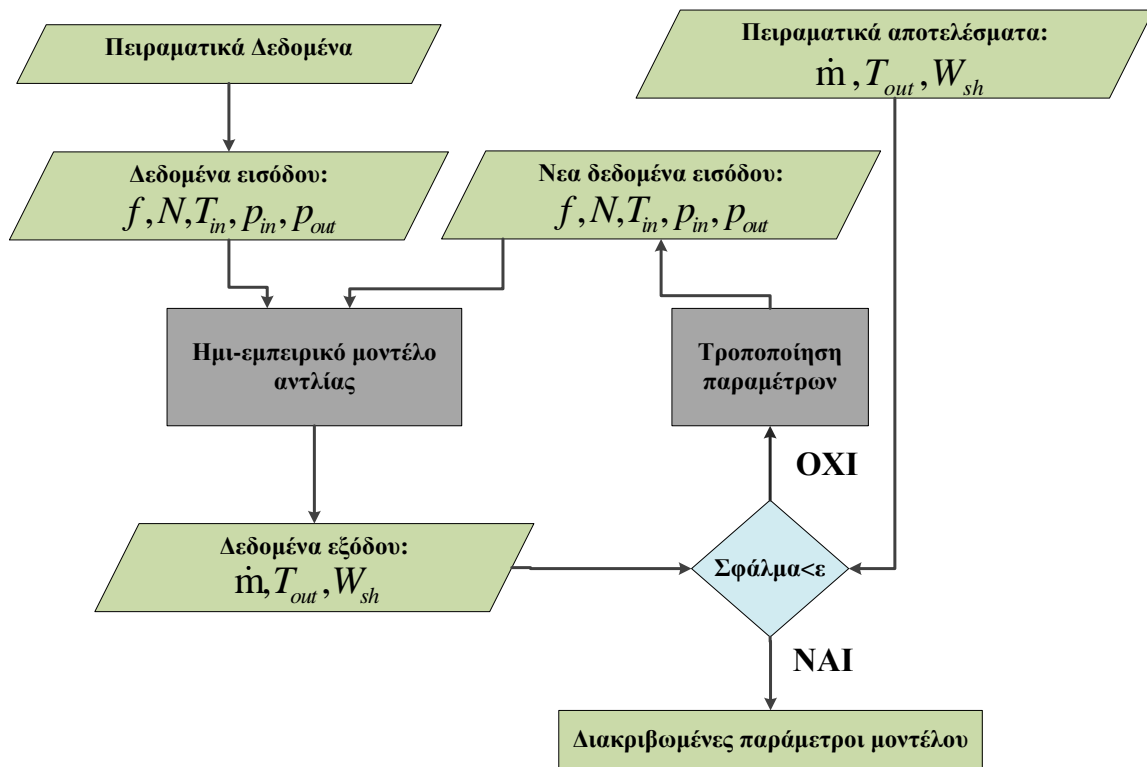
Δp (bar) είναι η μεταβολή της πίεσης εντός της αντλίας.

Συνολικά διακριβώθηκαν 10 παράμετροι βάσει των πειραματικών δεδομένων. Στον Πίνακα 3.2 παρουσιάζονται οι παράμετροι που διακριβώθηκαν μέσω της διαδικασίας της βελτιστοποίησης και οι οριακές τιμές αυτών, όπως ορίστηκαν στο περιβάλλον του EES για να υλοποιηθεί η ελαχιστοποίηση της αντικειμενικής συνάρτησης (του σφάλματος).

Πίνακας 3.2. Σύνολο παραμέτρων που διακριβώθηκαν και όρια ελέγχου αυτών για τη βελτιστοποίηση

Παράμετρος	Κατώτατο όριο ελέγχου	Ανώτατο όριο ελέγχου
AU_{amb} (W/K)	0	1E04
$AU_{ex,nom}$ (W/K)	0	1E04
$AU_{su,nom}$ (W/K)	0	1E04
A_{ex} (m ²)	1E-07	1
$A_{leak,nom}$ (m ²)	0	1
A_{su} (m ²)	1E-07	1
C	1E-06	1
f_p	1E-03	1
V_H (m ³)	1E-05	4E-03
f_e	1	3

Για τη διακρίβωση των παραμέτρων χρησιμοποιήθηκε η μέθοδος μεταβλητής μετρικής (variable metric method). Η διαδικασία της διακρίβωσης παρουσιάζεται και σε μορφή διαγράμματος στην Εικ.3.15.



Εικ. 3.15. Σχεδιάγραμμα πορείας προσδιορισμού των βέλτιστων τιμών των παραμέτρων

Στον Πίνακα 3.4 παρουσιάζονται οι τιμές που προέκυψαν από τον αλγόριθμο διακρίβωσης των παραμέτρων του μοντέλου, ώστε να ελαχιστοποιηθεί το σφάλμα. Για τον σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκαν 20 πειραματικά σημεία με τα δεδομένα αυτών να παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.3.

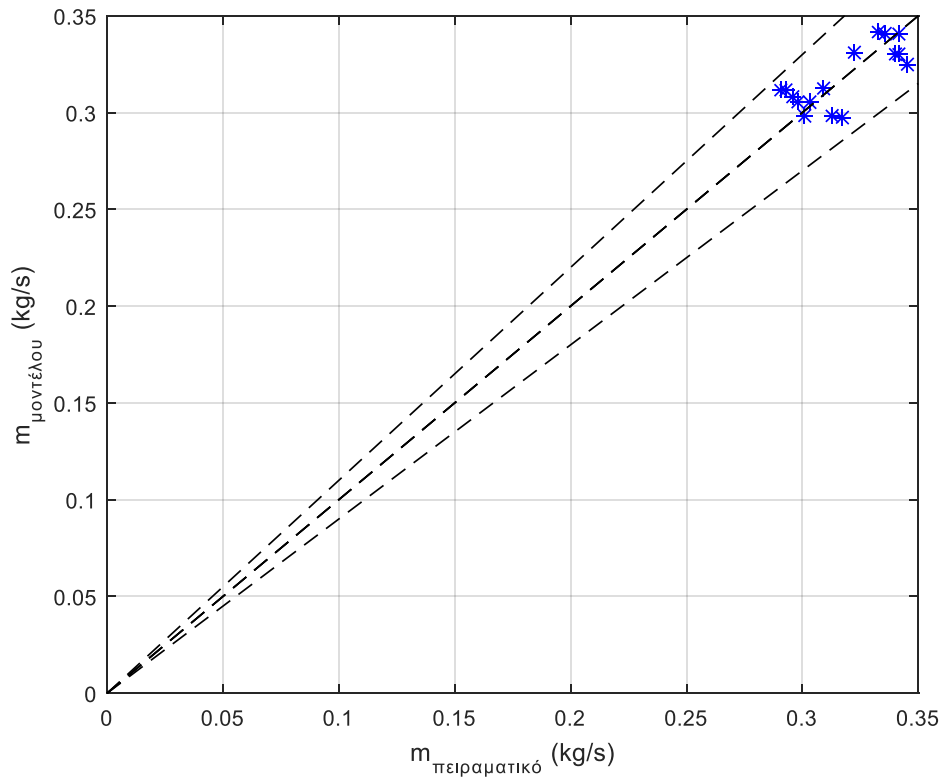
Πίνακας 3.3. Πειραματικά δεδομένα

Σημ είο	Συχνότητα (Hz)	Παροχή μάζας (kg/s)	Θερμοκρασ ία εξόδου (K)	Ισχύς (W)
1	41.4183	0.3169	307.65	543.88
2	42.6794	0.2976	308.05	529.75
3	43.1010	0.2956	308.60	512.79
4	43.7066	0.3091	308.70	551.43
5	43.6992	0.2929	309.83	520.86
6	45.0000	0.3450	306.19	593.93
7	45.8088	0.3416	306.36	596.81
8	46.0000	0.3225	306.57	561.90
9	47.5000	0.3328	306.46	616.07
10	48.3415	0.3508	306.70	625.18
11	50.0000	0.3513	306.80	676.46
12	50.0000	0.3545	310.27	666.98
13	41.6732	0.3010	308.12	524.71
14	41.6845	0.3125	308.16	567.20
15	42.6895	0.3029	308.72	535.16
16	43.7018	0.2904	309.63	522.80
17	46.0000	0.3397	306.65	640.04
18	47.5000	0.3356	306.56	689.49
19	47.2934	0.3413	306.90	590.52
20	50.0000	0.3599	311.66	645.04

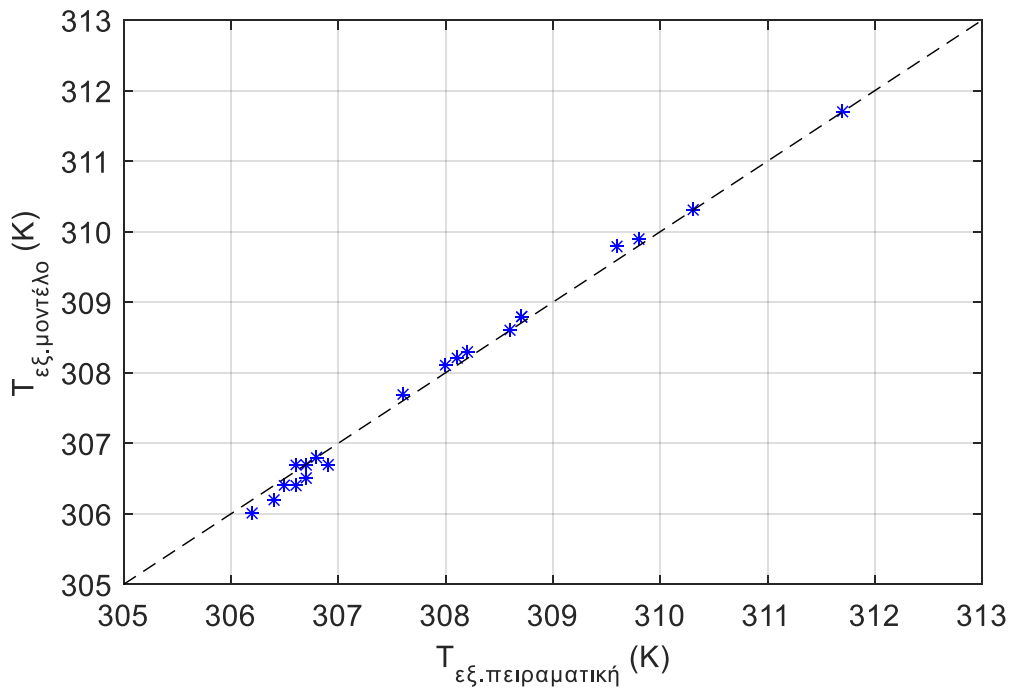
Πίνακας 3.4. Διακριβωμένες τιμές των παραμέτρων του μοντέλου

Παράμετρος	Διακριβωμένες τιμές
AU_{amb} (W/K)	1
$AU_{ex,nom}$ (W/K)	50
$AU_{su,nom}$ (W/K)	60
A_{ex} (m ²)	7E-05
$A_{leak,nom}$ (m ²)	3E-07
A_{su} (m ²)	5E-05
C	0,1
f_p	0,9945
V_H (m ³)	2E-05
f_c	1.01

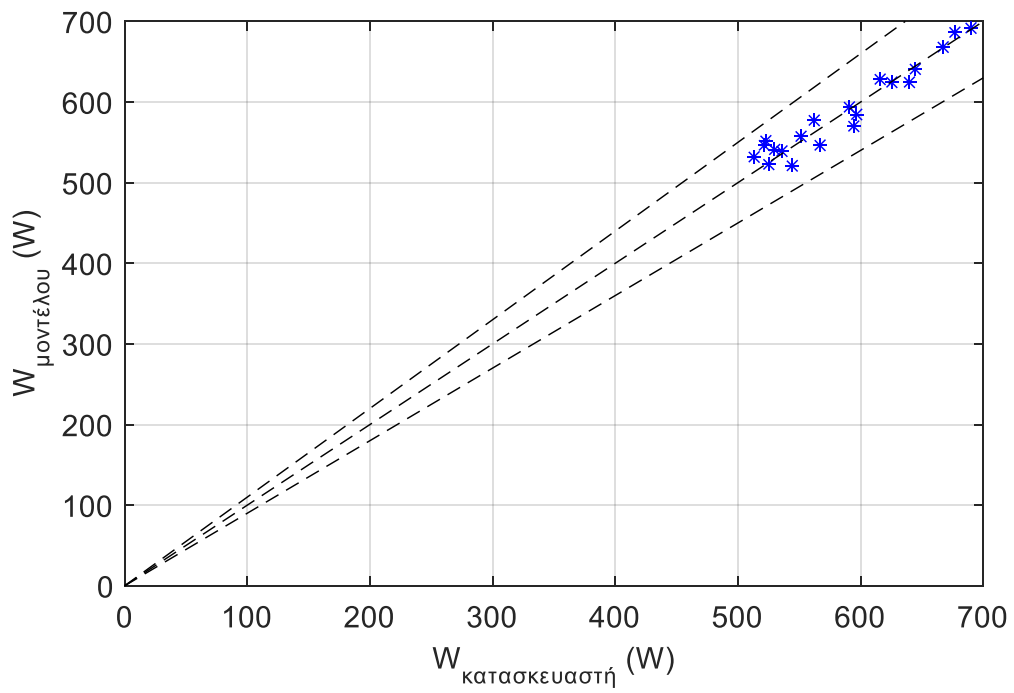
Στις Εικ.3.16-3.18 που ακολουθούν παρουσιάζονται, υπό μορφή διαγραμμάτων, οι συσχετίσεις των πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του μοντέλου της αντλίας. Όπως παρατηρείται σε όλες τις περιπτώσεις, η απόκλιση βρίσκεται εντός του 10%, καθιστώντας την ακρίβεια του μοντέλου ικανοποιητική.



Εικ. 3.16. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την παροχή μάζας του εργαζόμενου μέσου



Εικ. 3.17. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την θερμοκρασία εξόδου του εργαζόμενου μέσου από την αντλία



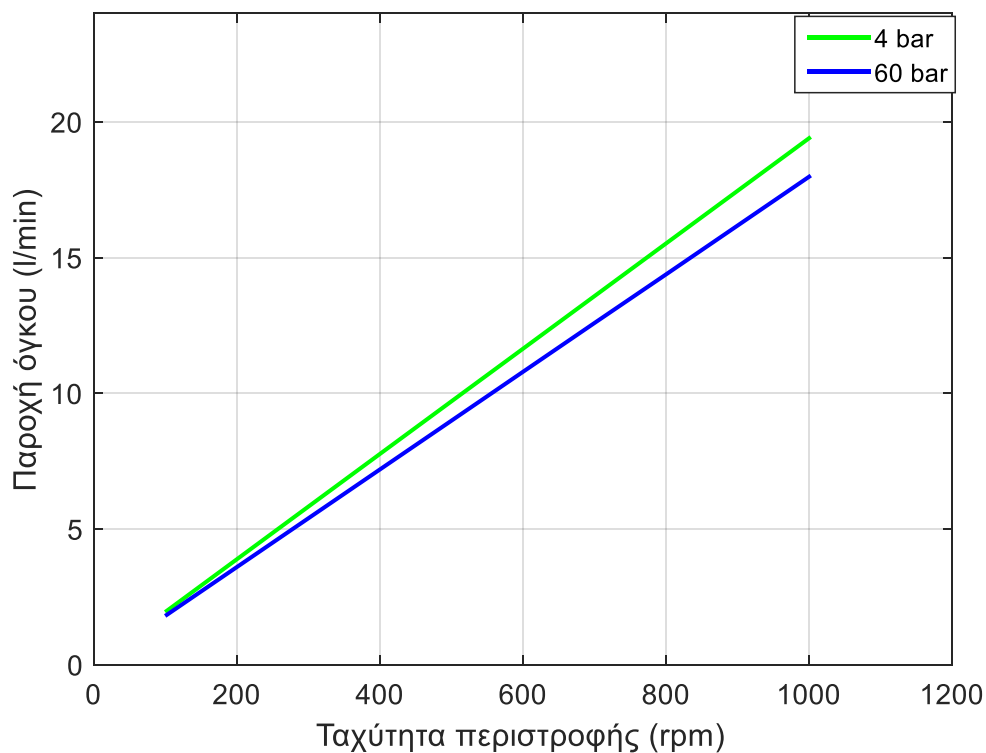
Εικ. 3.18. Σύγκριση πειραματικών δεδομένων με τα αποτελέσματα του διακριβωμένου μοντέλου για την ισχύ που μεταφέρεται στην άτρακτο της αντλίας

Κεφάλαιο 4. Ανάλυση βασικών παραμέτρων αντλίας

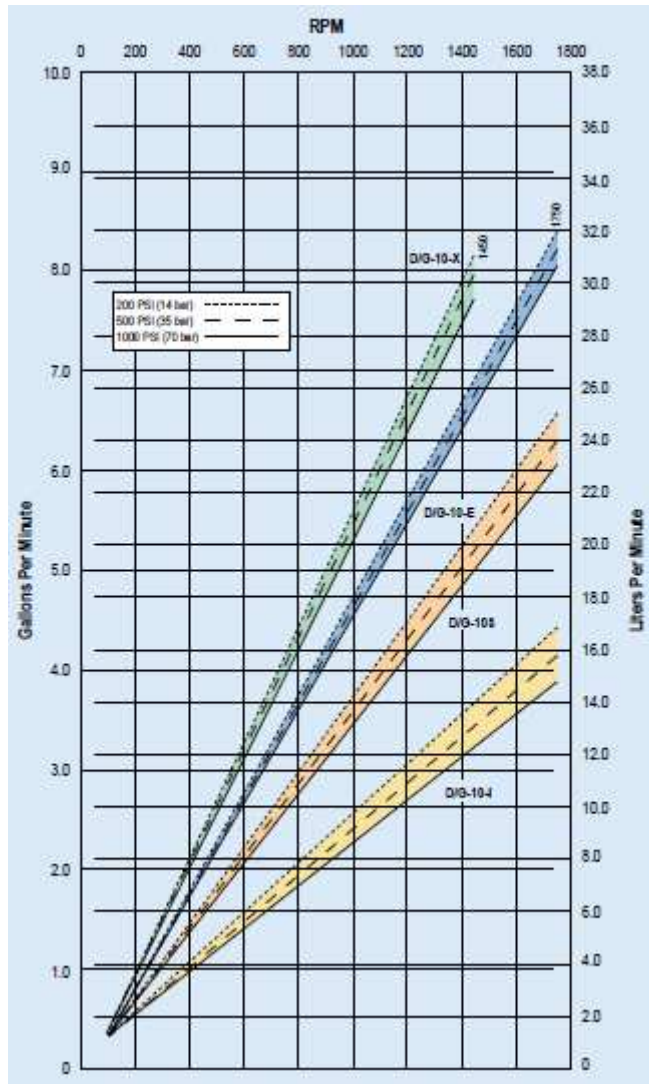
Μετά τη διακρίβωση των βασικών παραμέτρων του ημι-εμπειρικού μοντέλου, ακολουθεί η ανάλυση της συμπεριφοράς της αντλίας σε διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Στο παρόν κεφάλαιο, το μοντέλο που ήδη παρουσιάστηκε χρησιμοποιήθηκε, έχοντας ενσωματώσει τις διακριβωμένες τιμές των παραμέτρων του Κεφαλαίου 3, για να πραγματοποιηθεί μία ανάλυση της απόδοσης της αντλίας μεταβάλλοντας διάφορα μεγέθη στην είσοδο του μοντέλου.

4.1 Παροχή μάζας

Σε πρώτο στάδιο πραγματοποιήθηκε μια σύγκριση των χαρακτηριστικών της αντλίας, όπως αυτές δίδονται από τον κατασκευαστή και των δεδομένων που προκύπτουν από το μοντέλο.



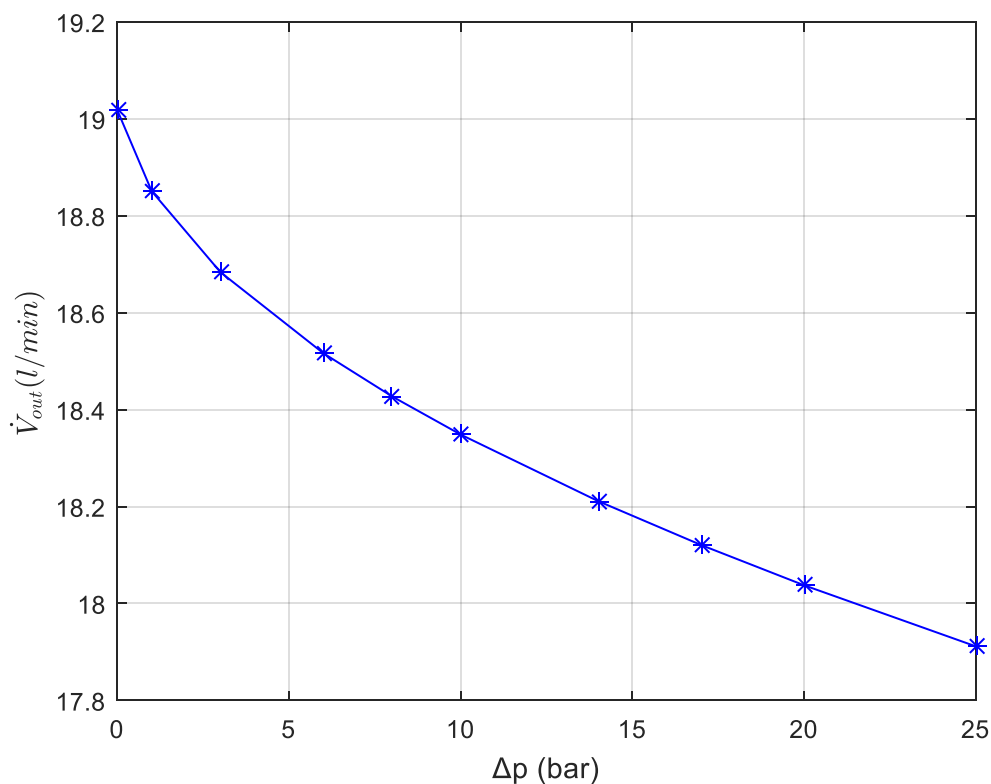
Εικ. 4.1. Παροχή όγκου σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο



Εικ. 4.2. Παροχή όγκου σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως παρέχεται από τον κατασκευαστή[94]

Όπως παρατηρείται από τις Εικ.4.1-4.2 υπάρχει μια ικανοποιητική σύγκλιση ανάμεσα στην χαρακτηριστική που παρέχεται από τον κατασκευαστή και αυτή που προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο. Η μικρή απόκλιση στις τιμές, η οποία παρατηρείται αποδίδεται στην χρήση διαφορετικού μέσου μεταξύ των δεδομένων του κατασκευαστή και του ημι-εμπειρικού μοντέλου. Στην περίπτωση του ημι-εμπειρικού μοντέλου η ανάλυση πραγματοποιήθηκε για δύο επίπεδα πίεσης εξόδου -4 και 60bar αντίστοιχα- και παρατηρήθηκε ότι όσο αυξάνεται η πίεση στην έξοδο της αντλίας τόσο μειώνεται η κλίση της χαρακτηριστικής καμπύλης, συμπεριφορά που επιβεβαιώνεται και στις χαρακτηριστικές καμπύλες που παρέχει ο κατασκευαστής.

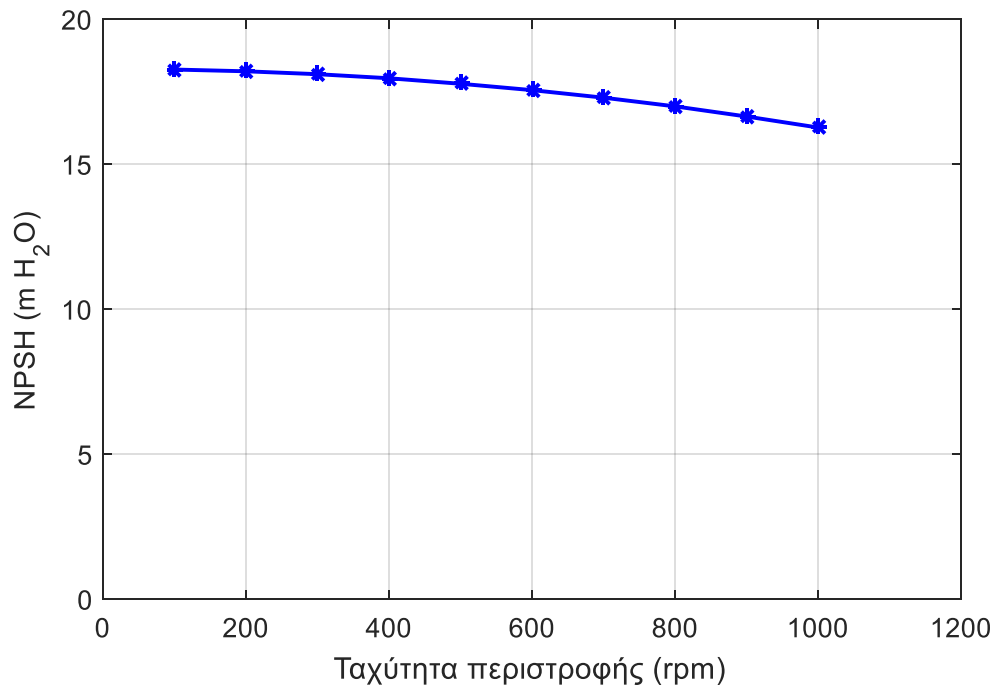
Από την άλλη πλευρά, στην Εικ.4.3 παρουσιάζεται η συμπεριφορά της παροχής όγκου στην έξοδο σαν συνάρτηση της αύξησης πίεσης εντός της αντλίας. Όπως είναι αναμενόμενο, αύξηση της συμπίεσης μειώνει την παροχή όγκου, καθότι πρέπει να μειωθεί η παροχή ώστε να συμπίεστεί μέχρι το επιθυμητό επίπεδο η ροή.



Εικ. 4.3. Παροχή όγκου στην έξοδο σε συνάρτηση με τη μεταβολή πίεσης που επιτελεί η αντλία

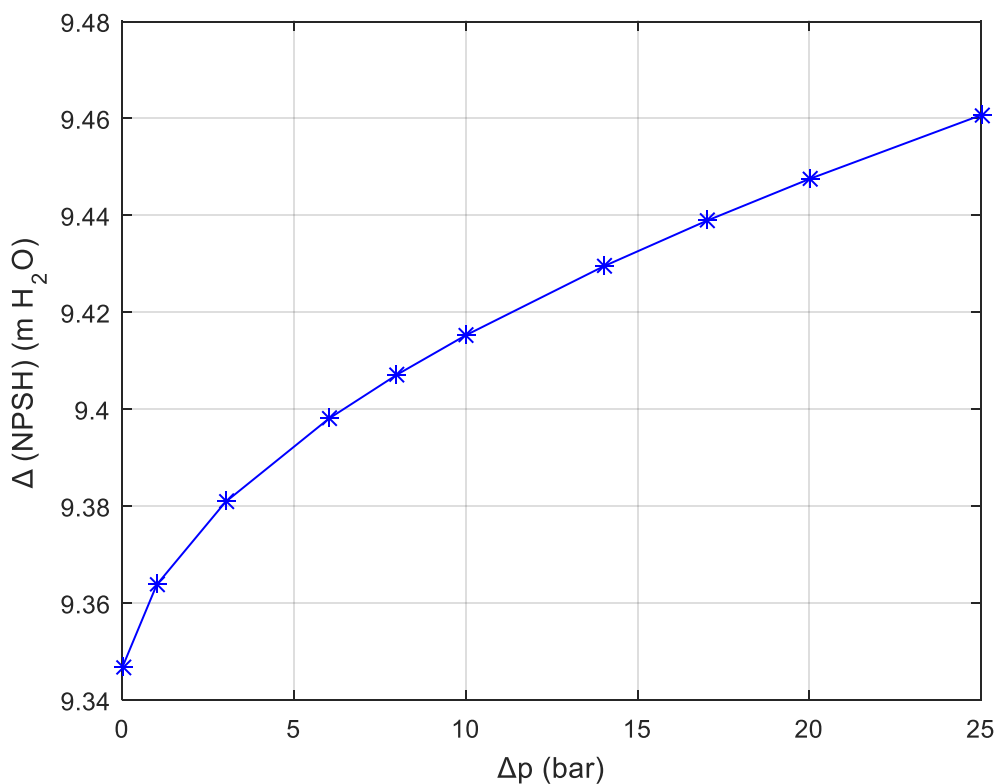
4.2 Ύψος σπηλαίωσης

Αναφορικά με το ύψος σπηλαίωσης, στα πλαίσια του μοντέλου θεωρήθηκε ότι το κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης NPSH_r είναι σταθερό και κατ'αυτό τον τρόπο προέκυψε η μορφή της καμπύλης του διαθέσιμου ύψους σπηλαίωσης NPSH_a, όπως φαίνεται στην Εικ.4.4. Όπως παρατηρείται, το διαθέσιμο ύψος σπηλαίωσης μειώνεται με την ταχύτητα περιστροφής, συμπεριφορά που ταυτίζεται με τις συνήθεις χαρακτηριστικές των αντλιών.



Εικ. 4.4. Μεταβολή του NPSH σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο

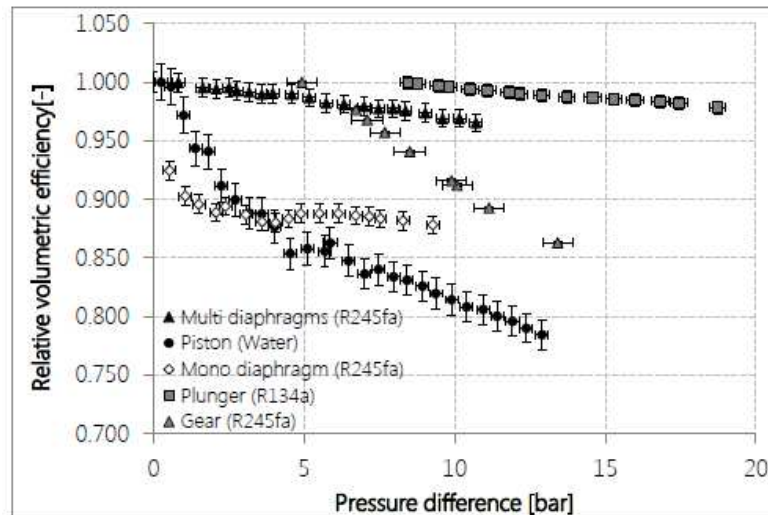
Στην Εικ.4.5 παρουσιάζεται η μεταβολή του διαθέσιμου ύψους σπηλαίωσης από την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας. Όπως παρατηρείται, αύξηση της πίεσης στην έξοδο, οδηγεί σε αύξηση του διαθέσιμου ύψους σπηλαίωσης, κάτι που αιτιολογείται από την μείωση της παροχής όγκου στην έξοδο, όπως αυτή παρουσιάστηκε στην Εικ.4.3. Δεδομένου ότι η παροχή μειώνεται, μειώνονται και οι απώλειες λόγω επιτάχυνσης, όπως θα αναλυθεί και στο Κεφάλαιο 5.



Εικ. 4.5. Μεταβολή του NPSH σε συνάρτηση με την αύξηση πίεσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο

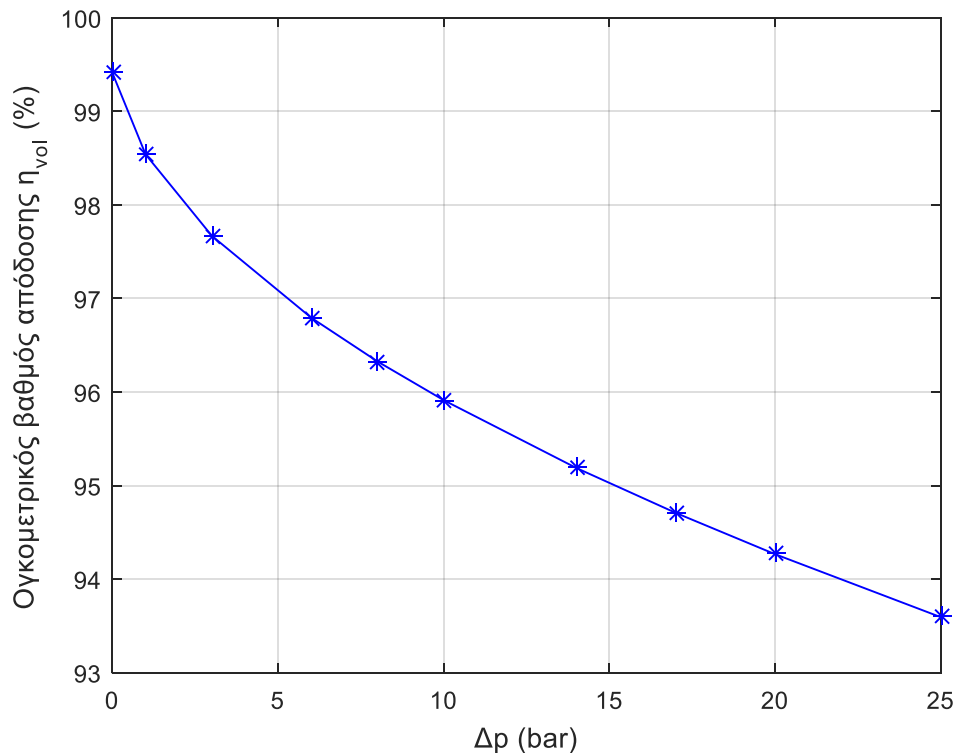
4.3 Βαθμοί απόδοσης

Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης που κατασκεύασε ο Declaye [40] στην Εικ.4.6, η τιμή του βαθμού απόδοσης μειώνεται καθώς η αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας είναι μεγαλύτερη. Αυτό οφείλεται κυρίως στο γεγονός ότι αύξηση της μεταβολής της πίεσης εντός της αντλίας, αυξάνει τις εσωτερικές διαρροές και συνεπώς μειώνει τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Επιπρόσθετα, αύξηση της μεταβολής της πίεσης εντός της αντλίας, αυξάνει την θερμοκρασία των τοιχωμάτων αυτής με αποτέλεσμα ο ειδικός όγκος στην αναρρόφηση να αυξάνει, μειώνοντας τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης. Τέλος, αξίζει να σημειωθεί, όπως διακρίνεται και από το διάγραμμα, ότι ο ρυθμός μεταβολής του βαθμού απόδοσης εξαρτάται από τον τύπο της αντλίας.



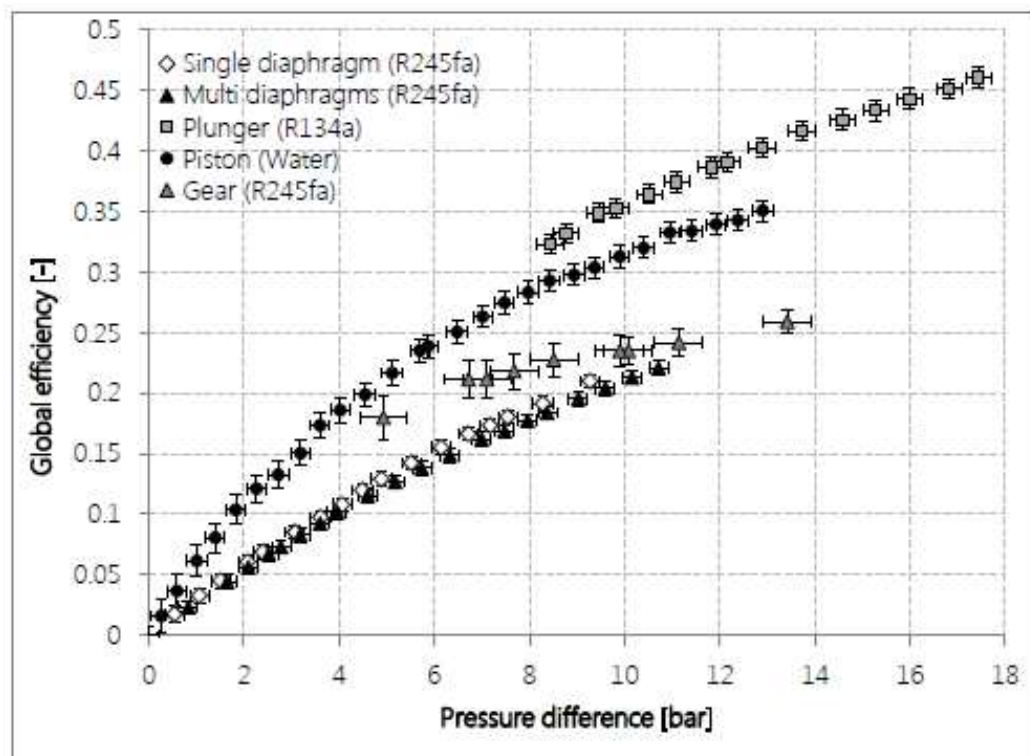
Εικ. 4.6. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους αντλίων σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας [40]

Κατά αντιστοιχία, στην Εικ.4.7 παρουσιάζεται η συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης όπως προβλέπεται από το μοντέλο. Παρατηρείται ότι υπάρχει σύγκλιση αναφορικά με τη μορφή της καμπύλης, οι δε τιμές του βαθμού απόδοσης έχουν επίσης μία σχετική σύμπτωση, δεδομένου ότι αναφέρονται σε διαφορετικά οργανικά μέσα.



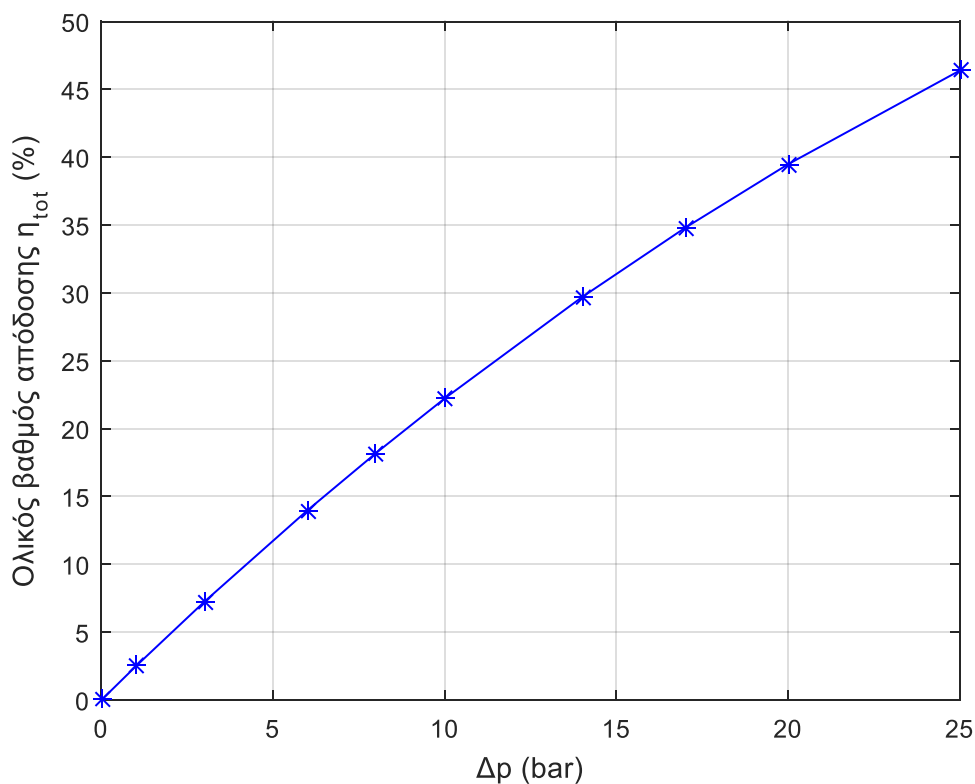
Εικ. 4.7. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο

Στην Εικ.4.8 παρουσιάζεται η συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους αντλιών για διάφορες τιμές της μεταβολής πίεσης εντός της αντλίας [40]. Για όλες τις περιπτώσεις, ο ολικός βαθμός απόδοσης είναι σχετικά χαμηλός, με την εμβολοφόρο αντλία να επιτυγχάνει την υψηλότερη τιμή, που ωστόσο δεν υπερβαίνει το 46%. Όπως παρατηρείται, σε όλες τις περιπτώσεις αύξηση της μεταβολής της πίεσης της αντλίας συνεπάγεται αύξηση του ολικού βαθμού απόδοσης. Αναφορικά, με τις δύο αντλίες διαφράγματος παρατηρείται ότι οι βαθμοί απόδοσης παρουσιάζουν μικρή απόκλιση.



Εικ. 4.8. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης για διάφορους τύπους αντλιών σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας [40]

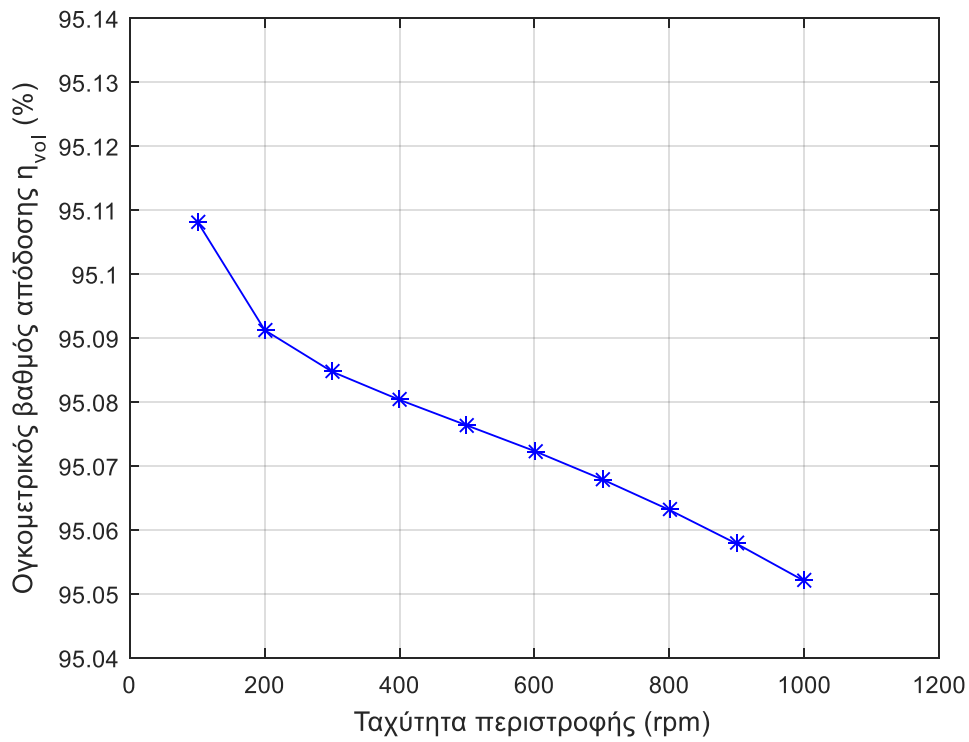
Στην Εικ.4.9 παρουσιάζεται το αντίστοιχο διάγραμμα όπως αυτό προκύπτει από το ημι-εμπειρικό μοντέλο. Όπως παρατηρείται, συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης συμπίπτει με αυτή που προβλέπεται από τη βιβλιογραφία. Επιπρόσθετα, οι τιμές του ολικού βαθμού απόδοσης για τις αντλίες διαφράγματος συμπίπτουν σε ένα μεγάλο βαθμό για το εύρος τιμών που υπάρχει και στα δύο διαγράμματα στις Εικ.4.8-4.9. Τυχόν αποκλίσεις στις τιμές, αν και σχετικά αμελητέες, αποδίδονται ,ως επί το πλείστον, στην χρήση διαφορετικών οργανικών μέσων.



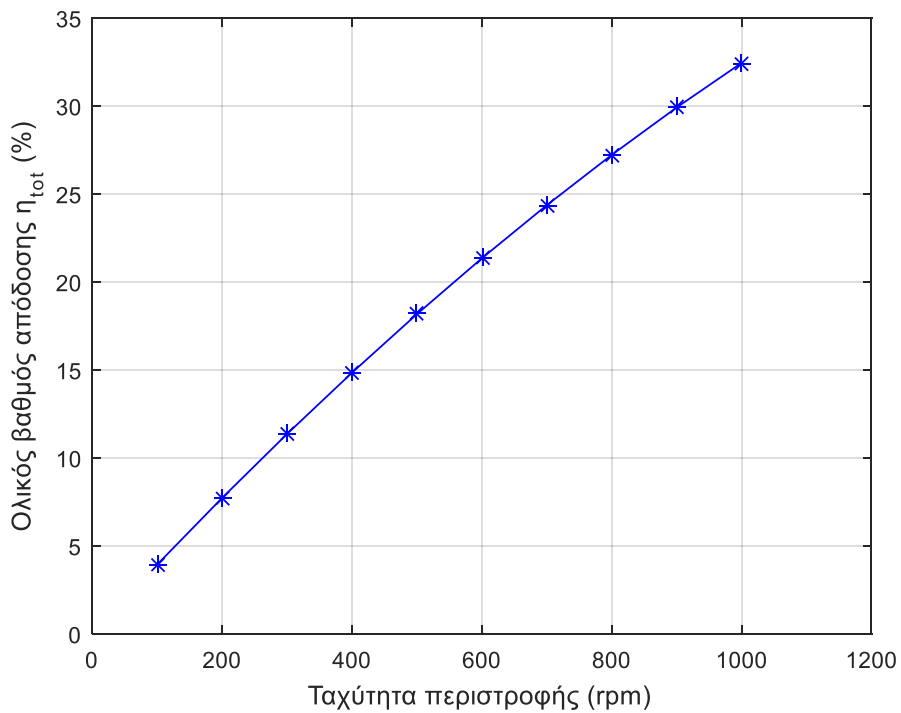
Εικ. 4.9. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο

Στις Εικ.4.10-4.11 παρουσιάζεται ο ογκομετρικός και ο ολικός βαθμός απόδοσης σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας, όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο. Αναφορικά με τον ογκομετρικό βαθμό απόδοσης, αυτός μειώνεται με την ταχύτητα περιστροφής καθώς αύξηση της περιστροφικής ταχύτητας οδηγεί σε αύξηση των διαρροών και των μηχανικών απωλειών.

Ο ολικός βαθμός απόδοσης, όπως φαίνεται στην Εικ.4.11 εμφανίζει αύξηση καθώς αυξάνεται η ταχύτητα περιστροφής. Αυτό συμβαίνει γιατί η αύξηση της παροχής, σαν συνέπεια της αύξησης της ταχύτητας περιστροφής, οδηγεί σε αύξηση του υδραυλικού έργου που μεταφέρεται στο οργανικό μέσο, αυξάνοντας τον αριθμητή του κλάσματος του βαθμού απόδοσης.



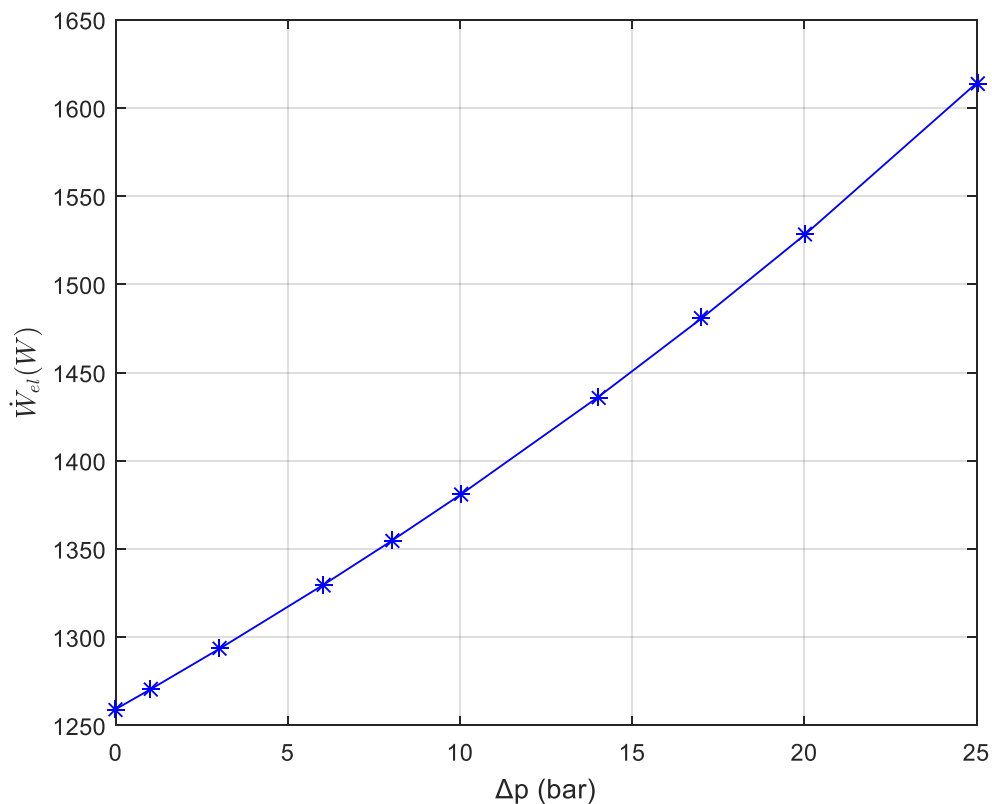
Εικ. 4.10. Συμπεριφορά του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο



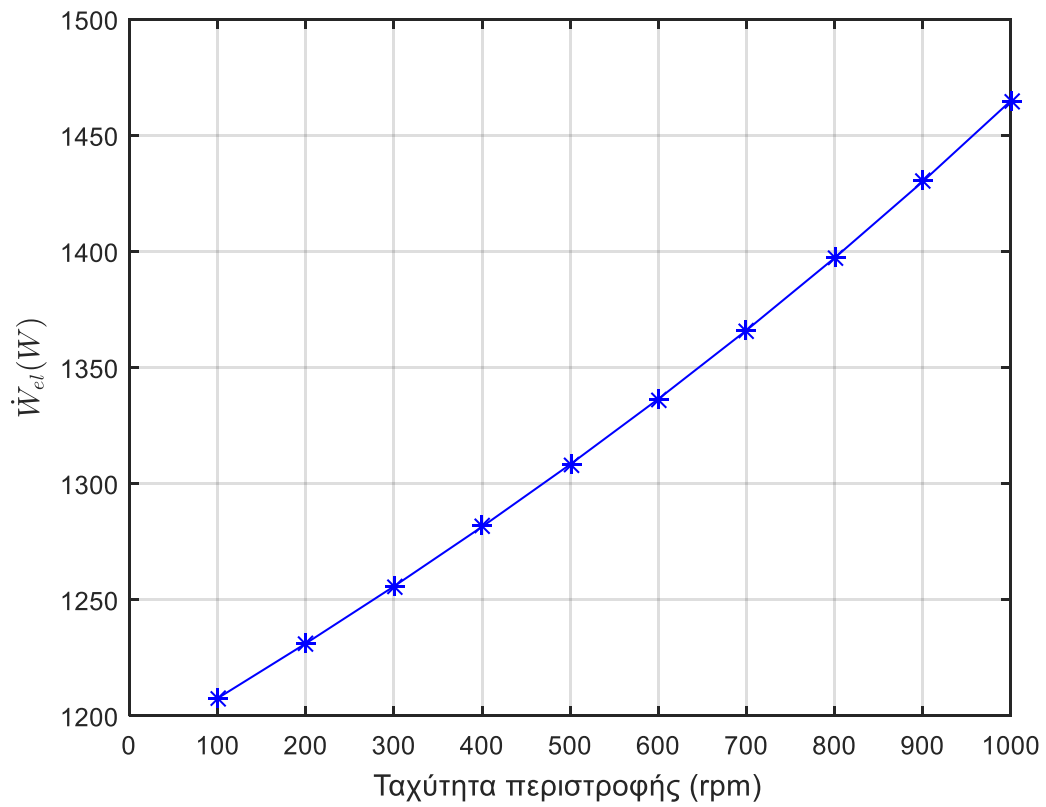
Εικ. 4.11. Συμπεριφορά του ολικού βαθμού απόδοσης σε συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο

4.4 Κατανάλωση ισχύος

Στις Εικ.4.12-4.13 παρουσιάζεται η κατανάλωση ηλεκτρική ισχύος σε συνάρτηση με την αύξηση πίεσης εντός της αντλίας και της ταχύτητας περιστροφής της. Όπως είναι αναμενόμενο, αύξηση του φορτίου και στις δύο περιπτώσεις αυξάνει την ηλεκτρική κατανάλωση της αντλίας. Αξίζει επιπλέον να σημειωθεί ότι σε όλες τις καταστάσεις που μελετήθηκαν τόσο για την μεταβολή της πίεσης όσο και για την ταχύτητα περιστροφής, η κατανάλωση ισχύος κυμάνθηκε μεταξύ 1kW και 1.5 kW.



Εικ. 4.12. Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο σαν συνάρτηση με την αύξηση της πίεσης εντός της αντλίας



Εικ. 4.13. Κατανάλωση ηλεκτρικής ισχύος αντλίας όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο σαν συνάρτηση με την ταχύτητα περιστροφής της αντλίας

Κεφάλαιο 5. Ανάλυση φαινομένου σπηλαίωσης

Στο παρόν κεφάλαιο της εργασίας παρουσιάζεται η συμπεριφορά της αντλίας, όπως προβλέπεται από το μοντέλο, σε συνθήκες σπηλαίωσης. Δεδομένης της σοβαρότητας του φαινομένου της σπηλαίωσης τόσο για την απόδοση της αντλίας όσο και εν γένει της εγκατάστασης, όπως αναφέρθηκε στο Κεφάλαιο 1, κρίθηκε απαραίτητη η ξεχωριστή μελέτη του φαινομένου. Για την αξιολόγηση του μοντέλου, είναι σημαντικό να μελετηθεί κατά πόσο μπορεί κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας να προβλέψει πότε τίθεται σε λειτουργία το φαινόμενο της σπηλαίωσης και να αποφευχθεί προτού αυτό επιδράσει στην απόδοση του συστήματος. Αξίζει να σημειωθεί ότι για την ανάλυση που ακολουθεί, ως πίεση εισόδου στην αντλία θεωρείται η πίεση στην έξοδο του τροφοδοτικού δοχείου (είσοδος της αντλητικής διάταξης) και όχι η πίεση στο στόμιο εισόδου της αντλίας για μεγαλύτερη ακρίβεια μεταξύ των πειραματικών δεδομένων και του ημι-εμπειρικού μοντέλου.

5.1 Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στην πειραματική εγκατάσταση

Κατόπιν πειραμάτων που έλαβαν χώρα στην πειραματική εγκατάσταση διαπιστώθηκε ότι η αντλία δύναται να εκδηλωθεί το φαινόμενο της σπηλαίωσης κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας.

Ούτως ώστε να εξασφαλισθεί η ευσταθής λειτουργία της αντλίας, το διαθέσιμο ύψος της αντλίας, $NPSH_a$, στην είσοδο πρέπει να υπερβαίνει το κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης, $NPSH_r$, όπως αυτό παρέχεται από τις χαρακτηριστικές καμπύλες του κατασκευαστή, κατά τουλάχιστον 100mbar.

Αναφορικά με το διαθέσιμο ύψος της αντλίας, αυτό δύναται να υπολογισθεί από την κάτωθι σχέση:

$$NPSH_a = p_{amb} + H_z - H_f - H_a - p_{sat} \quad (5.1)$$

Όπου

p_{amb} είναι η ατμοσφαιρική πίεση

H_z είναι η κατακόρυφη απόσταση μεταξύ της επιφάνειας του ρευστού και του κέντρου της αντλίας

H_f είναι οι απώλειες λόγω τριβής

H_a είναι το ύψος λόγω επιτάχυνσης της ροής

p_{sat} είναι η τάση ατμών στην θερμοκρασία άντλησης

Το ύψος λόγω επιτάχυνσης υπολογίζεται από τη σχέση που ακολουθεί:

$$H_a = \frac{C_{pump} \cdot L \cdot u_l \cdot N}{K \cdot g} \quad (5.2)$$

Όπου

C_{pump} είναι σταθερά που καθορίζεται από τον τύπο της αντλίας

L είναι το μήκος της γραμμής αναρρόφησης

u_l είναι η ταχύτητα του ρευστού στην αναρρόφηση

N είναι η ταχύτητα περιστροφής του άξονα της αντλίας

g είναι η σταθερά επιτάχυνσης της βαρύτητας

K είναι διορθωτικός συντελεστής που χρησιμοποιείται για να ληφθεί υπόψη η συμπίεστικότητα του ρευστού

Οι περισσότερες εμπειρικές τιμές της εξίσωσης (5.2) λήφθηκαν από πειραματικά δεδομένα [58] και συνοψίζονται στον πίνακα που ακολουθεί:

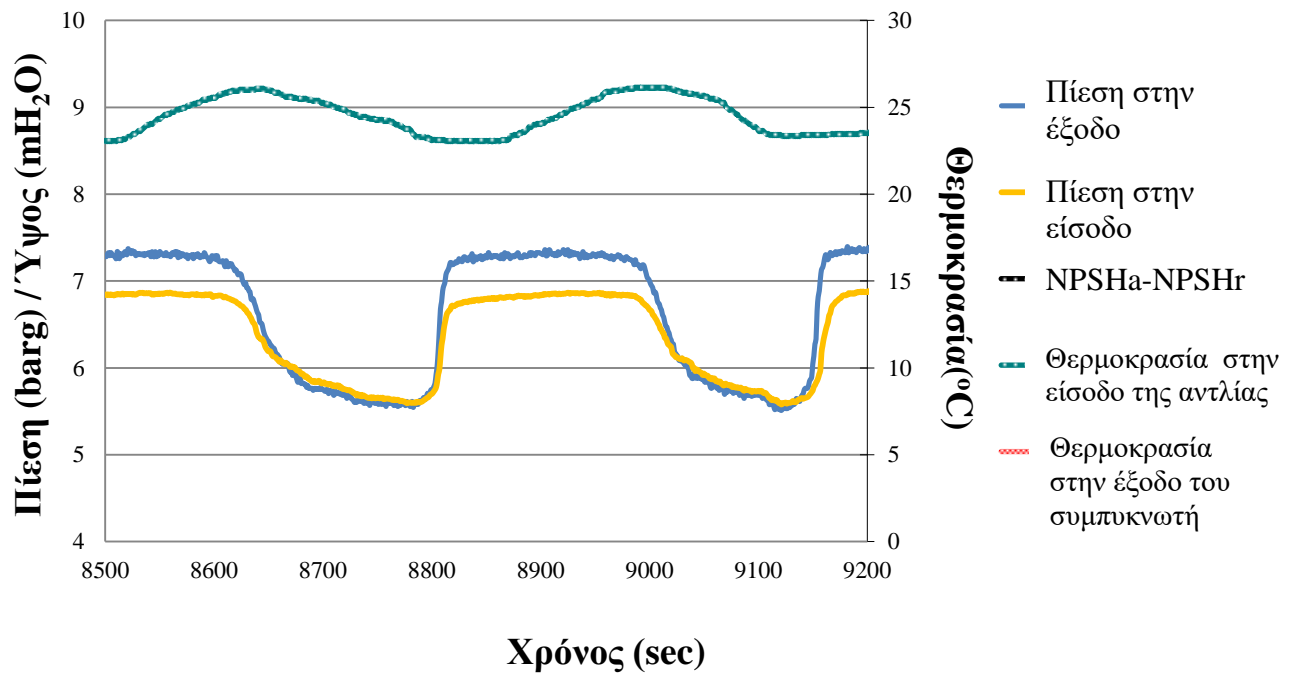
Πίνακας 5.1. Πειραματικές τιμές για δεδομένα εξίσωσης (49)

Παράμετρος	Πειραματικές τιμές
NPSH_r	500 mbar
H_z	0.3 m
H_a	200 mbar
H_f	200 mbar

Οι βασικές παράμετροι σχετικά με την λειτουργία της αντλίας κάτω από συνθήκες σπηλαίωσης παρουσιάζονται στην Εικ.5.1 [58]. Η μελέτη της αντλίας πραγματοποιήθηκε σε λειτουργία κενού φορτίου των εκτονωτών, καθώς γινόταν χρήση του τομέα bypass και ως εκ τούτου δεν συντελούνταν αύξηση πίεσης εντός της αντλίας.

Η ανάλυση της αντλίας κατά τον πρώτο κύκλο ταλάντωσης (ψυχρή εκκίνηση) οδήγησε στο συμπέρασμα ότι η πίεση εισόδου/εξόδου της αντλίας, και κατά συνέπεια η παροχή μάζας, παραμένει εν γένει σταθερή, ενώ η διαφορά μεταξύ διαθέσιμου ύψους και κρισίμου ύψους σπηλαίωσης διατηρείται αρκετά πάνω από το όριο των 100mbar. Καθώς το φορτίο του συστήματος αυξάνεται, η θερμοκρασία στην έξοδο του συμπυκνωτή αυξάνεται λόγω και της αντίστοιχης άυξης της θερμοκρασίας του ατμοποιητή. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, την αύξηση της θερμοκρασίας στην αναρρόφηση της αντλίας, με μία χρονική καθυστέρηση λόγω της θερμικής αδράνειας του τροφοδοτικού δοχείου που παρεμβάλλεται μεταξύ του συμπυκνωτή και της αντλίας. Η αύξηση της θερμοκρασίας στην είσοδο της αντλίας, με τη σειρά της, έχει σαν αποτέλεσμα την μείωση του διαθέσιμου ύψους NPSHa. Όταν η διαφορά μεταξύ NPSHa και NPSHr ελαττώνεται κάτω από 100mbar, το φαινόμενο της σπηλαίωσης ξεκινά να τίθεται σε εφαρμογή και η διακινούμενη παροχή μάζας μειώνεται σημαντικά. Την ίδια χρονική στιγμή, η πίεση του συστήματος μειώνεται αντίστοιχα αισθητά και η απόδοση του συστήματος καταρρέει.

Δεδομένης της χαμηλής παροχής λόγω της σπηλαιώσης, το τροφοδοτικό δοχείο συνεχίζει να τροφοδοτεί την αντλία με υψηλής θερμοκρασίας ρευστό για κάποιο διάστημα, παρά το γεγονός ότι η θερμοκρασία στον συμπυκνωτή ελαττώνεται. Κατά αυτό τον τρόπο, το NPSHa είναι αρνητικό σε αυτή τη χρονική φάση. Όταν πλέον το τροφοδοτικό δοχείο ψυχθεί, η θερμοκρασία της αναρρόφησης επανέρχεται σε επιτρεπτά επίπεδα, αυξάνοντας το NPSHa και περιορίζοντας το φαινόμενο της σπηλαιώσης, ώστε να εκκινήσει εκ νέου ο κύκλος.

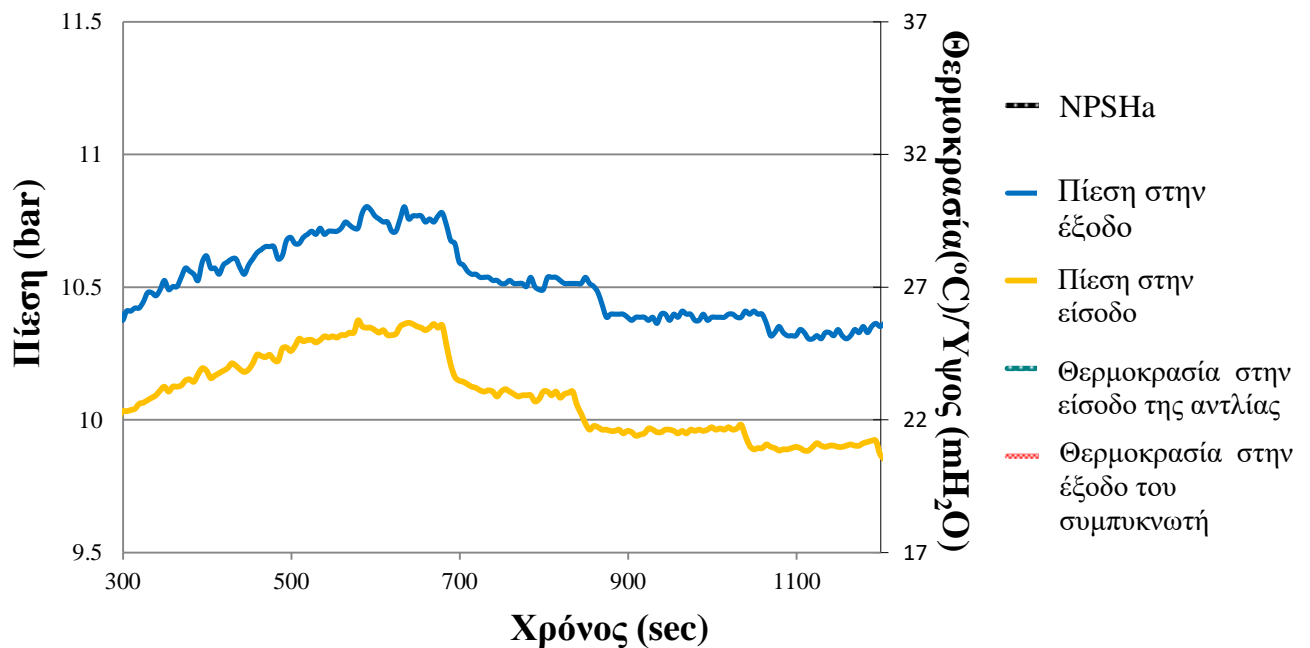


Εικ. 5.1. Το φαινόμενο της σπηλαιώσης στη λειτουργία της αντλίας [58]

Για την αντιμετώπιση του φαινομένου της σπηλαιώσης αποφασίστηκε να χρησιμοποιηθεί ένας υδρόψυκτος εναλλάκτης στην αναρρόφηση της αντλίας, κατάντι του τροφοδοτικού δοχείου ώστε να διατηρείται η θερμοκρασία και κατ'επέκταση η τάση ατμών του οργανικού μέσου χαμηλή και να εξασφαλίζεται η ευσταθής λειτουργία του συστήματος. Η Εικ.5.2 παρουσιάζει την συμπεριφορά των παραμέτρων της αντλίας υπό την επίδραση του υδρόψυκτου εναλλάκτη. Οι συνθήκες λειτουργίας είναι ακριβώς ίδιες με αυτές της Εικ.5.1, ώστε να είναι πιο εφικτή η ευθεία σύγκρισή τους. Ο υδρόψυκτος εναλλάκτης, με τη σειρά του, προκαλεί μία υπόψυξη περί τα 2K στο οργανικό μέσο, η οποία αποδεικνύεται ικανή να εγγυηθεί την ευσταθή λειτουργία του αντλητικού συστήματος.

Όπως παρατηρείται από το διάγραμμα, το διαθέσιμο ύψος διατηρείται περί τα 17 mH₂O, τη στιγμή που το κρίσιμύψος σπηλαιώσης κυμαινόταν περί τα 5 mH₂O, διαφορά που είναι αισθητά πάνω από το όριο ασφαλείας που έχει τεθεί. Κύρια αιτία για τις διακυμάνσεις που υπάρχουν είναι η πίεση αναρρόφησης, που καθορίζεται από την παροχή μάζας του ψυκτικού νερού στον εναλλάκτη και τη θερμοκρασία του ρευστού στην αναρρόφηση. Πιο συγκεκριμένα, όπως παρατηρείται στην Εικ.5.2, μεταξύ του t=300s και του t=690s το διαθέσιμο ύψος NPSHa μειώνεται ελαφρώς παρά το γεγονός ότι η πίεση αναρρόφησης αυξάνεται, εξαιτίας της μεγαλύτερης επίδρασης που έχει η αύξηση της θερμοκρασίας στην αναρρόφηση της αντλίας.

Από την άλλη πλευρά, οι πτώσεις στο διαθέσιμο ύψος στις χρονικές στιγμές $t=700s$, $t=840s$ και $t=1040s$ οφείλονται στις βηματικές αλλαγές στην παροχή του ψυκτικού νερού στον συμπυκνωτή που έχει άμεση επίδραση στην πίεση στην αναρρόφηση και ως εκ τούτου το διαθέσιμο ύψος NPSHa. Στις ενδιάμεσες χρονικές στιγμές, το μετρούμενο διαθέσιμο ύψος αυξάνει ελαφρώς λόγω της αντίστοιχης μείωσης της θερμοκρασίας στην αναρρόφηση της αντλίας. Τέλος, η ευσταθής λειτουργία της αντλίας είναι εύκολο να επιβεβαιωθεί και από τη παρατήρηση της σχεδόν σταθερής μεταβολής της πίεσης εντός της αντλίας.



Εικ. 5.2. Το φαινόμενο της σπηλαίωσης στη λειτουργία της αντλίας μετά την προσθήκη ενός εναλλάκτη υπόψυξης [58]

5.2 Το φαινόμενο της σπηλαίωσης σύμφωνα με το ημι-εμπειρικό μοντέλο

Για τον υπολογισμό του διαθέσιμου ύψους, NPSHa, χρησιμοποιείται η κάτωθι σχέση:

$$NPSH_a = p_{res} + H_z - H_f - H_a - p_{sat} \quad (5.3)$$

Εξαιτίας της σχέσης του ύψους λόγω της επιτάχυνσης της ροής, η οποία αλλάζει την τιμή της με την ταχύτητα του ρευστού στην αναρρόφηση και την ταχύτητα περιστροφής, εισήχθη μία επιπλέον εξίσωση που να λαμβάνει υπόψη αυτές τις επιδράσεις. Έχοντας σαν δεδομένο ότι η τιμή του ύψους λόγω της επιτάχυνσης της ροής είναι ίση με 200mbar στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας, σε οποιοδήποτε άλλο σημείο λειτουργίας υπολογίζεται με σημείο αναφοράς το ονομαστικό σημείο λειτουργίας βάσει της κάτωθι σχέσης [58]:

$$H_a = \frac{200 \text{ mbar}}{\dot{V}_{in,nom} \cdot N_{nom}} \dot{V}_{in} \cdot N \quad (5.4)$$

Όπου

$\dot{V}_{in,nom}$ είναι η παροχή όγκου στην είσοδο της αντλίας στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας

N_{nom} είναι η ταχύτητα περιστροφής του άξονα της αντλίας στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας

\dot{V}_{in} είναι η παροχή όγκου στην είσοδο της αντλίας

Η ταχύτητα του ρευστού στην γραμμή αναρρόφησης μπορεί να υπολογισθεί από το ισοζύγιο μάζας ως εξής:

$$u_f = \dot{m} \cdot v \cdot A \quad (5.5)$$

Όπου

\dot{m} είναι η παροχή μάζας σε kg/s

v είναι ο ειδικός όγκος σε m³/kg

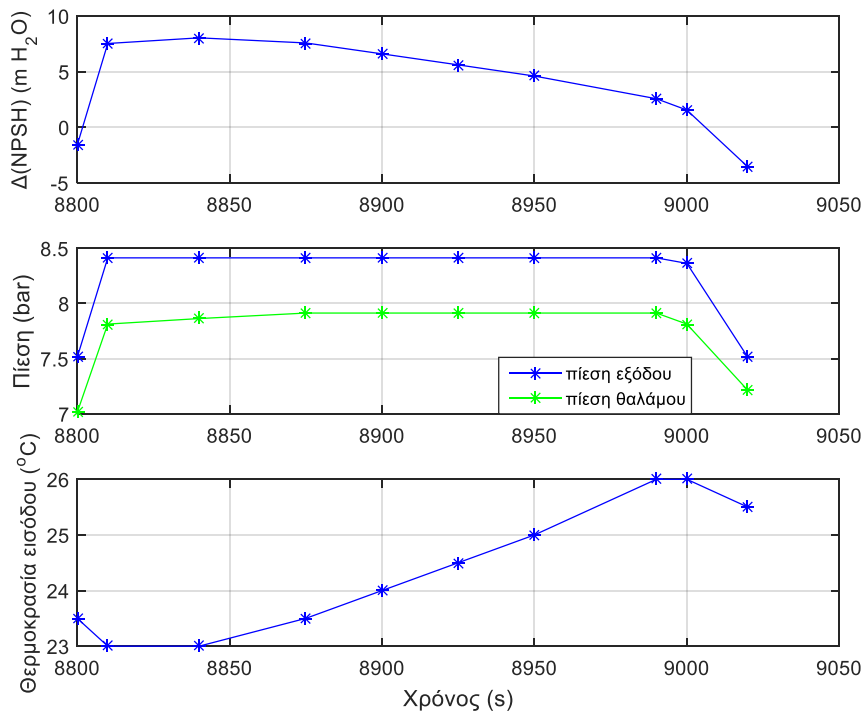
A είναι η εγκάρσια επιφάνεια της αντλίας σε m²

Δεδομένου ότι η εγκάρσια επιφάνεια διατηρείται σταθερή σε όλα τα σημεία λειτουργίας και βάση της σχέσης (5.5), προκύπτει ότι οι διακυμάνσεις στην ταχύτητα του ρευστού οφείλονται στις μεταβολές της παροχής και του ειδικού όγκου του ρευστού στην αναρρόφηση.

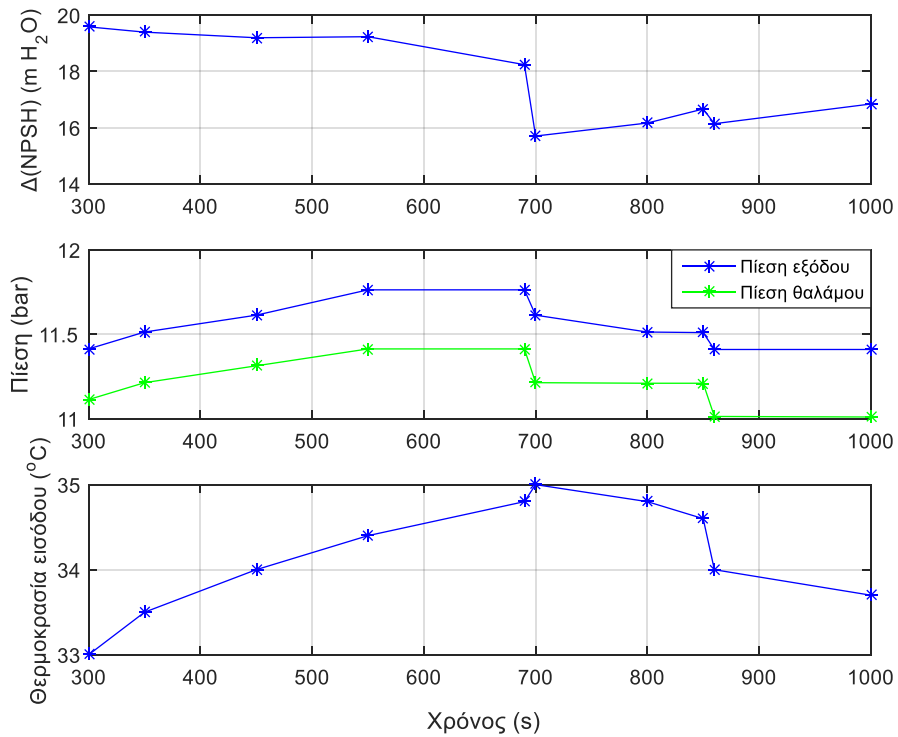
Αναφορικά με τις απώλειες τριβής, αυτές εμφανίζουν μια ισχυρή εξάρτηση από την παροχή όγκου στην αναρρόφηση της αντλίας. Και σε αυτή την περίπτωση, η τιμή των απωλειών υπολογίζεται με σημείο αναφοράς το ονομαστικό σημείο λειτουργίας βάση της σχέσης (5.6):

$$H_f = 200 \text{ mbar} \left(\frac{\dot{V}_{in}}{\dot{V}_{in,nom}} \right)^2 \quad (5.6)$$

Στις Εικ.5.3-5.4 παρουσιάζονται τα αποτελέσματα του ημι-εμπειρικού μοντέλου χωρίς τον υδρόψυκτο εναλλάκτη (Εικ.5.3) και με αυτόν (Εικ.5.4).



Εικ. 5.3. Το φαινόμενο της σπηλαιώσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο στην λειτουργία χωρίς εναλλάκτη



Εικ. 5.4. Το φαινόμενο της σπηλαιώσης στην αντλία όπως προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο στην λειτουργία με εναλλάκτη

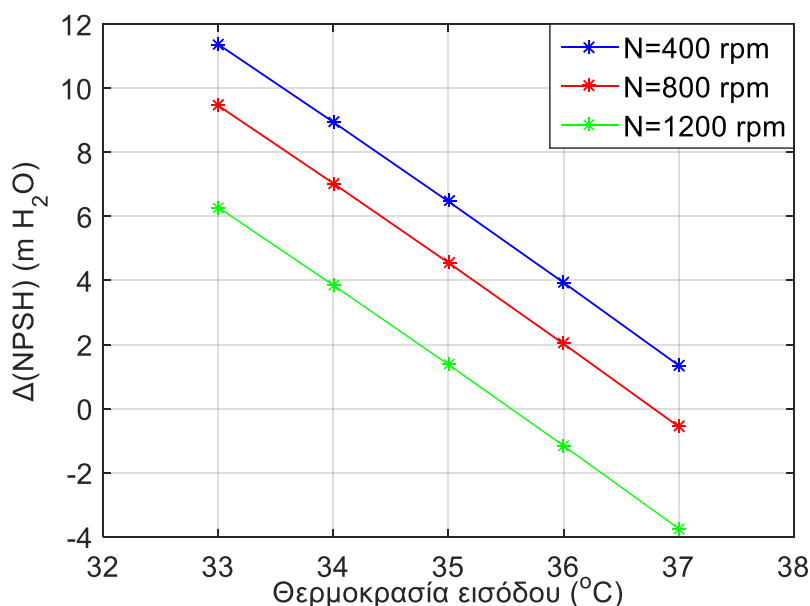
Όπως παρατηρείται και από τα διαγράμματα των δύο περιπτώσεων, σύμφωνα με το ημι-εμπειρικό μοντέλο, υπάρχει μία σύγκλιση μεταξύ των πειραματικών μετρήσεων και των αποτελεσμάτων που απεικονίζονται στις Εικ.5.3-5.4. Η απουσία των μεγάλων διακυμάνσεων στα συγκεκριμένα αποτελέσματα αποδίδεται πρωτίστως στην μικρότερη πυκνότητα δειγματοληψίας σε σύγκριση με τα πειραματικά αποτελέσματα, παρόλα αυτά, η ζώνη τιμών και στις δύο περιπτώσεις συμπίπτει ικανοποιητικά.

Τέλος, ενδιαφέρον παρουσιάζει και η μελέτη του δυναμικού εκδήλωσης του φαινομένου της σπηλαίωσης (μέσω της τιμής της διαφοράς $NPSH_a - NPSH_r$) για διάφορες ταχύτητες περιστροφής. Όπως είναι εμφανές, αυξανόμενη της ταχύτητας περιστροφής, το διαθέσιμο ύψος μειώνεται για την ίδια θερμοκρασία εισόδου του ρευστού στην αντλία, με αποτέλεσμα να υπάρχει αυξημένος κίνδυνος εμφάνισης του φαινομένου της σπηλαίωσης σε χαμηλότερη θερμοκρασία. Για λόγους πληρότητας, σημειώνεται ότι η ανάλυση πραγματοποιήθηκε κοντά στο ονομαστικό σημείο λειτουργίας για την περίπτωση χρήσης του υδρόψυκτου εναλλάκτη:

$$p_{res} = 10 \text{ bar}$$

$$p_{out} = 15 \text{ bar}$$

Όπως είναι εμφανές από την Εικ.5.5, η επίδραση της ταχύτητας περιστροφής στο φαινόμενο της σπηλαίωσης είναι ιδιαίτερα σημαντικό. Ιδιαίτερα για τη μετάβαση από τα 800rpm στα 1200rpm παρατηρείται ότι η διαφοροποίηση του $\Delta(NPSH)$ είναι ακόμα μεγαλύτερη. Αναφορικά με τη ζώνη αστάθειας (όταν το $\Delta(NPSH)$ είναι κάτω από $1\text{mH}_2\text{O}$) αυτή προσεγγίζεται σε θερμοκρασία λίγο μεγαλύτερη από τους 35°C για ταχύτητα περιστροφής 1200rpm, ενώ στην ίδια θερμοκρασία η τιμή του $\Delta(NPSH)$ είναι $4.55\text{mH}_2\text{O}$ και $6.47\text{mH}_2\text{O}$ για ταχύτητες περιστροφής 800rpm και 400rpm αντίστοιχα.



Εικ. 5.5. Ανάλυση δυναμικού σπηλαίωσης για διάφορες ταχύτητες περιστροφής

Κεφάλαιο 6. Συμπεράσματα

Στην παρούσα μεταπτυχιακή διατριβή μελετήθηκε η ανάπτυξη ενός ημι-εμπειρικού μοντέλου για την περιγραφή της λειτουργίας μιας αντλίας θετικής εκτόπισης, η οποία χρησιμοποιείται στην πειραματική εγκατάσταση ανάκτησης θερμότητας από τα νερά ψύξης των Μ.Ε.Κ. ενός πλοίου, με χρήση ενός υποκρίσιμου κύκλου ORC που έχει εγκατασταθεί στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών ΕΜΠ.

Σε πρώτη φάση, στο μοντέλο, που αναπτύχθηκε, χρησιμοποιήθηκαν ορισμένες βοηθητικές παράμετροι, οι οποίες έπρεπε να διακριβωθούν βάση της αντλίας που θα μελετηθεί. Για τις ανάγκες της διακρίβωσης χρησιμοποιήθηκαν 20 μετρήσεις με δεδομένα για την πίεση, τη θερμοκρασία και την παροχή στην είσοδο και στην έξοδο της αντλίας.

Μετά την διαδικασία της διακρίβωσης, ακολούθησε η ανάλυση των βασικών παραμέτρων λειτουργίας της αντλίας. Από την σύγκριση με τα δεδομένα του κατασκευαστή και τη βιβλιογραφία, προέκυψε ικανοποιητική σύγκλιση στα αποτελέσματα του ημι-εμπειρικού μοντέλου. Επιπλέον πραγματοποιήθηκε μελέτη του φαινομένου της σπηλαιώσης, όπως αυτή προβλέπεται από το ημι-εμπειρικό μοντέλο, και συγκρίθηκε με πειραματικά δεδομένα για την υπό μελέτη αντλία. Συμπέρασμα της σύγκρισης ήταν ότι το παρόν μοντέλο δύναται να προβλέψει με ικανοποιητική ακρίβεια τη συμπεριφορά της αντλίας σε συνθήκες πιθανές για εκδήλωση σπηλαιώσης και να χρησιμεύσει για την πρόληψη του φαινομένου.

Εν γένει, η ακρίβεια του ημι-εμπειρικού μοντέλου που αναπτύχθηκε κρίνεται ικανοποιητική για να χρησιμοποιηθεί στα πλαίσια της μελέτης του μοντέλου της αντλίας της πειραματικής εγκατάστασης ανάκτησης θερμότητας, τόσο σε συνθήκες πλήρους φορτίου όσο και σε μερικό φορτίο.

Αναφορικά με την δυνατότητα για περαιτέρω εμβάθυνση στο εν λόγω θέμα, η πιο αναλυτική μελέτη του φαινομένου της σπηλαιώσης, του οποίου η σημασία περιγράφηκε αναλυτικά εντός της διπλωματικής, και ο προσδιορισμός του τεχνοοικονομικά βέλτιστου επιπέδου υπόψυξης για εξασφάλιση της ευσταθούς (και ασφαλούς από θέματα σπηλαιώσης) λειτουργίας της αντλίας κρίνεται ότι αποτελεί πρόσφορο έδαφος για επιστημονική μελέτη. Επιπρόσθετα, δεδομένης της πολύ χαμηλής ολικής απόδοσης της αντλίας, η οποία επηρεάζει σημαντικά και τον ολικό βαθμό απόδοσης ενός συστήματος ανάκτησης θερμότητας, θεωρείται ότι, στο μέλλον, τμήμα της επιστημονικής και βιομηχανικής έρευνας θα επικεντρωθεί στην βελτίωση των γεωμετρικών χαρακτηριστικών των εν λόγω αντλιών με σκοπό την βελτιστοποίηση της λειτουργίας αυτών. Στα πλαίσια αυτής της λογικής, κρίνεται σκόπιμη η ρευστομηχανική μοντελοποίηση (CFD analysis) μίας αντλίας διαφράγματος που θα βοηθήσει σημαντικά στον προσδιορισμό εκείνων των στοιχείων που δύνανται να βελτιωθούν με στόχο την αύξηση της απόδοσης της αντλίας.

Τυπολόγιο

A	Επιφάνεια, [m ²]
AU	Συντελεστής μεταφοράς θερμότητας, [W/K]
C	Αντίστροφο λόγου συμπίεσης, -
\dot{C}	Ειδική θερμότητα, [J/kgK]
C_{pump}	Σταθερά που καθορίζεται από τον τύπο της αντλίας, [kg/m ² s ²]
error	Σφάλμα, -
f	Συχνότητα, [Hz]
f_a	Λόγος όγκων V_1 προς V_s , -
f_e	Λόγος f_a προς C , -
f_p	Λόγος όγκων V_{ex} προς V_s , -
g	Επιτάχυνση της βαρύτητας, [m/s ²]
h	Ενθαλπία, [J/kg]
H_a	Ύψος λόγω επιτάχυνσης της ροής, [mH ₂ O]
H_f	Απώλειες ύψους λόγω τριβής, [mH ₂ O]
H_z	Υψομετρική διαφορά μεταξύ της αντλίας και του τροφοδοτικού δοχείου, [mH ₂ O]
K	Διορθωτικός συντελεστής που χρησιμοποιείται για να ληφθεί υπόψη η συμπίεστικότητα του ρευστού, -
L	Μήκος της γραμμής αναρρόφησης, [m]
\dot{m}	Παροχή μάζας, [kg/m ³]
N	Ταχύτητα περιστροφής, [rpm]
$NPSH_a$	Διαθέσιμο ύψος αντλίας, [mH ₂ O]
$NPSH_r$	Κρίσιμο ύψος σπηλαίωσης, [mH ₂ O]
P	Πίεση, [bar]
P_{r-p}	Πίεση μεταξύ τροφοδοτικού δοχείου και αντλίας, [bar]
P_{res}	Πίεση του τροφοδοτικού δοχείου ανάντι της αντλίας, [bar]
P_{sat}	Πίεση ατμοποίησης του οργανικού μέσου, [bar]
\dot{Q}	Θερμική ισχύς, [W]
r_w	Λόγος επιστρεφόμενου έργου, -
r_T	Λόγος θερμοκρασιών, -
T	Θερμοκρασία, [K]
T_{cond}	Θερμοκρασία συμπύκνωσης, [K]
T_{crit}	Κρίσιμη θερμοκρασία του οργανικού μέσου, [K]
T_{evap}	Θερμοκρασία ατμοποίησης, [K]
T_{mech}	Βοηθητική παράμετρος για υπολογισμό απωλειών, [J]
T_w	Θερμοκρασία τοιχώματος, [K]
u	Εσωτερική ενέργεια, [J/kg]
u_l	Ταχύτητα του ρευστού στην αναρρόφηση, [m/s]
\dot{W}	Ισχύς, [W]

\dot{W}_{adm}	Παραγόμενη ισχύς κατά την διεργασία $su_2 \rightarrow su_3$, [W]
\dot{W}_{comp}	Καταναλισκόμενη ισχύς κατά την συμπίεση, [W]
\dot{W}_{dis}	Καταναλισκόμενη ισχύς κατά την διεργασία $ex \rightarrow ex_1$, [W]
\dot{W}_{exp}	Παραγόμενη ισχύς κατά την εκτόνωση, [W]
\dot{W}_{hydr}	Υδραυλική ισχύς, [W]
\dot{W}_{pump}	Καταναλισκόμενη ισχύς στην αντλία, [W]
\dot{W}_{sh}	Απαιτούμενη ισχύς στον άξονα της αντλίας, [W]
\dot{V}	Παροχή όγκου, [m ³ /s]
V_0	Νεκρός ή επιζήμιος όγκος αντλίας, [m ³]
V_1	Όγκος που έχει η άτρακτος της αντλίας όταν η βαλβίδα εισαγωγής είναι ανοιχτή και αρχίζει η διεργασία της αναρρόφησης του οργανικού μέσου, [m ³]
V_{ex}	Όγκος που έχει η άτρακτος της αντλίας όταν η βαλβίδα εξαγωγής είναι ανοιχτή και αρχίζει η διεργασία της εξαγωγής του οργανικού μέσου, [m ³]
V_h	Όγκος αναρρόφησης του εκτονωτή, [m ³]
V_H	Όγκος εμβολισμού αντλίας, [m ³]
V_s	Ολικός όγκος της ατράκτου της αντλίας, [m ³]
v	Ειδικός όγκος, [m ³ /kg]

Ελληνικά σύμβολα

ε	Λόγος συμπίεσης, -
ρ	Πυκνότητα του οργανικού μέσου, [kg/m ³]

Δείκτες

ad	Έξοδος από την ισεντροπική (κύρια) συμπίεση της αντλίας (βλ.Εικ.3.2)
amb	Αναφερόμενο στο περιβάλλον
calc	Υπολογιζόμενο από το μοντέλο
el	Ηλεκτρικός
ex	Έξοδος από την αντλία (βλ.Εικ.3.2)
ex ₁	Έξοδος από ισοβαρή ψύξη της ροής ex (βλ.Εικ.3.2)
ex ₂	Αδιαβατικός στραγγαλισμός της ροής ex ₁ (βλ.Εικ.3.2)
f/d	Αναφερόμενο στον ρυθμιστή στροφών
in	Είσοδος
is	Ισεντροπικός
L	Έξοδος από αδιαβατικό στραγγαλισμό διαρροών (βλ.Εικ.3.2)
leak	Διαρροές
loss	Απώλειες
m	Μηχανικός
man	Προσδιορισμένο από τον κατασκευαστή
meas	Μετρούμενο πειραματικά
mot	Αναφερόμενο στον Η/Κ που οδηγεί την αντλία
nom	Ονομαστικός
out	Έξοδος

su	Ανάμειξη εισόδου με ανακυκλούμενες ροές (βλ.Εικ.3.2)
su ₀	Είσοδος στην αντλία (βλ.Εικ.3.2)
su ₁	Έξοδος από αδιαβατικό στραγγαλισμό (βλ.Εικ.3.2)
su ₂	Ανάμειξη su ₁ με διαρροές (βλ.Εικ.3.2)
su ₃	Έξοδος από ισοβαρή θέρμανση (βλ.Εικ.3.2)
tot	Ολικός
trap	Παγιδευμένη ποσότητα ρευστού
vol	Ογκομετρικός
0	Έξοδος από ισεντροπική εκτόνωση εγκλωβισμένης ροής (βλ.Εικ.3.2)
1	Έξοδος από αδιαβατικά ισόχωρη μεταβολή εγκλωβισμένης ροής (βλ.Εικ.3.2)

Βιβλιογραφία

1. Cho, H., et al., Evaluation of CCHP systems performance based on operational cost, primary energy consumption, and carbon dioxide emission by utilizing an optimal operation scheme. *Applied Energy*, 2009. **86**(12): p. 2540-2549.
2. Martins, L.N., F.M. Fábrega, and J.V.H. d'Angelo, Thermodynamic Performance Investigation of a Trigeration Cycle Considering the Influence of Operational Variables. *Procedia Engineering*, 2012. **42**: p. 1879-1888.
3. Rayegan, R. and Y. Tao, A procedure to select working fluids for Solar Organic Rankine Cycles (ORCs). *Renewable Energy*, 2011. **36**(2): p. 659-70.
4. Κακαράς, Ε. and Σ. Καρέλλας, *Αντιρροπαντική Τεχνολογία Θερμικών Σταθμών*. 2014, Αθήνα: Εκδόσεις Τσότρας.
5. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine (ORC) systems*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. **22**(0): p. 168-86.
6. Pei, G., J. Li, and J. Ji, Analysis of low temperature solar thermal electric generation using regenerative Organic Rankine Cycle. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(8-9): p. 998-1004.
7. Schuster, A., S. Karellas, and R. Aumann, *Efficiency optimization potential in supercritical Organic Rankine Cycles*. *Energy*, 2010. **35**(2): p. 1033-1039.
8. Mikielewicz, D. and J. Mikielewicz, A thermodynamic criterion for selection of working fluid for subcritical and supercritical domestic micro CHP. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(16): p. 2357-2362.
9. Vetter, C., H. Wiemer, and D. Kuhn, Comparison of sub- and supercritical Organic Rankine Cycle for power generation from low temperature/low enthalpy geothermal wells, considering specific net power output and efficiency. *Applied Thermal Engineering*, 2013. **51**(1-2): p. 871-9.
10. Roumpedakis, T., K. Braimakis, and S. Karellas. Investigation and efficiency maximization of the operation and design of a small scale experimental trigeneration system powered by a supercritical ORC. in *ASME ORC 2015: 3rd International Seminar on ORC Power Systems*. 2015. Brussels.
11. Μαυρουδής, Ι.Μ., *Αντλίες και Σωληνώσεις*. 1994, Αθήνα: Εκδόσεις Επτάλοφος.
12. Παπαντώνης, Δ.Ε., *Υδροδυναμικές Μηχανές, Αντλίες-Υδροστρόβιλοι-Υδροδυναμικές Μεταδόσεις*, 2009, Αθήνα: Εκδόσεις Συμεών.
13. Mobley, K.R., *Plant engineer's handbook*. 2001, Boston: Butterworth-Heinemann.
14. Turton, R.K., *An introductory guide to pumps and pumping systems*, ed. R.C. Baker. 1993, London: Mechanical Engineering Publications Limited.
15. Nesbitt, B., *Handbook of pumps and pumping*. 2006, Oxford: Elsevier.
16. Karassik, I.J., et al., *Pump Handbook*. 4th ed. 2008, New York: McGraw-Hill.
17. American Institute of Chemical Engineers. Equipment Testing Procedures, C., *Positive displacement pumps : a guide to performance evaluation*. 2007, John Wiley & Sons: Hoboken, NJ .:
18. World, P. *Positive Displacement Pumps*. 2014; Available from: <http://www.pumpworld.com/positive-displacement-pump-types.htm>.
19. Corporation, S. *Johnson Pump Brand Datasheet*. 2014; Available from: <http://www.spxflow.com/en/assets/pdf/SPX%20Johnson%20Pump%20overview-EN.pdf>.
20. Corporation, S. *Novaplex Integral*. 2014; Available from: http://www.spxflow.com/en/assets/pdf/BL_NOVAPLEX_Integral_Process_Diaphragm_Pumps_117_GB.pdf.

21. Industry, D. *Hema Endustry Axial Piston Pump*. Available from: <http://www.directindustry.com/prod/hema-endustri/product-117107-1200587.html>.
22. Quoilin, S., et al., *Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **22**: p. 168-186.
23. Bala, E.J., P.W. O'Callaghan, and S.D. Probert, Influence of organic working fluids on the performance of a positive-displacement pump with sliding vanes. Applied Energy, 1985. **20**(2): p. 153-159.
24. Miao, Z., et al., *Operation and performance of a low temperature organic Rankine cycle*. Applied Thermal Engineering, 2015. **75**: p. 1065-1075.
25. Lei, B., et al., Experimental study and theoretical analysis of a Roto-Jet pump in small scale organic Rankine cycles. Energy Conversion and Management, 2016. **111**: p. 198-204.
26. Anderson, H.H., *Centrifugal pumps and allied machinery*. 1994, Oxford: Elsevier Advanced Technology.
27. Austria, F. *Zahnradpumpen*. 2016; Available from: <http://www.fmld.at/?kat=101&n=Zahnradpumpen>.
28. Bloch, H.P. and C. Soares, 8. Positive Displacement Pumps, in *Process Plant Machinery* (2nd Edition). 1998, Elsevier.
29. Chan, W.-Y.W. and M. Meckler, *Pumps & pump systems*. 1983, American Society of Plumbing Engineers: Sherman Oaks, CA :.
30. Lin, C., Feasibility of using power steering pumps in small-scale solar thermal electric power systems, in Department of Mechanical Engineering. 2008, Massachusetts Institute of Technology: Boston.
31. Brennen, C.E., *Hydrodynamics and Cavitation of Pumps*, in *Fluid Dynamics of Cavitation and Cavitating Turbopumps*, L. d'Agostino and M.V. Salvetti, Editors. 2007, Springer Vienna: Vienna. p. 43-167.
32. Sulzer Pumps, L., 1.5 Cavitation and Suction Behavior, in *Centrifugal Pump Handbook* (3rd Edition). 2010, Elsevier.
33. Ahmed, W.H. and H.M. Badr, *Pumping Machinery Theory and Practice*. 2014: Wiley.
34. Korpela, S.A., *Principles of turbomachinery*. 2011, Wiley: Hoboken, N.J. :.
35. Dixon, S.L. and B. Eng, 9.8.2 Avoiding Cavitation, in *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery* (5th Edition). 2005, Elsevier.
36. Franc, J.-P. and J.-M. Michel, *Fundamentals of cavitation*. 2004, Kluwer Academic Publishers: Dordrecht ;.
37. Mackay, R., *Practical Pumping Handbook*. 2004, Elsevier.
38. Nourbakhsh, S.A., et al., *Cavitation*, in *Turbopumps and Pumping Systems*, S.A. Nourbakhsh, et al., Editors. 2008, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 42-50.
39. McCabe, R.E., P.G. Lanckton, and W.V. Dwyer, 9. *Metering Pump Characteristics and Performance*, in *Metering Pump Handbook*. 1984, Industrial Press.
40. Declaye, S., *Improving the performance of μ -ORC systems*. 2015, Universite de Liege.
41. Mago, P.J. and K.K. Srinivasan, Exhaust waste heat recovery from stationary engines using organic rankine cycles. 2010, Knovel: [New York] :.
42. Turbo, M.D., MAN 48/90CR Project Guide-Marine. 2016.
43. Gewalt, D., Waste heat recovery of stationary internal combustion engines for power generation. 2013: Dr. Hut.
44. Maizza, V. and A. Maizza, Unconventional working fluids in organic Rankine-cycles for waste energy recovery systems. Applied Thermal Engineering, 2001. **21**(3): p. 381-390.
45. Lemort, V., et al., *Testing and modeling a scroll expander integrated into an Organic Rankine Cycle*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(14–15): p. 3094-3102.

46. Liu, B.-T., K.-H. Chien, and C.-C. Wang, *Effect of working fluids on organic Rankine cycle for waste heat recovery*. Energy, 2004. **29**(8): p. 1207-1217.
47. Saleh, B., et al., *Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles*. Energy, 2007. **32**(7): p. 1210-1221.
48. Lemmon, E., K. Wait, and C. Muzny. *Refprop database*. 2010; Available from: <http://www.boulder.nist.gov/div838/theory/refprop/LINKING/Linking.htm>.
49. Toolbox, E. *Refrigerants - Physical Properties*. 2016; Available from: http://www.engineeringtoolbox.com/refrigerants-d_902.html.
50. DuPont, DuPont FM-200 (HFC-227ea). 2009.
51. Refrigerants, H., *Genetron 245fa*. 2014.
52. Reasor, P., V. Aute, and R. Radermacher, Refrigerant R1234yf Performance Comparison Investigation, in International Refrigeration and Air Conditioning Conference. 2010.
53. INVENTEC, NovaSpray isopentane S. 2011.
54. Information, N.C.f.B. *PubChem Compound Database: CYCLOHEXANE*. 2016; Available from: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/cyclohexane>.
55. Information, N.C.f.B. *PubChem Compound Database: Toluene*. 2016; Available from: <https://pubchem.ncbi.nlm.nih.gov/compound/toluene>.
56. refrigerants, D.S., Thermodynamic Properties of DuPont Suva 407C Refrigerant. 2004.
57. Schuster, A., et al., *Energetic and economic investigation of Organic Rankine Cycle applications*. Applied Thermal Engineering, 2009. **29**(8–9): p. 1809-1817.
58. Leontaritis, A.-D., et al., Experimental study on a low temperature ORC unit for onboard waste heat recovery from marine diesel engines, in 3rd International Seminar on ORC Power Systems. 2015: Brussels, Belgium.
59. Παπαηλιού, Κ.Δ., Κ.Μ. Μαθιουδάκης, and Κ.Χ. Γιαννάκογλου, *Εισαγωγή στις Θερμικές Στροβιλομηχανές*. 2000, Αθήνα: Εκδόσεις ΕΜΠ.
60. Boyce, M.P., *Gas turbine engineering handbook*. 2012, Butterworth-Heinemann is an imprint of Elsevier: Waltham, MA ;.
61. Quoilin, S., Sustainable Energy Conversion Through the Use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications. 2011, University of Liège (Belgium).
62. Hung, T.C., T.Y. Shai, and S.K. Wang, A review of organic rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy, 1997. **22**(7): p. 661-667.
63. Zanelli, R. and D. Favrat, Experimental investigation of a hermetic scroll expander-generator. 1994.
64. Quoilin, S., Experimental Study and Modeling of a Low Temperature Rankine Cycle for Small Scale Cogeneration, in Aerospace and Mechanical Engineering Department, Thermodynamics Laboratory. 2007, University of Liege.
65. Chen, Y., et al., *Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression process modeling*. International Journal of Refrigeration, 2002. **25**(6): p. 731-750.
66. Imran, M., et al., *Volumetric expanders for low grade heat and waste heat recovery applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **57**(6): p. 1090-1109.
67. Oralli, E., et al., *A study on scroll compressor conversion into expander for Rankine cycles*. International Journal of Low-Carbon Technologies, 2011.
68. Κακάτσιος, Ξ., *Αρχές Μεταφοράς Θερμότητας και Μάζης*. 2006, Αθήνα: Εκδόσεις Συμμεών.
69. Bejan, A. and A. Kraus, *Heat transfer handbook*. 2003, Hoboken, NJ [etc.] :: Wiley.
70. Kuppan, T., *Heat exchanger design handbook*. Mechanical engineering ; 126. 2000, New York :: Dekker.
71. Quoilin, S., et al., Dynamic modeling and optimal control strategy of waste heat recovery Organic Rankine Cycles. Applied Energy, 2011. **88**(6): p. 2183-2190.

72. Manolakos, D., et al., Design of an autonomous low-temperature solar Rankine cycle system for reverse osmosis desalination. *Desalination*, 2005. **183**(1): p. 73-80.
73. Kosmadakis, G., et al., Design of a two stage Organic Rankine Cycle system for reverse osmosis desalination supplied from a steady thermal source. *Desalination*, 2010. **250**(1): p. 323-328.
74. Karellas, S., A. Schuster, and A.-D. Leontaritis, *Influence of supercritical ORC parameters on plate heat exchanger design*. *Applied Thermal Engineering*, 2012. **33–34**: p. 70-76.
75. Laval, A., *Alfa Laval CB60/CBH60*. 2016.
76. Chapman, S.J., *Electric machinery and power system fundamentals*. McGraw-Hill series in electrical and computer engineering; McGraw-Hill series in electrical and computer engineering. 2002, Boston :: McGraw-Hill.
77. Krause, P.C., et al., *Analysis of electric machinery and drive systems*. 2013, Wiley: Hoboken, New Jersey .
78. Παπαστεργίου, Α., Σχεδιασμός και Υλοποίηση συστήματος αυτομάτου ελέγχου για εγκατάσταση αξιοποίησης απορριπτόμενης θερμότητας από μηχανές πλοίων με τεχνολογία ORC, in *Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών*. 2014, Ε.Μ.Π.: Αθήνα.
79. Inc., M.H.R.C., *Applications of PSCAD/EMTDC*. 2008.
80. Singh, B., S. Murthy, and S. Gupta. Modelling and analysis of STATCOM based voltage regulator for self-excited induction generator with unbalanced loads. in *TENCON 2003. Conference on Convergent Technologies for the Asia-Pacific Region*. 2003. IEEE.
81. Masdi, H., et al., *Construction of a prototype D-Statcom for voltage sag mitigation*. *European Journal of Scientific Research*, 2009. **30**(1): p. 112-127.
82. Grünbaum, R., et al. STATCOM for grid code compliance of a steel plant connection. in *19th Int. Conf. Electricity Distribution, Vienna*. 2007.
83. Bedford, B.D. and R.G. Hoft, *Principles of inverter circuits*. 1964, New York: J. Wiley.
84. EngineerLive. *Double acting diaphragm pumps save space*. 2013; Available from: <http://www.engineerlive.com/content/double-acting-diaphragm-pumps-save-space>.
85. Wanner Engineering, I. *D10 Series Specifications Datasheet*. 2014; Available from: <http://www.hydra-cell.com/product/D10-hydracell-pump.html>.
86. Motors, V.H. *K132S-6*. 2015; Available from: <http://www.valiadis.gr/?viewp=213>.
87. Landelle, A., et al., Study of reciprocating pump for supercritical ORC at full and part load operation, in *3rd International Seminar on ORC Power Systems*. 2015: Brussels, Belgium.
88. Quoilin, S., V. Lemort, and J. Lebrun, *Experimental study and modeling of an Organic Rankine Cycle using scroll expander*. *Applied Energy*, 2010. **87**(4): p. 1260-1268.
89. Winandy, E., C. Saavedra O, and J. Lebrun, *Simplified modelling of an open-type reciprocating compressor*. *International Journal of Thermal Sciences*, 2002. **41**(2): p. 183-192.
90. EXP-HEAT and N.T.U.o. Athens, Energy Recovery in new and retrofitted heat pumps using a dedicated expander concept, in *Report on the simulation of the expander prototype*. 2015: Athens.
91. D'Amico, F., et al., Semi-empirical model of a multi-diaphragm pump in an organic Rankine cycle test rig, in *4th International Conference on Contemporary Problems of Thermal Engineering*. 2016: Katowice, Poland.
92. Glavatskaya, Y., et al., Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. *Energies*, 2012. **5**(6): p. 1751.
93. Bergman, T.L. and F.P. Incropera, *Fundamentals of heat and mass transfer*. 7th ed. / ed. 2011, Hoboken, NJ :: Wiley.
94. Cell, H., *D/G-10 Series*. 2016.

Παράρτημα Α

Στο εν λόγω παράρτημα παρουσιάζονται οι κώδικες που αναπτύχθηκαν στο περιβάλλον του EES για τη διακρίβωση των παραμέτρων του μοντέλου της αντλίας, καθώς και το ίδιο το μοντέλο της αντλίας.

```
module
pump(f,N,T_in,p_in,p_out,W_man,T_out_meas,m_meas,e_m,e_w,e_T,C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_
ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal,W_cal,T_cal,eta_is,eta_vol,W_loss,
T_w,W_iso,W_iso1)

eta_fd=0.92
W_m_nom=3000
Load=W_cal/W_m_nom
eta_mot=Interpolate2('eta_mot','Load','eta_mot',Load=Load)
m_nom= 0.39
f_nom=50
Vol_h=Vol_s-Vol_cl
C=Vol_cl/Vol_s

"su0 initial state"
m_cal= N/60*(Vol_s/v_su3-f_a*Vol_s/v_0)-m_leak
m_su0=m_cal
T_su0=T_in
p_su0=p_in
v_su0=VOLUME(R134a,T=T_su0,P=p_su0)
H_su0=ENTHALPY(R134a,T=T_su0,P=p_su0)
S_su0=ENTROPY(R134a,T=T_su0,P=p_su0)

"su0--->su adiabatic mixing whit leakage"
m_su0*H_su0+m_leak*H_L= m_su*H_su
m_su=m_su0+m_leak
p_su=p_su0
v_su=VOLUME(R134a,h=H_su,P=p_su)
S_su=ENTROPY(R134a,h=H_su,P=p_su)
T_su=TEMPERATURE(R134a,h=H_su,P=p_su)

"su--->su1 isentropic pressure drop"
m_su1=m_su
p_su-p_su1=m_su1^2*v_su/(2*A_su^2)
v_su1=VOLUME(R134a,s=S_su1,P=p_su1)
H_su1=ENTHALPY(R134a,s=S_su1,P=p_su1)
```

S_su1=S_su
T_su1=TEMPERATURE(R134a,s=S_su1,P=p_su1)

"su1---->su2 adiabatic mixing whit trapped mass"
m_su1*H_su1+m_1*H_1= m_su2*H_su2
m_su2=m_su1+m_1
p_su2=p_su1
T_su2=TEMPERATURE(R134a,h=H_su2,P=p_su2)
v_su2=VOLUME(R134a,h=H_su2,P=p_su2)
S_su2=ENTROPY(R134a,h=H_su2,P=p_su2)

"su2---->su3 isobaric heating, suction phase"
m_su3=m_su2
Q_suc=m_su3*(H_su3-H_su2)
Q_suc=(1-exp(-AU_su/(m_su3*cp)))*m_su3*cp*(T_w-T_su2)
AU_su=AU_su_nom*(m_cal/m_nom)^0.8
p_su3=p_su2
cp=CP(R134a,T=T_su2,P=p_su2)
S_su3=ENTROPY(R134a,h=H_su3,P=p_su3)
v_su3=VOLUME(R134a,h=H_su3,P=p_su3)
T_su3=TEMPERATURE(R134a,h=H_su3,P=p_su3)
U_su3=INTENERGY(R134a,h=H_su3,P=p_su3)
W_suc=p_su3*Vol_s*(1-f_a)*N/60

"su1--->ad isentropic compression"
m_ad=m_su3
W_comp=m_ad*(U_ad-U_su3)
U_ad=INTENERGY(R134a,s=S_ad,v=v_ad)
H_ad=ENTHALPY(R134a,s=S_ad,v=v_ad)
S_ad=S_su3
p_ad=PRESSURE(R134a,s=S_ad,v=v_ad)
T_ad=TEMPERATURE(R134a,s=S_ad,v=v_ad)
f_p=v_ad/v_su3

"ad---->ex isochoric adiabatic"
m_ex=m_ad
W_iso=m_ex*(U_ex-U_ad)
v_ex=v_ad
T_ex=TEMPERATURE(R134a,h=H_ex,v=v_ex)
S_ex=ENTROPY(R134a,h=H_ex,v=v_ex)
p_ex=PRESSURE(R134a,h=H_ex,v=v_ex)
U_ex=INTENERGY(R134a,h=H_ex,v=v_ex)

"ex---->ex1 isobaric cooling, discharge phase"
 $m_{ex1} = m_{ex} - m_{leak}$
 $Q_{dis} = m_{ex1} * (H_{ex1} - H_{ex})$
 $Q_{dis} = (1 - \exp(-AU_{ex}/(m_{ex1} * cp1))) * m_{ex1} * cp1 * (T_w - T_{ex})$
 $AU_{ex} = AU_{ex_nom} * (m_{cal}/m_{nom})^{0.8}$
 $p_{ex1} = p_{ex}$
 $cp1 = CP(R134a, h = H_{ex}, P = p_{ex})$
 $S_{ex1} = ENTROPY(R134a, h = H_{ex1}, P = p_{ex1})$
 $v_{ex1} = VOLUME(R134a, h = H_{ex1}, P = p_{ex1})$
 $T_{ex1} = TEMPERATURE(R134a, h = H_{ex1}, P = p_{ex1})$
 $W_{dis} = p_{ex1} * Vol_s * (f_p - C) * N / 60$

"ex1---->ex2 isentropic pressure drop"
 $m_{ex2} = m_{ex1} - m_0$
 $p_{ex1} - p_{ex2} = m_{ex2}^2 * v_{ex1} / (2 * A_{ex}^2)$
 $p_{ex2} = p_{out}$
 $v_{ex2} = VOLUME(R134a, s = S_{ex2}, P = p_{ex2})$
 $S_{ex2} = S_{ex1}$
 $T_{ex2} = TEMPERATURE(R134a, s = S_{ex2}, P = p_{ex2})$
 $H_{ex2} = ENTHALPY(R134a, s = S_{ex2}, P = p_{ex2})$
 $T_{ex2} = T_{cal}$

"ex1--->0 isentropic expansion"
 $m_0 = f_a * Vol_s * N / (v_0 * 60)$
 $S_0 = S_{ex1}$
 $v_0 = v_{ex1} * X$
 $X = f_a / C$
 $T_0 = TEMPERATURE(R134a, s = S_0, v = v_0)$
 $H_0 = ENTHALPY(R134a, s = S_0, v = v_0)$
 $p_0 = PRESSURE(R134a, s = S_0, v = v_0)$
 $U_0 = INTENERGY(R134a, s = S_0, v = v_0)$

"0---->1 isochoric adiabatic"
 $m_1 = m_0$
 $W_{iso1} = m_1 * (U_1 - U_0)$
 $v_1 = v_0$
 $T_1 = TEMPERATURE(R134a, P = p_1, v = v_1)$
 $S_1 = ENTROPY(R134a, P = p_1, v = v_1)$
 $p_1 = p_{su2}$
 $H_1 = ENTHALPY(R134a, v = v_1, P = p_1)$
 $U_1 = INTENERGY(R134a, P = p_1, v = v_1)$

"ex--->L leakage"

```

m_leak=A_leak*(2*(p_ex-p_L)/v_ex)^0.5
A_leak=A_leak_nom*(f/f_nom)
v_L=VOLUME(R134a,s=S_L,P=p_L)
p_L=p_su0
S_L=S_ex
H_L=ENTHALPY(R134a,s=S_L,P=p_L)
T_L=TEMPERATURE(R134a,s=S_L,P=p_L)

```

```
"balance"
```

```

W_in=W_comp+W_dis-W_suc
W_cal=W_in+W_loss
W_el=W_cal/eta_fd/eta_mot

```

```

Q_suc+Q_amb-W_loss+Q_dis=0
Q_amb=AU_amb*(T_w-T_amb)
T_amb=273.15+20
W_loss=4.28*f

```

```

e_m=((m_cal-m_meas)/m_meas)^2
e_w=((W_cal-W_man)/W_man)^2
e_T=((T_cal-T_out_meas)/T_out_meas)^2

```

```
"efficiency"
```

```

eta_is=(H_is-H_su0)/(H_ex2-H_su0)
H_is=ENTHALPY(R134a,s=S_su0,P=p_ex2)
eta_vol=m_cal*v_su0/(N/60*Vol_s*(1-C))

```

```
end
```

```
"point 1"
```

```

f[1]=41.4183
N[1]=795.2315
T_in[1]=273.15+33.4201
p_in[1]=0.9884E+06
p_out[1]=2.2596E+06

```

```

W_man[1]=15*N[1]/84428*1000+V_meas[1]*(p_out[1]-p_in[1])*10^(-2)/511
m_meas[1]= 0.3169
V_meas[1]=0.3169/1174.8996*1000*60
T_out_meas[1]= 273.15+ 34.4965

```

```
call
pump(f[1],N[1],T_in[1],p_in[1],p_out[1],W_man[1],T_out_meas[1],m_meas[1],e_m[1],e_w[1],
e_T[1],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[1],W
_cal[1],T_cal[1],eta_is[1],eta_vol[1],W_loss[1],T_w[1],W_iso[1],W_iso1[1])
```

"point 2"

f[2]=42.6794

N[2]=819.4444

T_in[2]=273.15+ 33.7963

p_in[2]=0.994E+06

p_out[2]=2.284E+06

W_man[2]=15*N[2]/84428*1000+V_meas[2]*(p_out[2]-p_in[2])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[2]= 0.2976

V_meas[2]=0.2976/1173.3694*1000*60

T_out_meas[2]= 273.15+34.8958

call

```
pump(f[2],N[2],T_in[2],p_in[2],p_out[2],W_man[2],T_out_meas[2],m_meas[2],e_m[2],e_w[2],
e_T[2],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[2],W
_cal[2],T_cal[2],eta_is[2],eta_vol[2],W_loss[2],T_w[2],W_iso[2],W_iso1[2])
```

"point 3"

f[3]=43.101

N[3]=827.539

T_in[3]=273.15+ 34.3648

p_in[3]=1.0042E+06

p_out[3]=2.2383E+06

W_man[3]=15*N[3]/84428*1000+V_meas[3]*(p_out[3]-p_in[3])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[3]= 0.2956

V_meas[3]=0.2956/1171.0593*1000*60

T_out_meas[3]= 273.15+35.4542

call

```
pump(f[3],N[3],T_in[3],p_in[3],p_out[3],W_man[3],T_out_meas[3],m_meas[3],e_m[3],e_w[3],
e_T[3],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[3],W
_cal[3],T_cal[3],eta_is[3],eta_vol[3],W_loss[3],T_w[3],W_iso[3],W_iso1[3])
```

"point 4"

f[4]=43.7066

N[4]=839.1667

T_in[4]=273.15+ 34.4499

p_in[4]=1.0035E+06
p_out[4]=2.3013E+06

W_man[4]=15*N[4]/84428*1000+V_meas[4]*(p_out[4]-p_in[4])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[4]= 0.3091
V_meas[4]=0.3091/1170.6966*1000*60
T_out_meas[4]= 273.15+35.546

call

pump(f[4],N[4],T_in[4],p_in[4],p_out[4],W_man[4],T_out_meas[4],m_meas[4],e_m[4],e_w[4],
e_T[4],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[4],W
_cal[4],T_cal[4],eta_is[4],eta_vol[4],W_loss[4],T_w[4],W_iso[4],W_iso1[4])

"point 5"

f[5]=43.6992
N[5]=839.0256
T_in[5]=273.15+35.5737
p_in[5]=1.0337E+06
p_out[5]=2.2944E+06

W_man[5]=15*N[5]/84428*1000+V_meas[5]*(p_out[5]-p_in[5])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[5]= 0.2929
V_meas[5]=0.2929/1166.1665*1000*60
T_out_meas[5]= 273.15+ 36.6779

call

pump(f[5],N[5],T_in[5],p_in[5],p_out[5],W_man[5],T_out_meas[5],m_meas[5],e_m[5],e_w[5],
e_T[5],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[5],W
_cal[5],T_cal[5],eta_is[5],eta_vol[5],W_loss[5],T_w[5],W_iso[5],W_iso1[5])

"point 6"

f[6]=45
N[6]=864
T_in[6]=273.15+31.7888
p_in[6]=0.9318E+06
p_out[6]=2.2161E+06

W_man[6]=15*N[6]/84428*1000+V_meas[6]*(p_out[6]-p_in[6])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[6]= 0.345
V_meas[6]=0.345/1181.253*1000*60
T_out_meas[6]= 273.15+ 33.0351

```
call
pump(f[6],N[6],T_in[6],p_in[6],p_out[6],W_man[6],T_out_meas[6],m_meas[6],e_m[6],e_w[6],
e_T[6],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[6],W
_cal[6],T_cal[6],eta_is[6],eta_vol[6],W_loss[6],T_w[6],W_iso[6],W_iso1[6])
```

```
"point 7"
```

```
f[7]=45.8088
```

```
N[7]=879.5294
```

```
T_in[7]=273.15+31.9806
```

```
p_in[7]=0.9484E+06
```

```
p_out[7]=2.2451E+06
```

```
W_man[7]=15*N[7]/84428*1000+V_meas[7]*(p_out[7]-p_in[7])*10^(-2)/511
```

```
m_meas[7]= 0.3416
```

```
V_meas[7]=0.3416/1180.5794*1000*60
```

```
T_out_meas[7]= 273.15+ 33.2125
```

```
call
```

```
pump(f[7],N[7],T_in[7],p_in[7],p_out[7],W_man[7],T_out_meas[7],m_meas[7],e_m[7],e_w[7],
e_T[7],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[7],W
_cal[7],T_cal[7],eta_is[7],eta_vol[7],W_loss[7],T_w[7],W_iso[7],W_iso1[7])
```

```
"point 8"
```

```
f[8]=46
```

```
N[8]=883.2
```

```
T_in[8]=273.15+32.209
```

```
p_in[8]=0.9469E+06
```

```
p_out[8]=2.2085E+06
```

```
W_man[8]=15*N[8]/84428*1000+V_meas[8]*(p_out[8]-p_in[8])*10^(-2)/511
```

```
m_meas[8]= 0.3225
```

```
V_meas[8]=0.3225/1179.6276*1000*60
```

```
T_out_meas[8]= 273.15+ 33.4207
```

```
call
```

```
pump(f[8],N[8],T_in[8],p_in[8],p_out[8],W_man[8],T_out_meas[8],m_meas[8],e_m[8],e_w[8],
e_T[8],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[8],W
_cal[8],T_cal[8],eta_is[8],eta_vol[8],W_loss[8],T_w[8],W_iso[8],W_iso1[8])
```

```
"point 9"
```

```
f[9]=47.5
```

```
N[9]=912
```

```
T_in[9]=273.15+32.0176
```

p_in[9]=0.9392E+06
p_out[9]=2.3107E+06

W_man[9]=15*N[9]/84428*1000+V_meas[9]*(p_out[9]-p_in[9])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[9]= 0.3328
V_meas[9]=0.3328/1180.3628*1000*60
T_out_meas[9]= 273.15+ 33.3145

call

pump(f[9],N[9],T_in[9],p_in[9],p_out[9],W_man[9],T_out_meas[9],m_meas[9],e_m[9],e_w[9],
e_T[9],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[9],W
_cal[9],T_cal[9],eta_is[9],eta_vol[9],W_loss[9],T_w[9],W_iso[9],W_iso1[9])

"point 10"

f[10]=48.3415
N[10]=928.1561
T_in[10]=273.15+32.224
p_in[10]=0.945E+06
p_out[10]=2.2631E+06

W_man[10]=15*N[10]/84428*1000+V_meas[10]*(p_out[10]-p_in[10])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[10]= 0.3508
V_meas[10]=0.3508/1179.5523*1000*60
T_out_meas[10]= 273.15+ 33.5456

call

pump(f[10],N[10],T_in[10],p_in[10],p_out[10],W_man[10],T_out_meas[10],m_meas[10],e_m[1
0],e_w[10],e_T[10],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,
m_cal[10],W_cal[10],T_cal[10],eta_is[10],eta_vol[10],W_loss[10],T_w[10],W_iso[10],W_iso
1[10])

"point 11"

f[11]=50
N[11]=960
T_in[11]=273.15+32.2236
p_in[11]=0.9471E+06
p_out[11]=2.3938E+06

W_man[11]=15*N[11]/84428*1000+V_meas[11]*(p_out[11]-p_in[11])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[11]= 0.3513
V_meas[11]=0.3513/1179.5687*1000*60
T_out_meas[11]= 273.15+ 33.6531

```
call
pump(f[11],N[11],T_in[11],p_in[11],p_out[11],W_man[11],T_out_meas[11],m_meas[11],e_m[11],e_w[11],e_T[11],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[11],W_cal[11],T_cal[11],eta_is[11],eta_vol[11],W_loss[11],T_w[11],W_iso[11],W_iso1[11])
```

"point 12"

f[12]=50

N[12]=960

T_in[12]=273.15+35.6434

p_in[12]=1.0499E+06

p_out[12]=2.4405E+06

W_man[12]=15*N[12]/84428*1000+V_meas[12]*(p_out[12]-p_in[12])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[12]= 0.3545

V_meas[12]=0.3545/1165.992*1000*60

T_out_meas[12]= 273.15+ 37.1179

call

```
pump(f[12],N[12],T_in[12],p_in[12],p_out[12],W_man[12],T_out_meas[12],m_meas[12],e_m[12],e_w[12],e_T[12],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[12],W_cal[12],T_cal[12],eta_is[12],eta_vol[12],W_loss[12],T_w[12],W_iso[12],W_iso1[12])
```

"point 13"

f[13]=41.6732

N[13]=800.1252

T_in[13]=273.15+33.9166

p_in[13]=0.9913E+06

p_out[13]=2.2608E+06

W_man[13]=15*N[13]/84428*1000+V_meas[13]*(p_out[13]-p_in[13])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[13]= 0.301

V_meas[13]=0.301/1172.8465*1000*60

T_out_meas[13]= 273.15+ 34.9719

call

```
pump(f[13],N[13],T_in[13],p_in[13],p_out[13],W_man[13],T_out_meas[13],m_meas[13],e_m[13],e_w[13],e_T[13],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[13],W_cal[13],T_cal[13],eta_is[13],eta_vol[13],W_loss[13],T_w[13],W_iso[13],W_iso1[13])
```

"point 14"

f[14]=41.6845
N[14]=800.3431
T_in[14]=273.15+33.8893
p_in[14]=0.9889E+06
p_out[14]=2.3475E+06

W_man[14]=15*N[14]/84428*1000+V_meas[14]*(p_out[14]-p_in[14])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[14]= 0.3125
V_meas[14]=0.3125/1172.9434*1000*60
T_out_meas[14]= 273.15+ 35.0127

call

pump(f[14],N[14],T_in[14],p_in[14],p_out[14],W_man[14],T_out_meas[14],m_meas[14],e_m[14],e_w[14],e_T[14],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[14],W_cal[14],T_cal[14],eta_is[14],eta_vol[14],W_loss[14],T_w[14],W_iso[14],W_iso1[14])

"point 15"

f[15]=42.6895
N[15]=819.6389
T_in[15]=273.15+34.4907
p_in[15]=0.9999E+06
p_out[15]=2.2819E+06

W_man[15]=15*N[15]/84428*1000+V_meas[15]*(p_out[15]-p_in[15])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[15]= 0.3029
V_meas[15]=0.3029/1170.4977*1000*60
T_out_meas[15]= 273.15+ 35.5729

call

pump(f[15],N[15],T_in[15],p_in[15],p_out[15],W_man[15],T_out_meas[15],m_meas[15],e_m[15],e_w[15],e_T[15],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[15],W_cal[15],T_cal[15],eta_is[15],eta_vol[15],W_loss[15],T_w[15],W_iso[15],W_iso1[15])

"point 16"

f[16]=43.7018
N[16]=839.0755
T_in[16]=273.15+35.4338
p_in[16]=1.0303E+06
p_out[16]=2.3091E+06

W_man[16]=15*N[16]/84428*1000+V_meas[16]*(p_out[16]-p_in[16])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[16]= 0.2904
V_meas[16]=0.2904/1166.7352*1000*60
T_out_meas[16]= 273.15+36.4773

call

pump(f[16],N[16],T_in[16],p_in[16],p_out[16],W_man[16],T_out_meas[16],m_meas[16],e_m[16],e_w[16],e_T[16],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[16],W_cal[16],T_cal[16],eta_is[16],eta_vol[16],W_loss[16],T_w[16],W_iso[16],W_iso1[16])

"point 17"

f[17]=46
N[17]=883.2
T_in[17]=273.15+32.1759
p_in[17]=0.9467E+06
p_out[17]=2.3757E+06

W_man[17]=15*N[17]/84428*1000+V_meas[17]*(p_out[17]-p_in[17])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[17]= 0.3397
V_meas[17]=0.3397/1179.763*1000*60
T_out_meas[17]= 273.15+33.5023

call

pump(f[17],N[17],T_in[17],p_in[17],p_out[17],W_man[17],T_out_meas[17],m_meas[17],e_m[17],e_w[17],e_T[17],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[17],W_cal[17],T_cal[17],eta_is[17],eta_vol[17],W_loss[17],T_w[17],W_iso[17],W_iso1[17])

"point 18"

f[18]=47.5
N[18]=912
T_in[18]=273.15+31.9583
p_in[18]=0.9393E+06
p_out[18]=2.5196E+06

W_man[18]=15*N[18]/84428*1000+V_meas[18]*(p_out[18]-p_in[18])*10⁽⁻²⁾/511
m_meas[18]= 0.3356
V_meas[18]=0.3356/1180.6079*1000*60
T_out_meas[18]= 273.15+33.4128

call

pump(f[18],N[18],T_in[18],p_in[18],p_out[18],W_man[18],T_out_meas[18],m_meas[18],e_m[18],e_w[18],e_T[18],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[18],W_cal[18],T_cal[18],eta_is[18],eta_vol[18],W_loss[18],T_w[18],W_iso[18],W_iso1[18])

8],e_w[18],e_T[18],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[18],W_cal[18],T_cal[18],eta_is[18],eta_vol[18],W_loss[18],T_w[18],W_iso[18],W_iso1[18])

"point 19"

f[19]=47.2934

N[19]=908.0335

T_in[19]=273.15+32.5063

p_in[19]=0.9521E+06

p_out[19]=2.2142E+06

W_man[19]=15*N[19]/84428*1000+V_meas[19]*(p_out[19]-p_in[19])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[19]= 0.3413

V_meas[19]=0.3413/1178.4353*1000*60

T_out_meas[19]= 273.15+33.754

call

pump(f[19],N[19],T_in[19],p_in[19],p_out[19],W_man[19],T_out_meas[19],m_meas[19],e_m[19],e_w[19],e_T[19],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[19],W_cal[19],T_cal[19],eta_is[19],eta_vol[19],W_loss[19],T_w[19],W_iso[19],W_iso1[19])

"point 20"

f[20]=50

N[20]=960

T_in[20]=273.15+37.1739

p_in[20]=1.0925E+06

p_out[20]=2.3947E+06

W_man[20]=15*N[20]/84428*1000+V_meas[20]*(p_out[20]-p_in[20])*10⁽⁻²⁾/511

m_meas[20]= 0.3599

V_meas[20]=0.3599/1159.763*1000*60

T_out_meas[20]= 273.15+38.5139

call

pump(f[20],N[20],T_in[20],p_in[20],p_out[20],W_man[20],T_out_meas[20],m_meas[20],e_m[20],e_w[20],e_T[20],C,f_p,X,Vol_h,A_su,A_ex,A_leak_nom,AU_su_nom,AU_ex_nom,AU_amb,m_cal[20],W_cal[20],T_cal[20],eta_is[20],eta_vol[20],W_loss[20],T_w[20],W_iso[20],W_iso1[20])

error=(SUM(e_m[1..20]))^{0.5}+(SUM(e_w[1..20]))^{0.5}+(SUM(e_T[1..20]))^{0.5}