



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων
Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων
Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Ανάκτηση ενέργειας από αντλία
θερμότητας μηχανικής συμπίεσης ατμού*

Του Φοιτητή

Μαμάη Ανάργυρου

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,
Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2017

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα καθηγητή κ. Σωτήριο Καρέλλα, που μου έδωσε την ευκαιρία να ασχοληθώ και να εργαστώ πάνω σε αυτό το ιδιαίτερα ενδιαφέρον θέμα αλλά και για την καθοδήγηση του που συνέβαλε στην ολοκλήρωση της παρούσας εργασίας.

Ακόμη θα ήθελα να εκφράσω θερμές ευχές στους κυρίους Πλάτων Πάλη, Άρη Λεονταρίτη και Δημήτρη Πετσάνα, για τις χρήσιμες συμβουλές τους.

Τέλος, ευχαριστώ τη μητέρα μου για τη συνεχή της στήριξη σε όλη τη διάρκεια των σπουδών μου.

Περίληψη

Στη παρούσα διπλωματική εργασία σκοπός είναι η διερεύνηση του ενεργειακού δυναμικού και της ενεργειακής εξοικονόμησης που μπορεί να επιτευχθεί αντικαθιστώντας την εκτονωτική βαλβίδα, που είναι υπεύθυνη για την ισενθαλπική εκτόνωση του υγρού εργαζόμενου μέσου σε έναν κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού με έναν εκτονωτή θετικής μετατόπισης. Το εγχείρημα αυτό αποτελεί καινοτομία στο χώρο του κλιματισμού και της ψύξης καθώς δεν έχει πραγματοποιηθεί ως τώρα και αποτελεί ενδιαφέρον αντικείμενο μελέτης, αφού πρόκειται να ανεβάσει σημαντικά την απόδοση του κύκλου, τόσο σε νέες μονάδες όσο και σε ήδη εγκατεστημένες. Έτσι θα εξοικονομηθούν πολύτιμοι πόροι όχι μόνο ενεργειακοί αλλά και οικονομικοί, κάτι που αποτελεί αντικειμενικό σκοπό στη σύγχρονη κοινωνία, όπως εκδηλώνεται μέσα από Ευρωπαϊκές και διεθνείς οδηγίες. Η εξοικονόμηση ενέργειας, άλλωστε, αποτελεί μία από τις βασικότερες επιδιώξεις της ενεργειακής πολιτικής που ακολουθείται τα τελευταία χρόνια από τα περισσότερα κράτη, με στόχο τη μείωση της πρωτογενούς κατανάλωσης ενέργειας και των εκπομπών ρύπων αλλά και αερίων που συντελούν στο φαινόμενο του θερμοκηπίου.

Για τους παραπάνω λόγους στην παρούσα διπλωματική εργασία ερευνήθηκαν τα διάφορα είδη εκτονωτών καθώς και οι τεχνολογίες παραγωγής ψύξης στις οποίες παρουσιάζει μεγάλο ενδιαφέρον η χρήση τους. Επίσης διερευνήθηκαν οι διάφορες ερευνητικές εφαρμογές που έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι και σήμερα, καθώς και το τι ισχύει εμπορικά. Επιπλέον μελετήθηκε μια αντλία θερμότητας της εταιρίας Nibe στο εργαστήριο και τροποποιήθηκε κατάλληλα ώστε να μπορεί να λειτουργεί εκτός της κλασικής της λειτουργίας(με εκτονωτική βαλβίδα), με εκτονωτή αλλά και συνδυασμένα με εκτονωτή και εκτονωτική βαλβίδα. Τέλος πραγματοποιήθηκε οικονομική αξιολόγηση και ανάλυση ευαισθησίας.

Abstract

The main goal of this thesis is to investigate the energy potential and energy saving that can be achieved by replacing the throttle valve, responsible for the expansion of the liquid organic medium in a vapor compressed cycle, with a volumetric expander. This task is an innovation in the field of Air-Conditioning and Refrigeration, and it is considered as an interesting topic of study, because of the increase that will arise in terms of efficiency, in new units as well as adjusting the existing ones. Thus valuable energy and financial resources will be saved, as international and European commands order. The energy saving, has been one of the major objectives of energy policy followed in recent years by most countries, in order to reduce primary energy consumption and emissions that contribute to global warming

For the above reasons, this dissertation investigated the different types of expanders and cooling technologies, which are of great interest in their use. We have also explored the various research applications that have been carried out so far, as well as what is happening commercially. Finally, a Nibe heat pump was studied in the laboratory and modified appropriately to operate outside of classical operation (with expansion valve), with an expander and combined with an expander and expansion valve.

Περιεχόμενα

Περίληψη	2
Σχήματα	5
Πίνακες	7
1.Εισαγωγή.....	8
2.Εκτονωτές.....	10
2.1 Ορισμός του εκτονωτή	10
2.2 Ανάκτηση ενέργειας με εκτονωτή από κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού	10
2.3 Τεχνολογίες παραγωγής ψύξης και εφαρμογή του εκτονωτή σε αυτές	11
2.3.1 Κρυογενικά συστήματα ψύξης.....	12
2.3.2 Συστήματα ψύξης – θέρμανσης με αέρα.....	14
2.3.3 Συστήματα ψύξης με συμβατικά ψυκτικά ρευστά.....	16
2.4 Μέθοδοι σύνδεσης του εκτονωτή στις ψυκτικές διατάξεις	18
2.5 Βασικά είδη εκτονωτών.....	18
2.5.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής	18
2.5.2 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης.....	19
3. Εφαρμογές εκτονωτών σε συμβατικές ψυκτικές εγκαταστάσεις	25
3.1 Εφαρμογή με εκτονωτή τύπου scroll	25
3.2 Εφαρμογή με περιστροφικό εκτονωτή	31
3.3 Εφαρμογή με παλινδρομικό εκτονωτή	43
3.4 Εφαρμογή με ελικοειδή εκτονωτή	56
3.5 Εφαρμογή με εκτονωτή δυναμικής ροής.....	61
3.6 Συγκρίσεις εφαρμογών	69
3.7 Συμπεράσματα εφαρμογών	72
3.8 Η τεχνολογία των εκτονωτών.....	74
3.9 Οικονομικά στοιχεία εκτονωτών.....	74
3.10 Παράγοντες προς διερεύνηση κατά τη λειτουργία της ψύξης	75
3.11 Παράγοντες προς διερεύνηση κατά τη λειτουργία της θέρμανσης	76
4. Αντλία θερμότητας Nibe.....	78
4.1 Περιγραφή εξαρτημάτων.....	78
4.1.1 Συμπιεστής	79
4.1.2 Υδρόψυκτος συμπυκνωτής	80
4.1.3 Εκτονωτική βαλβίδα	82
4.1.4 Ατμοποιητής	83
4.1.5 Βαλβίδα αντιστροφής	84
4.1.6 Φίλτρο αφυγραντής	86
4.1.7 Εναλλάκτης υπόψυξης	87
4.1.8 Δευτερεύουσα εκτονωτική βαλβίδα	87
4.1.9 Τριχοειδής σωλήνας.....	88

4.1.10 Διανεμητής.....	89
4.1.11 Συλλέκτης	90
4.2 Κατάσταση κανονικής λειτουργίας	91
4.3 Περιγραφή συστήματος ψεκασμού	92
4.4 Λειτουργία απόψυξης.....	93
5. Αντικατάσταση εκτονωτικής βαλβίδας με εκτονωτή	95
5.1 Διαδικασία λήψης μετρήσεων αρχικής λειτουργίας.....	95
5.2 Ενεργειακοί ισολογισμοί.....	99
5.3 Κύκλος λειτουργίας της αντλίας θερμότητας.....	100
5.4 Μετατροπή αντλίας θερμότητας.....	102
5.4.1 Εργασίες προετοιμασίας	102
5.4.2 Εργασίες μετατροπών.....	104
5.5 Δυνατότητες λειτουργίας πειραματικής διάταξης	108
5.6 Λειτουργία πειραματικής διάταξης με εκτονωτή.....	109
5.7 Σύστημα καταγραφής.....	110
6. Οικονομική ανάλυση μετατροπής της αντλίας θερμότητας	112
6.1 Οικονομική αξιολόγηση της μετατροπής.....	112
6.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος.....	113
6.2.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος για τρεις περιπτώσεις αύξησης του COP	114
6.2.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος για τρεις περιπτώσεις ωρών λειτουργίας	117
6.3 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP	120
6.3.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP για τρεις περιπτώσεις του κόστους.....	120
6.3.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP για τρεις περιπτώσεις ετήσιας λειτουργίας.	123
6.4 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία.....	126
6.4.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία για τρεις περιπτώσεις του κόστους.....	126
6.4.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία για τρεις περιπτώσεις αύξησης του COP	129
Συμπεράσματα	132
Βιβλιογραφία.....	135

Σχήματα

Σχήμα 2.1: Κύκλος λειτουργίας VCC με εκτονωτή και χωρίς εκτονωτή [18].....	10
Σχήμα 2.2 : Ψυκτική διάταξη Linde[23].....	13
Σχήμα 2.3a : Τυπική εγκατάσταση με αέρα[25].....	14
Σχήμα 2.3b : Κύκλος αέρα με ανακύκλωση της ενέργειας εκτόνωσης[26].....	15
Σχήμα 2.4 : Εγκατάσταση βαθιάς κατάψυξης[29].....	17
Σχήμα 2.5 : Υπερκρίσιμος κύκλος CO ₂ [30].....	17
Σχήμα 2.6 : Εκτονωτής δυναμικής ροής ακτινικού τύπου[32].....	18
Σχήμα 2.7 : Σπείρες βαθμίδας σπειροειδούς εκτονωτή[34].....	19
Σχήμα 2.8 : Στάδια λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή[35].....	20
Σχήμα 2.9 : Παλινδρομικοί εκτονωτές ακτινικού τύπου.....	21
Σχήμα 2.10 : Στάδια λειτουργίας παλινδρομικού εκτονωτή[35].....	21
Σχήμα 2.11 : Εκτονωτής ελεύθερου άκρου[30].....	22
Σχήμα 2.12 : Αρχή λειτουργίας εκτονωτή περιστρεφόμενου εμβόλου[36].....	22
Σχήμα 2.13 : Δικόλινδρος εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου[30].....	23
Σχήμα 2.14 : Ελικοειδείς εκτονωτής σε τομή[36].....	24
Σχήμα 2.15 : Αρχή λειτουργίας[35].....	24
Σχήμα 3.1 : Απλοποιημένο ψυκτικό κύκλωμα αντλίας θερμότητας[37].....	25
Σχήμα 3.2 : Ιδανικός ψυκτικός κύκλος CO ₂ με σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή[37].....	26
Σχήμα 3.3 : τομή του συστήματος εκτονωτή-συμπιεστή (ECU)[37].....	27
Σχήμα 3.4 : Επίδραση της φόρτισης στην απόδοση[37].....	29
Σχήμα 3.5 : Επίδραση της θερμότητας του νερού στο COP(λειτουργία ψύξης)[37].....	30
Σχήμα 3.6 : Επίδραση της θερμότητας του νερού στο COP(λειτουργία θέρμησης)[37].....	30
Σχήμα 3.7: Διάγραμμα P-h με το ECU για τη λειτουργία ψύξης[37].....	30
Σχήμα 3.8 : ψυκτικός κύκλος με και χωρίς ανάκτηση ενέργειας[38].....	31
Σχήμα 3.9 : Σχηματικό διάγραμμα του συστήματος ανάκτησης ενέργειας.....	34
Σχήμα 3.10 : Εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου με κινητά πτερύγια.....	35
Σχήμα 3.11 : Διακύμανση της ογκομετρικής και ισεντροπικής απόδοσης.....	36
Σχήμα 3.12 : Διακύμανση της ογκομετρικής και ισεντροπικής απόδοσης.....	37
Σχήμα 3.13 : Διακυμάνσεις του COP και η βελτίωση του.....	38
Σχήμα 3.14 : Ισχύς-ισεντροπική απόδοση συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης.....	39
Σχήμα 3.15 : Ροή μάζας-ογκομετρική απόδοση συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης.....	39
Σχήμα 3.16 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης.....	40
Σχήμα 3.17 : COP συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης.....	40
Σχήμα 3.18 : Μεταβολή της ανάκ.ενέργειας, των απωλειών και του ισεντ. β.απόδοσης.....	41
Σχήμα 3.19 : Μεταβολή της ροής μάζας και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης.....	41
Σχήμα 3.20: Μονογραμμικό σχέδιο της δοκιμαστικής διάταξης[39].....	43
Σχήμα 3.21. Ο 9-κύλινδρος εμβολοφόρος εκτονωτής.....	44
Σχήμα 3.22a : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή για x1=0.....	50
Σχήμα 3.22b : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή για x1=0.1.....	50
Σχήμα 3.23 : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή για x1=0.3.....	51
Σχήμα 3.24 : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή για x1=0.8.....	51
Σχήμα 3.25 : Ενδεικνύμενη ισχύς για x1=0.....	52
Σχήμα 3.26 : Ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσει για x1=0.1.....	52
Σχήμα 3.27: Ενδεικνύμενη ισχύς για x1=0.3.....	53
Σχήμα 3.28: Ενδεικνύμενη ισχύς για x1=0.8.....	53
Σχήμα 3.29: Μηχανικός βαθμός απόδοσης για x1=0.....	54
Σχήμα 3.30 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης για x1=0.1.....	54
Σχήμα 3.31: Μηχανικός βαθμός απόδοσης για x1=0.3.....	55
Σχήμα 3.32: Μηχανικός βαθμός απόδοσης για x1=0.8.....	55
Σχήμα 3.33: Μονάδα chiller με εκτονωτή αντί βαλβίδα εκτόνωσης[40].....	57
Σχήμα 3.34 : Μονάδα chiller με expessor αντί βαλβίδας εκτόνωσης[41].....	57
Σχήμα 3.35 : Πειραματική διάταξη λειτουργίας του εκτονωτή[40].....	58
Σχήμα 3.36 : Πειραματική διάταξη λειτουργίας με εκτονωτή και expessor[41].....	58

Σχήμα 3.37 : Ωφέλιμη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[40].....	59
Σχήμα 3.38 : Αδιαβατική απόδοση συναρτήσει της ενθαλπικής πτώσης.....	60
Σχήμα 3.39 : Αδιαβατική απόδοση συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.....	60
Σχήμα 3.40 : Πειραματική διάταξη[42].....	62
Σχήμα 3.41: Σύστημα μέτρησης της ροπής.....	63
Σχήμα 3.42 : Φωτογραφία συστήματος μέτρησης της ροπής	63
Σχήμα 3.43 : Εκτονωτής δυναμικής ροής ακτινικού τύπου	64
Σχήμα 3.44 : Γεωμετρικά χαρακτηριστικά φτερωτής ακτινικού εκτονωτή.....	65
Σχήμα 3.45 : Βασικά τμήματα πρότυπου εκτονωτή	66
Σχήμα 3.46 : Ροή μάζας συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή	66
Σχήμα 3.47: Ροπή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.....	67
Σχήμα 3.48 : Ωφέλιμη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής.....	67
Σχήμα 3.49 : Ισεντροπική απόδοση συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής	68
Σχήμα 3.50 : Ποσοστό αύξησης COP συναρτήσει της ισεντροπικής απόδοσης.....	71
Σχήμα 3.51 : Ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης συναρτήσει της θ. ατμοποίησης.....	71
Σχήμα 3.52 : Επίδραση του COP σε εφ.ψύξης για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a[45].....	75
Σχήμα 3.53 : Επίδραση της θ.ατμοποίησης (a) στην αύξηση του COP (b) στον COP.....	75
Σχήμα 3.54 : Εξέλιξη του COP και της αύξησης(εφ.ψύξης) για διαφορετικά οργ.μέσα	76
Σχήμα 3.55: Επίδραση του COP σε εφ.θερμανσης για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a.....	77
Σχήμα 3.56 : Εξέλιξη του COP και της αύξησης(εφ.θέρμανσης) για διαφορετικά οργ.μέσα	77
Σχήμα 4.1 : Συνοπτικό σχέδιο αντλίας θερμότητας[46].....	78
Σχήμα 4.2 : Συμπιεστής τύπου scroll [47].....	79
Σχήμα 4.3 : Φάσεις συμπίεσης σε σπειροειδή συμπιεστή[48].....	79
Σχήμα 4.4 : Πλακοειδής συμπυκνωτής[49].....	80
Σχήμα 4.5 : Λειτουργία πλακοειδή συμπυκνωτή[50].....	81
Σχήμα 4.6 : Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα[51].....	82
Σχήμα 4.7 : Λειτουργία θερμοστατικής εκτονωτικής βαλβίδας[52].....	83
Σχήμα 4.8 : Ατμοποιητές ξηρής εκτόνωσης[53].....	83
Σχήμα 4.9 : Βαλβίδα αντιστροφής απλής κλιματιστικής συσκευής[54].....	85
Σχήμα 4.10 : Λειτουργία της β. αντιστροφής κατά τη θερινή και τη χειμερινή περίοδο[54].....	85
Σχήμα 4.11 : Συνήθης φίλτρο-αφυγραντές εμπορικού τύπου[55].....	86
Σχήμα 4.12 : Εναλλάκτες υπόψυξης εμπορικού τύπου[49].....	87
Σχήμα 4.13 : Συνδεσμολογία θερμοεκτονωτικής με εναλλάκτη υπόψυξης[56].....	88
Σχήμα 4.14 : Συνήθης τριχοειδή σωλήνες εμπορικού τύπου[57].....	88
Σχήμα 4.15 : Διανεμητές τύπου Βεντούρι[58].....	90
Σχήμα 4.16 : Συλλέκτες του εμπορίου[58].....	90
Σχήμα 4.17 : Μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας.....	91
Σχήμα 4.18 : Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας.....	91
Σχήμα 4.19 : Θέση των θυρών ψεκασμού και ο εσωτερικός αγωγός[56].....	92
Σχήμα 4.20 : Μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας.....	93
Σχήμα 4.21 : Θεωρητικός κύκλος σε P-h διάγραμμα.....	94
Σχήμα 5.1: Μετρητική διάταξη αρχικής λειτουργίας.....	95
Σχήμα 5.2: Εγκατάσταση στη μόνιμη λειτουργία.....	98
Σχήμα 5.3: Πραγματικός κύκλος λειτουργίας	102
Σχήμα 5.4 : Συσκευή ανάκτησης ψυκτικού ρευστού[59].....	103
Σχήμα 5.5 : Σύδεση συσκευής ανάκτησης με αντλία.....	103
Σχήμα 5.6 : Αντλία θερμότητας χωρίς κάλυμμα.....	104
Σχήμα 5.7 : Τροποποιημένη αντλία θερμότητας.....	105
Σχήμα 5.8 : Εξωτερικό δίκτυο σωληνώσεων	106
Σχήμα 5.9 : Συνοπτικό σχέδιο εγκατάστασης.....	107
Σχήμα 5.10 : Φωτογραφία πειραματικής εγκατάστασης.....	107
Σχήμα 5.11 : Μονογραμμικό σχέδιο πειραματικής διάταξης.....	108
Σχήμα 5.12 : Μονογραμμικό σχέδιο πειραματικής διάταξης σε λειτουργία με εκτονωτή.....	109
Σχήμα 5.13 : Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας με εκτονωτή.....	110
Σχήμα 5.14:Σύστημα καταγραφής δεδομένων.....	111
Σχήμα 5.15: Σχέδιο πειραματικής διάταξης με τα αισθητήρια	111

Σχήμα 6.1 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	114
Σχήμα 6.2 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	115
Σχήμα 6.3 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	115
Σχήμα 6.4 : Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	116
Σχήμα 6.5 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	117
Σχήμα 6.6 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	118
Σχήμα 6.7 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	118
Σχήμα 6.8 : Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως του κόστους.....	119
Σχήμα 6.9: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	120
Σχήμα 6.10: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	121
Σχήμα 6.11: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	121
Σχήμα 6.12: Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	122
Σχήμα 6.13: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	123
Σχήμα 6.14: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	124
Σχήμα 6.15: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	124
Σχήμα 6.16: Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως της αύξησης COP.....	125
Σχήμα 6.17: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	126
Σχήμα 6.18: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	127
Σχήμα 6.19: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	127
Σχήμα 6.20: Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως της λειτουργίας.....	128
Σχήμα 6.21: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	129
Σχήμα 6.22: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	130
Σχήμα 6.23: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσεως της ετήσιας λειτουργίας.....	130
Σχήμα 6.24: Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσεως της λειτουργίας.....	131

Πίνακες

Πίνακας 2.1: Κανονικό σημείο βρασμού κρυογονικών αερίων [21].....	12
Πίνακας 3.1 : Βασικά εξατήματα της αντλίας θερμότητας.....	26
Πίνακας 3.2 : Συνθήκες του πειράματος.....	28
Πίνακας 3.3 : Κύριες γεωμετρικές παράμετροι του εκτονωτή.....	35
Πίνακας 3.4 : Συνθήκες του πειράματος.....	36
Πίνακας 3.5 : Γεωμετρικά χαρακτηριστικά 9-κύλινδρου εκτονωτή.....	44
Πίνακας 3.6 : Συνθήκες λειτουργίας πειραματικής διάταξης.....	45
Πίνακας 3.7 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T=40^{\circ}\text{C}$	47
Πίνακας 3.8 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T= 50^{\circ}\text{C}$	48
Πίνακας 3.9 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T= 60^{\circ}\text{C}$	49
Πίνακας 3.10 : Βασικές παραμέτρους σχεδιασμού.....	65
Πίνακας 3.11 : Λειτουργικά χαρακτηριστικά ψυκτικών ρευστών[43].....	69
Πίνακας 3.12 : Συγκρίσεις συστημάτων διαφόρων ψ . ρευστών με & χωρίς εκτονωτή.....	70
Πίνακας 3.13 : Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων των εφαρμογών.....	73
Πίνακας 5.1: Αποτελέσματα μετρήσεων.....	96
Πίνακας 5.2: Μέσες τιμές των αποτελεσμάτων των μετρήσεων.....	97
Πίνακας 5.3 : Αποτελέσματα ενθαλπών.....	99
Πίνακας 6.1 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	113
Πίνακας 6.2 : Αποτελέσματα οικονομικών υπολογισμών.....	114
Πίνακας 6.3 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	114
Πίνακας 6.4 : Αποτελέσματα οικονομικών υπολογισμών.....	114
Πίνακας 6.5 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	115
Πίνακας 6.6 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	117
Πίνακας 6.7 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	120
Πίνακας 6.8 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	123
Πίνακας 6.9 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	126
Πίνακας 6.10 : Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών.....	129

1.Εισαγωγή

Η βελτίωση της απόδοσης των μονάδων μηχανικής συμπίεσης ατμών (VCC) μπορεί να επιφέρει πλεονεκτήματα όχι μόνο οικονομικά αλλά και περιβαλλοντικά. Γι' αυτό το λόγο, η χρήση μιας μηχανής εκτόνωσης για την ανάκτηση ενός μέρους της ενέργειας του ψυκτικού μέσου που βρίσκεται σε υψηλή πίεση, αποτελεί ελκυστικό πεδίο μελέτης. Η επιλογή αυτή γίνεται ακόμα πιο ενδιαφέρουσα αν αναλογιστεί κανείς την αύξηση της τιμής του ηλεκτρικού ρεύματος, μαζί με τα αυξημένα επίπεδα πίεσης που επιτρέπουν τα σύγχρονα ψυκτικά μέσα.

Το ζήτημα ανάκτησης της υψηλής πίεσης του υγρού ψυκτικού έχει διερευνηθεί από διάφορους ερευνητές. Μεγάλη έρευνα έχει γίνει στην υπερκρίσιμη λειτουργία χρησιμοποιώντας το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) όπου η πίεση συμπύκνωσης βρίσκεται πολύ ψηλά (πάνω από τα 100 bar) και υπάρχει ένα μεγάλο περιθώριο ενεργειακής ανάκτησης, καθώς το απαιτούμενο έργο συμπίεσης είναι σημαντικά υψηλό[1,2,3].

Στην παρούσα τεχνολογία αιχμής στις αντλίες θερμότητας, συνηθίζεται η χρήση ενός στρόβιλου, ο οποίος είναι συνδεδεμένος μαζί με τον συμπιεστή σε κοινό άξονα. Σε αυτό το σενάριο υπάρχουν κάποια ζητήματα που σχετίζονται με την κοινή ταχύτητα περιστροφής των δυο συνιστωσών (ίσως με την χρήση ενός κιβώτιου ταχυτήτων) και ειδικά η χαμηλή απόδοση τους σε μερικό φορτίο. Ακόμα και σε πλήρες φορτίο ο βαθμός απόδοσης της εκτόνωσης είναι λιγότερο από 50%[4,5].

Σημαντική ερευνητική δραστηριότητα έχει πραγματοποιήσει σε αυτό το πεδίο ο Hewitt et al ο οποίος μελέτησε και δοκίμασε ένα στρόβιλο συνδεδεμένο στον ίδιο άξονα με περιστροφικό συμπιεστή. Υπήρξαν κάποια προβλήματα στις δόκιμες, όπως οι διαρροές του ρευστού από τον εκτονωτή στον συμπιεστή μέσω του κοινού άξονα και η έντονη μεταφορά θερμότητας μεταξύ του εκτονωτή και του συμπιεστή[6,7]. Ο Stosic et al από την άλλη πλευρά, μελέτησε την διαδικασία της διαφασικής εκτόνωσης βασιζόμενη στη χρήση ενός ελικοειδούς εκτονωτή (screw expander). Ανέπτυξε έναν ελικοειδή εκτονωτή ικανό να παράγει ενέργεια σε έναν οργανικό κύκλο, ο οποίος ανακτά έργο από απορριπτόμενη ενέργεια (waste heat recovery), διαθέσιμη σε βιομηχανικές διαδικασίες[8,9]. Έπειτα, μελέτησε την εφαρμογή του ελικοειδούς εκτονωτή σε συστήματα ψύξης που λειτουργούν με διοξείδιο του άνθρακα σαν εργαζόμενο μέσο[10]. Σε μια άλλη μελέτη αναπτύχθηκε μια συσκευή που αντικαθιστά την στραγγαλιστική βαλβίδα και ανακτά ενέργεια από την διαφασική εκτόνωση και απευθείας ξανασυμπιέζει ένα μέρος του ατμού που δημιουργείται κατά την εκτόνωση. Η διαδικασία της εκτόνωσης και της επανασυμπίεσης εξελίσσονται μέσα σε μια μηχανή διπλής ελίκωσης με ένα ζευγάρι από ρότορες παρουσιάζοντας συνολικό βαθμό απόδοσης της εκτόνωσης-συμπίεσης της τάξης του 55%[11].

Ένα από τα μεγαλύτερα εμπόδια στην ανάπτυξη ενός εκτονωτή θετικής εκτόπισης για συστήματα ψύξης με χλωροφθοράνθρακες (HFCs), είναι ο μεγάλος ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης. Έτσι οι Meng Wang et al. παρουσίασαν ένα νέο εκτονωτή με πτερυγώσεις ο οποίος έχει δυο επίπεδα εσωτερικής εκτόνωσης για σύστημα που χρησιμοποιεί R-410a. Ανακάλυψαν ότι το προταθέν σύστημα είχε καλύτερη απόδοση υπό υψηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης (από 6% σε 22% αύξηση του COP) και χαμηλότερη θερμοκρασία ατμοποίησης (από 9% σε 17%) σε σύγκριση με το παραδοσιακό σύστημα[12].

Τελικά ο Subiantoro et al. διερεύνησε περιστρεφόμενους εκτόνωσης με πτερυγώσεις για χρήση με διοξείδιο του άνθρακα. Το πρώτο πρότυπο RV-0 δοκιμάστηκε με συμπιεσμένο αέρα πίεσης αναρρόφησης πάνω από 6 bar και σταθερή πίεση αποτόνωσης στο 1 bar και παρουσίασε ογκομετρική απόδοση πάνω από 55%[13]. Σε ένα δεύτερο έργο δοκιμάστηκε ένα νέο πρότυπο (RV-1) περιστρεφόμενου εκτονωτή με πτερύγωση, το οποίο έφτασε ένα θεωρητικό μηχανικό βαθμό απόδοσης της τάξης του 96.5%, για χρήση σε ένα υπερκρίσιμο σύστημα CO₂[14]. Όλες οι παραπάνω μελέτες αποδεικνύουν ότι υπάρχει έντονο ενδιαφέρον στην επιστημονική κοινότητα για ανάκτηση ενέργειας, καθώς σημαντικό ποσό έργου χάνεται στην στραγγαλιστική διαδικασία σε μονάδες VCC.

Ωστόσο, το μεγαλύτερο μέρος της έρευνας έχει πραγματοποιηθεί σε διάφορες τεχνολογίες εκτονωτών (ελικοειδείς, περιστροφικούς και πτερύγωσης), αλλά δεν έχει πραγματοποιηθεί κάποια έρευνα που να αφορά εμβολοφόρους εκτονωτές, που αποτελεί την πιο εφικτή τεχνολογία τουλάχιστον για μικρής κλίμακας εφαρμογές.

Το μεγαλύτερο μέρος των προτεινόμενων τεχνολογιών αφορά μεσαίου μεγέθους μονάδες (τουλάχιστον 20-30 kW ψυκτικό φορτίο). Επίσης στις περισσότερες περιπτώσεις μονάδων VCC χρησιμοποιείται CO₂, ενώ πολύ λίγες μελέτες υπάρχουν κάνοντας χρήση χλωροφθοράνθρακων (HFCs) που είναι τα πιο κοινά ψυκτικά μέσα.

Οι συνθήκες λειτουργίας του εκτονωτή αφορούν: μεταβολή της πίεσης περίπου 12-15 bar, μεταβολή της θερμοκρασίας από -10°C έως 60°C, παροχή μάζας από 0.05 kg/s έως 0.2 kg/s, ενώ η παροχή όγκου παρουσιάζει σημαντική απόκλιση από 5-10 l/min στην είσοδο (κορεσμένο υγρό) έως 50-150 l/min στην έξοδο (διφασικό μίγμα) και εξαρτάται βέβαια από την παροχή μάζας, την θερμοκρασία ατμοποίησης καθώς και τα χαρακτηριστικά του ψυκτικού μέσου. Το μεγάλο αυτό εύρος των συνθηκών λειτουργίας κάνει την επιτυχή ανάπτυξη ενός εκτονωτή ένα πολύ απαιτητικό στόχο.

Οι αντλίες θερμότητας αποτελούν μια υποσχόμενη προσέγγιση προς την κατεύθυνση της ουσιαστικής μείωσης της ενεργειακής κατανάλωσης, αξιοποιώντας την θερμότητα που προσφέρει ο ατμοσφαιρικός αέρας. Οι αντλίες θερμότητας είναι μηχανές αναστρέψιμης συμπίεσης ατμού και έχουν τη δυνατότητα να μεταφέρουν θερμική ενέργεια από και προς το περιβάλλον. Ο βασικός σκοπός τους είναι η μεταφορά θερμότητας από μία δεξαμενή-πηγή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία δεξαμενή-προορισμό υψηλότερης θερμοκρασίας, δηλαδή με κατεύθυνση αντίθετη από αυτήν της αυθόρμητης μεταφοράς θερμότητας. Η λειτουργία τους βασίζεται στην ατμοποίηση και τη συμπύκνωση του εργαζομένου μέσου, όπου ενέργεια απορροφάται και απορρίπτεται αντίστοιχα στον ατμοσφαιρικό αέρα. Χρησιμοποιείται ένας συμπιεστής για να ανυψώσει την πίεση του μέσου καταναλώνοντας ηλεκτρική ενέργεια. Συνήθως στους περισσότερους κύκλους μηχανικής συμπίεσης ατμού (vapor compression cycles VCC) η εκτόνωση πραγματοποιείται με την χρήση μιας στραγγαλιστικής βαλβίδας που συνδέεται με την μειωμένη ψυκτική ικανότητα και το αυξημένο απαιτούμενο έργο σε σύγκριση με τον κύκλο Carnot. Έχει αναφερθεί ότι περίπου το 20% της ισχύος εισόδου του συμπιεστή καταναλώνεται από την πτώση πίεσης στη βαλβίδα στραγγαλισμού σε ένα συμβατικό σύστημα ψύξης.

Εναλλακτικά στο πλαίσιο της βελτίωσης της αποδοτικότητας των αντλιών θερμότητας προτείνεται η αντικατάσταση της στραγγαλιστικής με έναν εκτόνωση με σκοπό την παράγωγη ενέργειας, μια ιδέα που αρχικά προτάθηκε για να αυξήσει την αποδοτικότητα σε συστήματα ψύξης. Κατά την εφαρμογή σε συμβατικά συστήματα με εργαζόμενο μέσο το R22 ή το R134a έχει αναφερθεί αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά 15% και 12% αντίστοιχα[15,16]. Μάλιστα κατά την εφαρμογή σε υπερκρίσιμο κύκλο CO₂, όπου η διαθέσιμη διαφορά πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή είναι κατά πολύ υψηλότερη (της τάξης των 100bar) ο COP μπορεί να αυξηθεί μέχρι και 50%[17]. Σαν εκτονωτής μπορεί να αντιμετωπιστεί ένας συμπιεστής που λειτουργεί αντίστροφα. Θεωρητικά οποιοσδήποτε συμπιεστής μπορεί να λειτουργήσει σαν εκτονωτής.

Η παρούσα διπλωματική εργασία επικεντρώνεται στην πειραματική μελέτη και στην αντικατάσταση της βαλβίδας στραγγαλισμού αντλίας θερμότητας νερού-αέρα (με ψυκτικό μέσω R-407c) με εκτονωτή παλινδρομικού τύπου.

Συμπερασματικά, σε πρακτικές εφαρμογές, η χρήση ενός εκτονωτή σε εμπορικά συστήματα κλιματισμού και ψύξης, όχι μόνο μειώνει τον περιβαλλοντικό αντίκτυπο των συστημάτων, αλλά έχει επίσης λογική περίοδο αποπληρωμής τόσο σε συμβατικά συστήματα όσο και σε υπερκρίσιμα συστήματα CO₂. Έτσι γίνεται αντιληπτό το ότι η εγκατάσταση ενός εκτονωτή σε εμπορικές εφαρμογές είναι οικονομικά δικαιολογημένη.

2. Εκτονωτές

Στο κεφάλαιο αυτό περιγράφεται: ο ορισμός του εκτονωτή, ο τρόπος με τον οποίο ανακτά ενέργεια, οι βασικές εφαρμογές του στην παραγωγή ψύξης, οι τρόποι σύνδεσής του και οι διάφορες τεχνολογίες του.

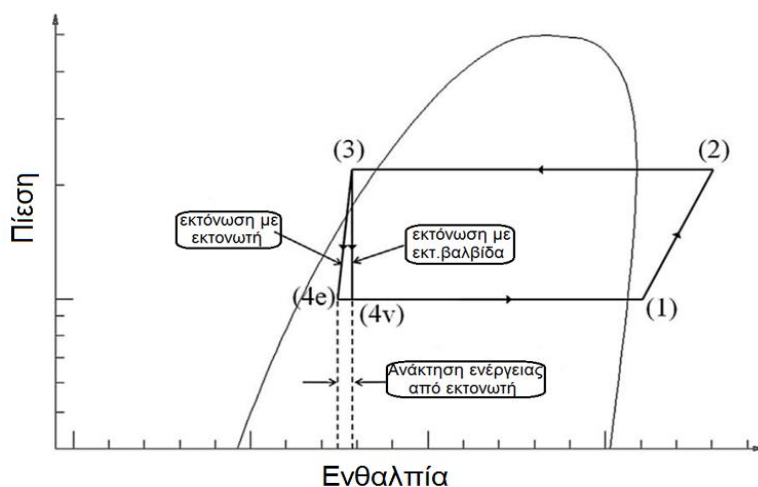
2.1 Ορισμός του εκτονωτή

Ο εκτονωτής είναι μία συσκευή η οποία μετατρέπει ποσό της ενέργειας ενός ρευστού σε μηχανικό έργο. Συγκεκριμένα εισέρχεται σε αυτόν ρευστό υψηλής πίεσης-θερμοκρασίας και εκτονώνεται (όσο πιο ισεντροπικά γίνεται) σε μια χαμηλότερη πίεση-θερμοκρασία μετατρέποντας έτσι μέρος της ενέργειας του ρευστού σε μηχανικό έργο στον άξονά του. Επειδή το ρευστό το οποίο εξέρχεται από αυτόν μπορεί να βρεθεί σε ιδιαίτερα χαμηλές θερμοκρασίες ακόμα και κάτω από 150°C βρίσκει ευρεία εφαρμογή και σε εγκαταστάσεις παραγωγής ψύξης.

2.2 Ανάκτηση ενέργειας με εκτονωτή από κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού

Στο κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού η θερμότητα μεταφέρεται από ένα κρύο περιβάλλον σε ένα θερμότερο δαπανώντας έργο. Αυτό το έργο συνήθως είναι μηχανικό και προσδίδεται από τον συμπιεστή ο οποίος κινείται από ηλεκτρικό κινητήρα. Η λειτουργία μιας τυπικής αντλίας θερμότητας βασίζεται σε αυτό τον κύκλο, ο οποίος είναι ουσιαστικά ένας ανεστραμμένος θερμοδυναμικός κύκλος Rankine.

Η ανάκτηση ενέργειας μέσω εκτονωτή συνήθως χρησιμοποιείται σε εμπορικές και βιομηχανικές εφαρμογές μεσαίας και μεγάλης κλίμακος. Η βασική αρχή λειτουργίας ενός κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμού με εκτονωτή και χωρίς εκτονωτή παρουσιάζεται στο παρακάτω σχήμα .



Σχήμα 2.1: Κύκλος λειτουργίας VCC με εκτονωτή (1-2-3-4e) και χωρίς εκτονωτή(1-2-3-4v)[18].

Αρχικά προσφέρεται μηχανικό έργο στο συμπιεστή με σκοπό την αύξηση της πίεσης του ατμοποιημένου μέσου (1→2). Κατόπιν θερμότητα απορρίπτεται στο συμπυκνωτή κατά τη διάρκεια της συμπύκνωσης του ρευστού (2→3). Στη συνέχεια το ψυκτικό μέσο κατευθύνεται προς την εκτονωτική βαλβίδα για να πραγματοποιηθεί η απαιτούμενη πτώση πίεσης (ισενθαλπικά) (3→4).

Έπειτα το ψ.ρευστό απορροφά θερμότητα από το περιβάλλον μέσω του ατμοποιητή ώστε το διφασικό μίγμα να ατμοποιηθεί με σταθερή πίεση (4→1).

Επίσης το ψυκτικό μέσο πρέπει να είναι ασφαλές (μη τοξικό, μη εύφλεκτο), να έχει μηδενική επίδραση στο όζον και μικρή επίδραση στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και να είναι επικυρωμένο από την συνθήκη του Κιότο και το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ καθώς και τον Ευρωπαϊκό σχετικό κανονισμό[19,20].

Η συμπεριφορά της αντλίας θερμότητας περιγράφεται από τον συντελεστή συμπεριφοράς (COP-coefficient of performance) ο οποίος υπολογίζεται για εφαρμογή ψύξης ως εξής :

$$COP_c = \frac{Q_{evap}}{W_c}$$

Όπου Q_{evap} είναι η ειδική θερμότητα που απορρόφησε το μέσον από το περιβάλλον του (h_1-h_4), δηλαδή η ψυκτική ικανότητα της μονάδας και W_c το ειδικό έργο συμπίεσης που απαιτείται στον κύκλο (h_2-h_1). Συμπεραίνουμε εύκολα από την έκφραση του COP για ψύξη πως ο συντελεστής βελτιώνεται είτε εάν αυξηθεί το ποσό της ενέργειας που απορροφάται στον ατμοποιητή είτε εάν μειωθεί το δαπανώμενο έργο κατά την συμπίεση.

Έτσι με την χρήση ενός εκτονωτή, το έργο συμπίεσης (W_c) μπορεί να μειωθεί δραστικά ανάλογα το οργανικό μέσο που χρησιμοποιείται και τις θερμοκρασίες (υψηλή/ χαμηλή) που επικρατούν στο σύστημα. Επιπλέον η θερμότητα που απορροφάται (Q_{evap}) που ισοδύναμη με την παραγόμενη ψύξη αυξάνεται καθώς η αποτόνωση του υγρού δεν είναι ισενθαλπική. Έτσι βελτιώνονται και οι δυο παράγοντες και αναμένουμε υψηλή αύξηση του COP. Αντίστοιχα ο COP για την περίπτωση της θέρμανσης θα είναι :

$$COP_h = \frac{Q_{con}}{W_c}$$

Όπου Q_{con} είναι η απορριπτόμενη θερμική ενεργεία στον συμπυκνωτή και άρα η ωφέλιμη θερμική ενεργεία (h_2-h_3)[18].

2.3 Τεχνολογίες παραγωγής ψύξης και εφαρμογή του εκτονωτή σε αυτές

Στο κεφάλαιο αυτό αναφέρονται οι τεχνολογίες παραγωγής ψύξης στις οποίες βρίσκει σημαντική εφαρμογή ο εκτονωτής, καθώς και οι λόγοι που οδηγούν σε αυτή την εφαρμογή .

2.3.1 Κρυογενικά συστήματα ψύξης

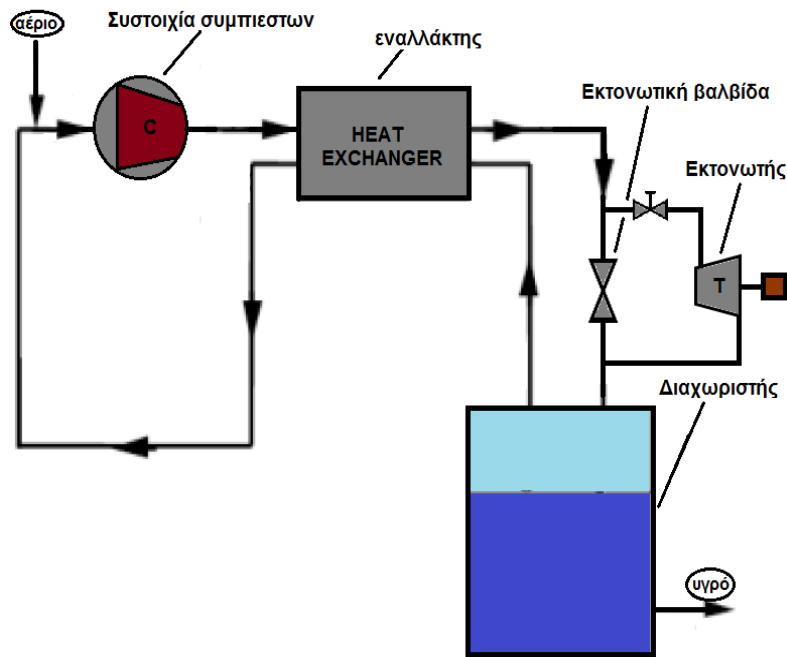
Κρυογονική είναι η επιστήμη που ασχολείται με τη δημιουργία και τις επιπτώσεις των πολύ χαμηλών θερμοκρασιών. Τα κρυογονικά αέρια είναι αέρια σε υγρή κατάσταση που προέρχονται από το διαχωρισμό του αέρα και έχουν πολύ χαμηλό σημείο βρασμού. Τέτοια αέρια είναι το οξυγόνο, το άζωτο, το αργό, το ήλιο, το ξένο, το κρυπτό και το νέον. Μια διεργασία είναι κρυογονική αν η θερμοκρασία λειτουργίας είναι κάτω από τους -150°C . Ο Πίνακας 2.1 παρουσιάζει το κανονικό σημείο βρασμού των πιο κοινών κρυογονικών αερίων που χρησιμοποιούνται σήμερα.

Πίνακας 2.1: Κανονικό σημείο βρασμού κρυογονικών αερίων [21].

Κρυογονικό αέριο	(K)	($^{\circ}\text{C}$)	($^{\circ}\text{R}$)	($^{\circ}\text{F}$)
Μεθάνιο	111.7	-161.5	201.1	-258.6
Οξυγόνο	90.2	-183.0	162.4	-297.3
Άζωτο	77.4	-195.8	139.3	-320.4
Υδρογόνο	20.3	-252.9	36.5	-423.2
Ήλιο	4.2	-269.0	7.6	-452.1
Απόλυτο μηδέν	0	-273.15	0	-459.67

Η παραγωγή κρυογονικών θερμοκρασιών συνήθως επιτυγχάνεται με συμπίεση και εκτόνωση αερίων. Σε μια τυπική διαδικασία υγροποίησης, ο αέρας συμπιέζεται, με συνέπεια να θερμανθεί και αφήνεται να φτάσει σε θερμοκρασία δωματίου ενώ είναι ακόμη συμπιεσμένος. Στη συνέχεια ψύχεται περαιτέρω σε εναλλάκτη θερμότητας προτού αποτονωθεί ξανά σε ατμοσφαιρική πίεση. Η εκτόνωση προκαλεί ψύξη στον αέρα ενώ και ένα μέρος του υγροποιείται. Το εναπομένον ψυχρό αέριο επιστρέφει μέσω του άλλου μέρους του εναλλάκτη θερμότητας, ώστε να προψύξει το ρεύμα του εισερχόμενου αέρα υψηλής πίεσης, προτού επιστρέψει στον συμπιεστή. Το υγροποιημένο μέρος συνήθως αποστάζεται προς παραγωγή υγρού οξυγόνου, υγρού αζώτου και υγρού αργού. Άλλα αέρια, όπως το ήλιο, χρησιμοποιούν παρόμοιες διαδικασίες και μπορούν να παράξουν ακόμη χαμηλότερες θερμοκρασίες, αλλά απαιτούν αρκετά στάδια εκτόνωσης[21,22].

Η πιο συνηθισμένη μέθοδος υγροποίησης αερίων είναι η μέθοδος Linde. Ο κύκλος Linde είναι ένας τυπικός κρυογονικός κύκλος που χρησιμοποιείται για την υγροποίηση αερίων και είναι ο απλούστερος από όλους τους κύκλους υγροποίησης. Σχηματικά μια ψυκτική διάταξη Linde παρουσιάζεται στο σχήμα 2.2



Σχήμα 2.2 : Ψυκτική διάταξη Linde[23]

Τα βασικά εξαρτήματα τα οποία την απαρτίζουν είναι τα εξής :

Συστοιχία συμπιεστών: Ως γνωστόν, είναι η συσκευή η οποία χρησιμοποιείται για μείωση του όγκου ενός αερίου και αύξηση της πίεσής του. Γενικά χρησιμοποιούνται για κρυογονικές εφαρμογές συμπίεσης όπου έχουμε μεγάλους λόγους πίεσης. Για να επιτευχθεί μεγάλος λόγος πίεσης χρησιμοποιείται ένα πλήθος συμπιεστών εν σειρά αντί για έναν συμπιεστή και μειώνεται έτσι η κατανάλωση του έργου.

Εναλλάκτης : Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι συσκευές που μεταφέρουν θερμότητα από ένα ρεύμα θερμού ρευστού σε ένα ρεύμα ψυχρού ρευστού. Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας η θερμοκρασία του θερμού ρεύματος μειώνεται, ενώ η θερμοκρασία του ψυχρού ρευστού αυξάνεται. Μέσω της απώλειας θερμότητας, το θερμό ρευστό προετοιμάζεται για τη διαδικασία στραγγαλισμού και παρόμοια μέσω της πρόσληψης θερμότητας το ψυχρό ρευστό θερμαίνεται για τη διαδικασία συμπίεσης.

Εκτονωτική διάταξη : Χρησιμοποιείται για να μειώσει την πίεση του συμπιεσμένου αερίου, έτσι ώστε να μπορεί να παραχθεί υγρό. Η διεργασία εκτελείται όσο πιο ισεντροπικά γίνεται.

Διαχωριστής: Στο θάλαμο αυτό, διαχωρίζεται η υγρή από την αέρια φάση[24].

Η εφαρμογή του εκτονωτή σε αυτές τις εγκαταστάσεις είναι πολύ ελκυστική διότι :

Όπως αναφέραμε έχουμε πολύ μεγάλους λόγους συμπίεσης οι οποίοι απαιτούν πλήθος συμπιεστών εν σειρά και άρα υπάρχει έντονο ενεργειακό περιεχόμενο προς ανάκτηση. Έτσι στις περισσότερες εφαρμογές αυτού του είδους συνήθως χρησιμοποιείται εκτονωτής αντί εκτονωτικής βαλβίδας σε σύνδεση εν παραλλήλω και η βαλβίδα μπαίνει σε λειτουργία μόνο κατά την εκκίνηση για την αποφυγή ανάπτυξης πολύ υψηλών πιέσεων[24].

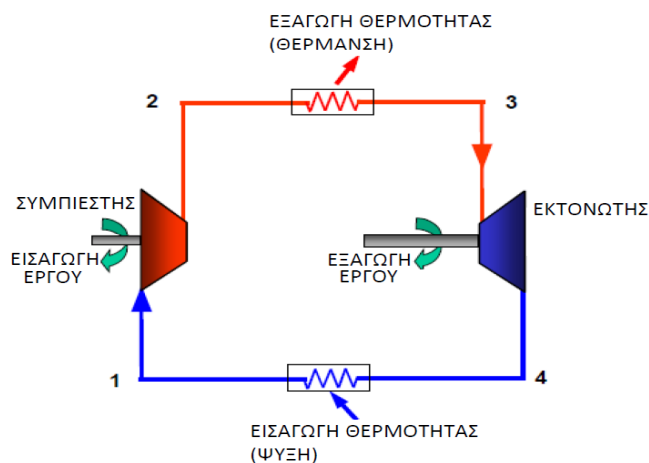
2.3.2 Συστήματα ψύξης – θέρμανσης με αέρα

Η τεχνολογία παραγωγής ψύξης και θέρμανσης με ατμοσφαιρικό αέρα είναι πολύ παλιά. Από τις αρχές του 20ου αιώνα, υπήρχαν σε χρήση «μηχανές ψυχρού αέρα» σε πλοία και στη παραγωγή και πώληση τροφίμων. Οι μηχανές αυτές προσέφεραν ψύξη για τη διατήρηση των τροφίμων. Αργότερα όμως, όταν αναπτύχθηκε η τεχνολογία του κύκλου «συμπίεσης – εκτόνωσης» (vapor compression cycle), αρχικά με φυσικά ψυκτικά αέρια (αιθυλικός αιθέρας, διοξείδιο του θείου, αμμωνία) και αργότερα με τεχνητά (χλωροφθοράνθρακες), εκτοπίστηκε η χρήση του αέρα, εκτός από το κλιματισμό των αεροσκαφών. Σήμερα όμως, υπάρχουν σημαντικά θέματα προστασίας περιβάλλοντος (καταστροφή της στοιβάδας του όζοντος, φαινόμενο της παγκόσμιας θέρμανσης), που επιβάλλουν τη κατάργηση των τεχνητών ψυκτικών αερίων (υδροχλωροφθοράνθρακες, υδροφθοράνθρακες) και την επιστροφή στα φυσικά ψυκτικά αέρια. Ο αέρας συγκαταλέγεται σε αυτές τις λύσεις, έχει δε το πρόσθετο πλεονέκτημα, ότι ο ψυκτικός κύκλος του αέρα, εκτός από ψύξη, μπορεί να προσφέρει και θέρμανση. Το γεγονός αυτό είναι ιδιαίτερα ενδιαφέρον στη βιομηχανία τροφίμων, όπου υπάρχουν πολλές θερμικές διεργασίες. Στις εφαρμογές αυτές, είναι πιθανό η λύση του ψυκτικού κύκλου αέρα να είναι η οικονομικότερη, τόσο από άποψη επένδυσης, όσο και κατανάλωσης ενέργειας.

Τα πλεονεκτήματα του ψυκτικού κύκλου με αέρα.

Ο ψυκτικός κύκλος του αέρα παρουσιάζει κάποια μοναδικά πλεονεκτήματα, σε σχέση με άλλα ψυκτικά μέσα, τα οποία συνοψίζονται στα εξής :

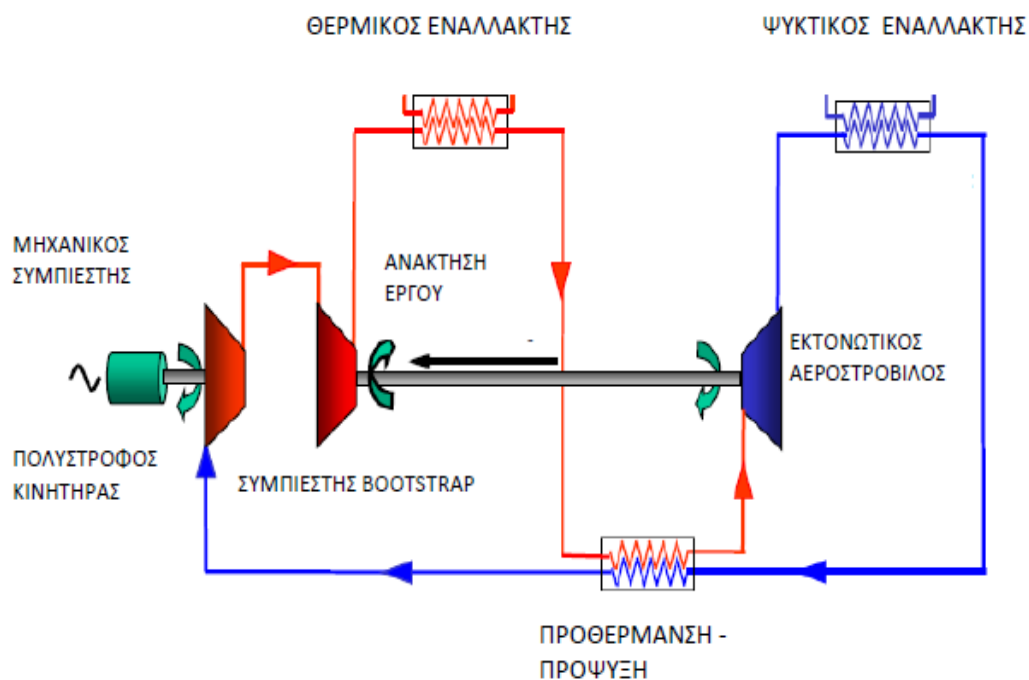
1. Ο αέρας είναι ένα ασφαλές και (προφανώς) μη τοξικό ψυκτικό μέσον.
2. Ο εξοπλισμός του ψυκτικού κύκλου αέρα είναι ανθεκτικός και αξιόπιστος.
3. Η απόδοση του κύκλου αέρα δεν πέφτει τόσο δραματικά, όπως του κύκλου εκτόνωσης – συμπίεσης των συμβατικών ψυκτικών αερίων, όταν λειτουργεί μακριά από το σημείο σχεδιασμού.
4. Η θερμοκρασία της «θερμής πλευράς» του κύκλου αέρα έχει πολύ υψηλή θερμοκρασία (150-200°C). Τούτο επιτρέπει την «εύκολη» μεταφορά θερμότητας, από τη γραμμή κατάθλιψης του συμπιεστή, προς άλλα μέσα, όπως ρευστά κλπ. Με άλλα λόγια, ο κύκλος του αέρα προσφέρει δυνατότητες συνδυασμένης εφαρμογής διεργασιών ψύξης – θέρμανσης, που είναι υπαρκτή ανάγκη στη παραγωγή των τροφίμων.
5. Η «θερμή» και «ψυχρή» πλευρά του κύκλου αέρα έχουν πολύ μεγάλη διαφορά θερμοκρασίας : Η ψυχρή πλευρά προσεγγίζει «κρυογενικές» εφαρμογές (-65°C), ενώ η θερμή πλευρά θερμοκρασίες της τάξης των 200°C, που επιτρέπουν εφαρμογή σε θερμικές επεξεργασίες της τάξης των 150°C (π.χ. αποστείρωση). *Η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου με αέρα.*



Σχήμα 2.3α : Τυπική εγκατάσταση με αέρα[25].

Τα στάδια του κύκλου του αέρα έχουν ως εξής :

1. Ο αέρας αρχικής πίεσης και θερμοκρασίας P_1 και T_1 , συμπιέζεται με μηχανικό συμπιεστή (διεργασία 1 – 2). Στην έξοδο του συμπιεστή, ο αέρας έχει μεγάλη πίεση και ψηλή θερμοκρασία (σημείο 2).
2. Από τον υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας αέρα αφαιρείται θερμικό φορτίο μέσω εναλλάκτη (διεργασία 2 – 3), το οποίο συνήθως διοχετεύεται προς μια χρήσιμη διεργασία (π.χ. θέρμανση ατμού για αποστείρωση). Στην έξοδο του εναλλάκτη, ο αέρας έχει την ίδια (υψηλή) πίεση, αλλά μικρότερη θερμοκρασία. Τούτο έχει σαν αποτέλεσμα, αν μειωθεί η πίεση του αέρα (εκτόνωση) στα αρχικά επίπεδα (P_1), η θερμοκρασία να πέσει πολύ περισσότερο από την αρχική (T_1).
3. Ο αέρας στην έξοδο του θερμικού εναλλάκτη (σημείο 3), εισάγεται σε μια μηχανή εκτόνωσης, η οποία στη σύγχρονη πράξη είναι ένας εκτονωτής, ο οποίος απομακρύνει ενέργεια από τον αέρα, καθώς τα πτερύγιά του περιστρέφονται από τον εκτονούμενο αέρα (διεργασία 3 – 4). Η ενέργεια αυτή (έργο) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για μετάδοση κίνησης σε άλλες συσκευές, όπως γεννήτριες ή ανεμιστήρες. Πολύ συχνά, χρησιμοποιείται για να «βοηθήσει» το συμπιεστή. Τούτο επιτυγχάνεται, με τη κατευθείαν μετάδοση κίνησης σε ένα βοηθητικό συμπιεστή, γνωστού με την ορολογία «bootstrap». Με τη βοήθεια του bootstrap συμπιεστή, η πίεση του αέρα αυξάνεται ακόμα περισσότερο (σημείο 2) και ως εκ τούτου και η θερμοκρασία, κάνοντας τον εναλλάκτη θέρμανσης αποδοτικότερο (μεγαλύτερη θερμοκρασία), χωρίς την εισαγωγή πρόσθετης εξωτερικής ενέργειας. Πρόκειται ουσιαστικά για ανακύκλωση της ενέργειας που προσφέρεται από την εκτόνωση, για πρόσθετη συμπίεση (και θέρμανση) του αέρα. Στο επόμενο σχήμα φαίνεται η αρχή λειτουργίας κύκλου αέρα με ανακύκλωση της ενέργειας εκτόνωσης.



Σχήμα 2.3b : Κύκλος αέρα με ανακύκλωση της ενέργειας εκτόνωσης[26].

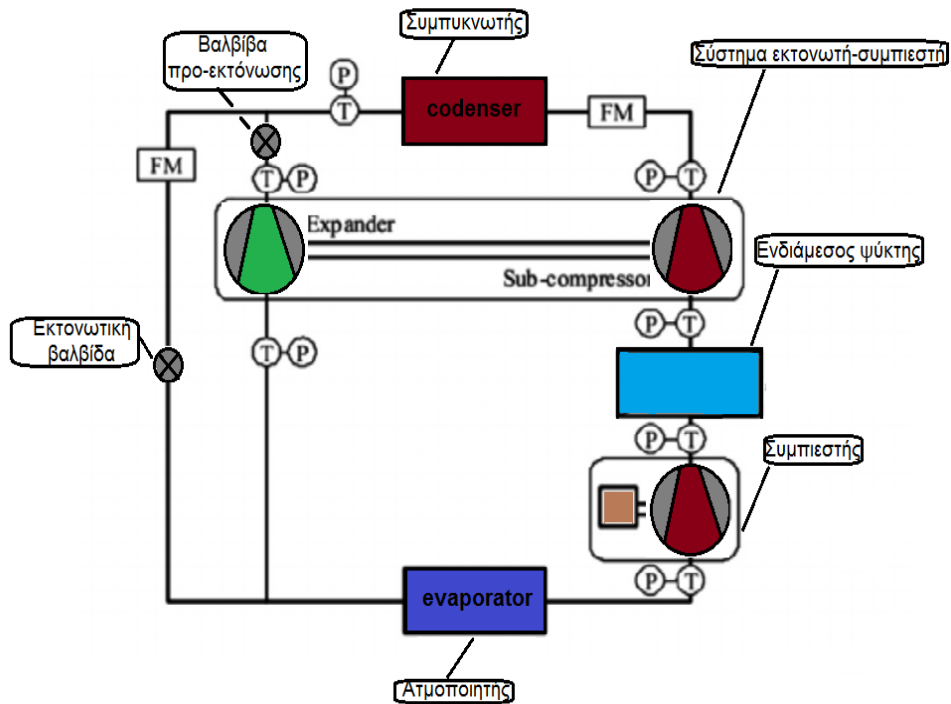
4. Ο αέρας στην έξοδο του αεροστρόβιλου (σημείο 4) έχει πολύ χαμηλή θερμοκρασία και μπορεί να χρησιμοποιηθεί σαν ψυκτικό μέσον, είτε απευθείας (ο ψυχρός αέρας μπορεί να διοχετεύεται κατευθείαν στο κλιματιζόμενο χώρο μέσα από ένα ανοικτό κύκλωμα), είτε με ψύξη δευτερογενούς μέσου σε ένα κλειστό εναλλάκτη ψύξης (διεργασία 4 – 1).

Η αποδοτικότητα του συστήματος περιορίζεται από τους βαθμούς απόδοσης της συμπίεσης και εκτόνωσης, καθώς και από τις αποδόσεις των χρησιμοποιούμενων εναλλακτών (διεργασίες 2-3 και 4-1). Παλιότερα, χρησιμοποιούντο αργόστροφοι παλινδρομικοί συμπιεστές και εκτονωτές, με πολύ χαμηλό βαθμό απόδοσης. Με τη σύγχρονη όμως τεχνολογία των περιστροφικών (rotary) συμπιεστών και εκτονωτών, η απόδοση του κύκλου του αέρα έχει βελτιωθεί πολύ. Επιπρόσθετα, η τεχνολογία των υλικών (π.χ. κεραμικά συστατικά) προσφέρει πρόσθετα οφέλη αντοχής και αξιοπιστίας. Ο συνδυασμός αυτών των προοδευμένων τεχνολογιών, με τους σύγχρονους “compact” εναλλάκτες (με πολύ βελτιωμένα χαρακτηριστικά μεταφοράς θερμότητας), κάνει τα συστήματα κύκλου αέρα βιώσιμα και ανταγωνιστικά σε πολλές εφαρμογές.

Από τα παραπάνω γίνεται φανερό, ότι ο κύκλος του αέρα περιλαμβάνει μόνο αισθητές μεταβολές θερμότητας, χωρίς αλλαγές φάσης (εξαέρωση / υγροποίηση), όπως γίνεται στο ψυκτικό κύκλο των συμβατικών ψυκτικών αερίων. Αυτό έχει σαν αποτέλεσμα, ο κύκλος του αέρα να έχει μικρότερη ενεργειακή απόδοση από τα συμβατικά συστήματα, όπου υπάρχει μεταφορά μεγάλων ποσοτήτων (λανθάνουσας) θερμότητας υπό σταθερή θερμοκρασία. Σύμφωνα με εργασίες του Πανεπιστημίου του Bristol, προβλέπεται ότι τα συστήματα κύκλου αέρα που παρέχουν συγχρόνως θέρμανση και ψύξη, καταναλώνουν 5% ως 15% λιγότερη ενέργεια και προκαλούν 7% λιγότερη έκλυση διοξειδίου, σε σχέση με συμβατικούς λέβητες και ψύκτες, που λειτουργούν ξεχωριστά για θέρμανση / ψύξη αντίστοιχα σε παρόμοιες συνθήκες. Οι πιο ιδανικές εγκαταστάσεις είναι Νοσοκομεία και ξενοδοχεία, όπου είναι δεδομένη η παράλληλη ανάγκη για θέρμανση και ψύξη[25,26,27,28].

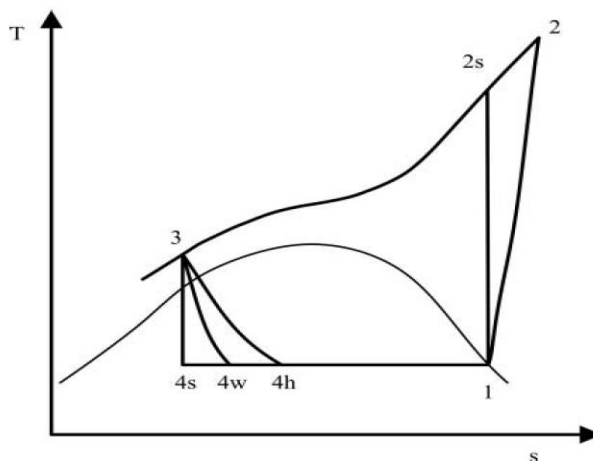
2.3.3 Συστήματα ψύξης με συμβατικά ψυκτικά ρευστά

Τα συστήματα αυτά χρησιμοποιούν ψυκτικά ρευστά με χαμηλό κανονικό σημείο βρασμού. Στο σχήμα 2.4 παρατηρούμε ένα τέτοιο σύστημα, το οποίο αποτελεί μια εφαρμογή σε βαθιά κατάψυξη. Το σύστημα χρησιμοποιεί ένα συμπιεστή χαμηλής πίεσης και ένα συμπιεστή υψηλής πίεσης σε άμεση σύνδεση με έναν εκτονωτή. Όπως φαίνεται στο σχήμα, ο ατμός ψυκτικού μέσου συμπιέζεται σε υψηλότερη πίεση με αποτέλεσμα μια υψηλότερη θερμοκρασία. Ο υψηλής θερμοκρασίας συμπιεσμένος ατμός εισέρχεται στο συμπυκνωτή όπου και συμπυκνώνεται αποβάλλοντας τη θερμότητά του στο ψυκτικό μέσω του συμπυκνωτή (αέρας-νερό). Το υγρό ψυκτικό ρέει μέσα από το εκτονωτή, όπου υποβάλλεται σε εκτόνωση από την οποία προκύπτει ένα μίγμα χαμηλής θερμοκρασίας και ξηρότητας. Στη συνέχεια διερχόμενο μέσω του εξαμιστή εξατμίζεται από τη θερμότητα που απορροφάτε από το χώρο ψύχοντάς τον ταυτόχρονα. Τέλος το εξατμιζόμενο ψυκτικό αέριο ρέει προς την είσοδο του συμπιεστή χαμηλής για να ολοκληρωθεί ο κύκλος.



Σχήμα 2.4 : Εγκατάσταση βαθιάς κατάψυξης[29].

Κατά την εφαρμογή σε αυτά τα συστήματα με εργαζόμενο μέσο το R22 ή το R134a έχει αναφερθεί αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς (COP) κατά 15% και 12% αντίστοιχα[15,16]. Όμως εκεί που έχει επικράτησι η εφαρμογή του συστήματα αυτού είναι στις περιπτώσεις του R744 δηλαδή του γνωστού μας CO₂. Στις περιπτώσεις αυτές έχουμε δύο σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με τα άλλα ψυκτικά ρευστά όσον αφορά την παραγωγή έργου του εκτονωτή μας. Η κρίσιμη θερμοκρασία είναι χαμηλότερη από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης που απαιτείτε για να γίνει η απόρριψη της θερμότητας και έτσι αναγκαζόμαστε να πάμε σε υπερκρίσιμο κύκλο CO₂ όπως παρατηρούμε στο ακόλουθο σχήμα.



Σχήμα 2.5 : Υπερκρίσιμος κύκλος CO₂[30].

Αποτέλεσμα αυτού είναι να έχουμε μια διαφορά πίεσης της τάξης των 100bar και αέριο στην είσοδο του εκτονωτή με συνέπεια αυτών το ανακτηθέν έργο να φτάνει μέχρι και το 30% της ισχύος του συμπιεστή ενώ το COP να αυξάνεται μέχρι και 50%[30].

2.4 Μέθοδοι σύνδεσης του εκτονωτή στις ψυκτικές διατάξεις

Υπάρχουν τρεις μέθοδοι :

- 1) Κάνοντας χρήση μιας γεννήτριας και τροφοδοτώντας τον κινητήρα του συμπιεστή.
- 2) Συνδέοντας τον εκτονωτή απευθείας με τον συμπιεστή με μηχανικά εξαρτήματα.
- 3) Σχεδιάζοντας και κατασκευάζοντας τον εκτονωτή και τον συμπιεστή σαν ένα εξάρτημα.

Η πρώτη μέθοδος είναι λιγότερο επιθυμητή καθώς απαιτείται γεννήτρια. Η δεύτερη μέθοδος είναι πιο συνηθής, ωστόσο η πρόκληση είναι να ταιριάξουν οι δυο συχνότητες του συμπιεστή και του εκτονωτή. Η τρίτη μέθοδος φαίνεται ιδανική, αλλά η υλοποίηση της και η σχεδίαση ενός τέτοιου εξαρτήματος είναι εξαιρετικά πολύπλοκη.

2.5 Βασικά είδη εκτονωτών

Υπάρχουν δύο κύριοι τύποι εκτονωτών :

- Οι εκτονωτές δυναμικής ροής (turbo expanders)
- Οι εκτονωτές θετικής εκτόπισης (positive displacement expanders)

Στους πρώτους εντάσσονται οι αξονικής (axial) και ακτινικής (radial-inflow) ροής εκτονωτές ενώ στους δευτέρους ανήκουν κυρίως οι σπειροειδείς (scroll), οι ελικοειδείς (screw), οι περιστροφικοί (rotary) και οι εμβολοφόροι/παλινδρομικοί (piston/reciprocating).

2.5.1 Εκτονωτές δυναμικής ροής

Οι εκτονωτές ακτινικής ροής είναι σχεδιασμένοι για υψηλούς λόγους πίεσης και μικρές παροχές μάζας. Στο παρακάτω σχήμα παρατηρούμε τη μορφή ενός τέτοιου εκτονωτή αλλά και τη μορφή της φτερωτής του[31].



Σχήμα 2.6 : Εκτονωτής δυναμικής ροής ακτινικού τύπου[32].

Η γεωμετρία τους επιτρέπει υψηλότερη περιφερειακή ταχύτητα και κατ' επέκταση μεγαλύτερη ενθαλπική πτώση από ότι οι αξονικοί στρόβιλοι. Σημαντικά πλεονεκτήματα είναι τα εξής:

- Διατηρούν έναν αποδεκτό βαθμό απόδοσης σε μεγάλο εύρος μερικών φορτίων με την χρήση διαφορετικών ακροφυσίων εισόδου.
- Δεν είναι τόσο ευαίσθητοι σε ανακρίβειες του προφίλ του ρότορα με αποτέλεσμα να διατηρείται η αποδοτικότητα τους όσο το μέγεθος τους μειώνεται.
- Είναι οικονομικότερη η κατασκευή τους σε σχέση με τους αξονικούς

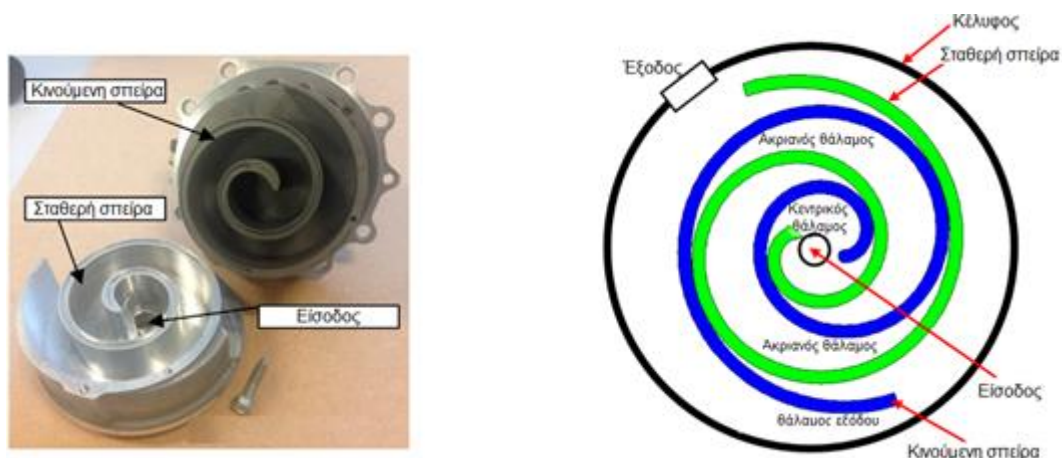
Από την άλλη πλευρά, αντίθετα με τους αξονικούς είναι δύσκολη η κατασκευή πολυβάθμιας μονάδας εν σειρά. Οι στροβιλομηχανές δεν είναι κατάλληλες για μονάδες μικρής κλίμακας διότι η ταχύτητα περιστροφής τους αυξάνεται υπερβολικά με την μείωση της ισχύς στην έξοδο[31].

2.5.2 Εκτονωτές θετικής εκτόπισης

Οι εκτονωτές αυτοί έχουν υποκαταστήσει τις στροβιλομηχανές σε εφαρμογές με μικρή ισχύ εξόδου κυρίως λόγω της περιορισμένης ταχύτητας περιστροφής (1500-3000 στροφές/λεπτό για δίκτυο στα 50Hz), της αξιοπιστίας τους, καθώς έχουν προηγουμένως χρησιμοποιηθεί ευρέως σαν συμπιεστές και πέρα από το γεγονός ότι μπορούν να εργάζονται με διφασικό μίγμα, έχουν καλό ιστροπικό βαθμό απόδοσης[33].

2.5.2.1 Σπειροειδής εκτονωτής (Scroll expander)

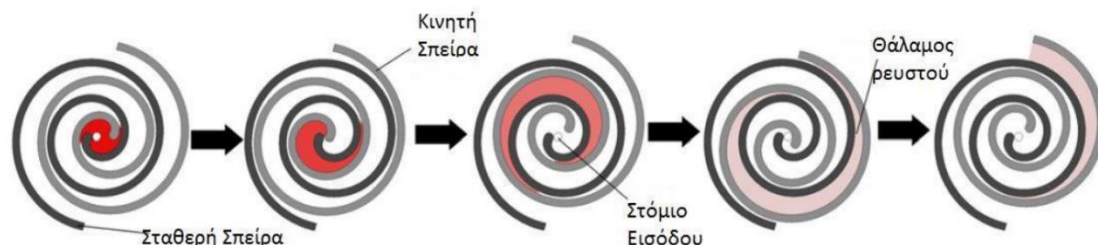
Οι σπειροειδείς εκτονωτές αποτελούνται από δύο σπείρες μια σταθερή και μια κινητή όπως και οι αντίστοιχοι συμπιεστές μόνο που τώρα όπως παρατηρούμε στο παρακάτω σχήμα η είσοδος γίνεται από το κέντρο της σπείρας ενώ η έξοδος από τα άκρα.



Σχήμα 2.7 : Σπείρες βαθμίδας σπειροειδούς εκτονωτή[34].

Η διαδικασία λειτουργίας ενός σπειροειδούς εκτονωτή φαίνεται στο Σχήμα 2.8 . Ο όγκος του θαλάμου τη στιγμή που τελειώνει η εκτόνωση προς τον όγκο του θαλάμου τη στιγμή που ξεκινάει η εκτόνωση, καλείται «κατασκευαστικός λόγος όγκου» και για αυτή την τεχνολογία κυμαίνεται από 2 έως 4. Το κύριο πλεονέκτημα ενός τέτοιου εκτονωτή είναι ότι παρουσιάζει αθόρυβη λειτουργία χωρίς δονήσεις.

Το μειονέκτημα είναι ότι είναι διαθέσιμος μόνο σε ένα περιορισμένο εύρος ισχύος και επίσης εάν οι κύλινδροι είναι πολύ μικροί τότε παρατηρείται έντονη διαρροή με αποτέλεσμα να έχουμε αρκετά χαμηλό ογκομετρικό βαθμό απόδοσης[35].



Σχήμα 2.8 : Στάδια λειτουργίας σπειροειδούς εκτονωτή[35].

Τώρα όσον αφορά την έρευνα και τις δοκιμές που έχουν γίνει σε αυτού του τύπου τους εκτονωτές με CO₂, ο Preissner το 2001 μετέτρεψε έναν ημι-ερμητικό συμπιεστή σε εκτονωτή. Η αρχική ογκομετρική απόδοση ήταν εξαιρετικά χαμηλή λόγω των μεγάλων εσωτερικών διαρροών. Στη συνέχεια όμως βελτιώθηκε με ογκομετρικό βαθμό απόδοσης πάνω από 40% στις 3600rpm. Η μέγιστη ισεντροπική απόδοση αναφέρθηκε να είναι 28%. Το 2003 ο Huff με βάση την έρευνα Preissner τροποποιώντας κατάλληλα τον εκτονωτή κατάφερε να τον βελτιώσει σημαντικά. Τα αποτελέσματα των δοκιμών του που έγιναν έδειξαν ότι η ογκομετρική απόδοση ήταν μεταξύ 50% και 68% και η ισεντροπική απόδοση έφθασε ένα μέγιστο της τάξης του 42% με ταχύτητες που κυμαίνονται από 1400 rpm έως 2200 rpm. Στη συνέχεια ασχολήθηκαν και άλλοι επιστήμονες με αυτό και στις μέρες μας αυτοί οι εκτονωτές επιτυγχάνουν αποδόσεις ογκομετρικού βαθμού απόδοσης πάνω από 80% και ισεντροπικούς βαθμούς απόδοσης της τάξης του 70% ανάλογα με τις στροφές λειτουργίας και την ισχύ τους[30].

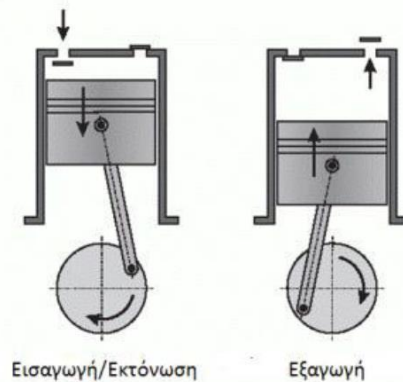
2.5.2.2 Εμβολοφόροι εκτονωτές (*Piston expander*)

Οι εκτονωτές αυτού του τύπου είναι αρκετά πολύπλοκοι και απαιτούν ακριβή χρονοισμό των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής κάτι το οποίο δεν χρειάζεται στους ελικοειδείς, τους περιστροφικούς και τους σπειροειδείς. Ωστόσο, οι συγκεκριμένοι εκτονωτές προσαρμόζονται σε μεγαλύτερους λόγους πίεσης σε σχέση με άλλους τύπους εκτονωτών. Το γεγονός αυτό τους καθιστά ιδανικούς για συστήματα ανάκτησης απορριπτόμενης θερμότητας με μεγάλους λόγους πίεσης και υψηλές θερμοκρασίες όπως σε μηχανές εσωτερικής καύσης. Στο σχήμα που ακολουθεί βλέπουμε δύο παλινδρομικούς εκτονωτές ακτινικού τύπου[35].



Σχήμα 2.9 : Παλινδρομικοί εκτονωτές ακτινικού τύπου

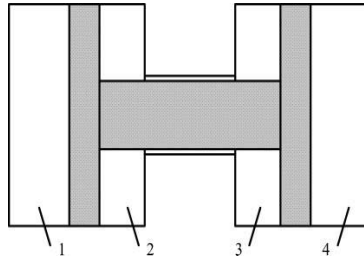
Η αρχή λειτουργίας τους είναι ίδια με αυτή μιας δίχρονης Μ.Ε.Κ. Όλες οι διεργασίες διεξάγονται σε ένα κύκλο λειτουργίας (360°). Στο μισό κύκλο (180°) γίνονται οι διεργασίες της εισαγωγής του ψυκτικού μέσου και η εκτόνωση όταν κλίσουν οι βαλβίδες εισαγωγής. Στο δεύτερο μισό του κύκλου οι βαλβίδες εξαγωγής είναι ανοικτές και το ψυκτικό μέσο εξέρχεται.



Σχήμα 2.10 : Στάδια λειτουργίας παλινδρομικού εκτονωτή[35].

Στα μειονεκτήματα των εμβολοφόρων μηχανών συγκαταλέγονται οι απώλειες λόγω της ροής διάμεσου του συστήματος των βαλβίδων, οι αυξημένες τριβές, λόγω των περισσότερων κινούμενων μερών που διαθέτει ο μηχανισμός του. Τριβές υφίστανται ανάμεσα στα ελατήρια του εμβόλου και το χιτώνιο αλλά και στα ρουλεμάν του στροφαλοφόρου άξονα. Λόγω των αυξημένων τριβών η λίπανση είναι κρίσιμης σημασίας. Το έλαιο συνήθως διαλύεται μέσα στο ψυκτικό μέσο. Αντίστοιχα με τον σπειροειδή εκτονωτή ο εμβολοφόρος εκτόνωτης προκύπτει από κατάλληλη μετατροπή ενός αντιστοίχου συμπιεστή που χρησιμοποιείται σε ψυκτικές εφαρμογές. Ωστόσο δεν είναι μια τόσο απλή διαδικασία όσο του σπειροειδή. Αυτό οφείλεται στο ότι πρέπει να σχεδιαστεί ένα σύστημα έλεγχου των βαλβίδων (μηχανισμός με εκκεντροφόρο) καθώς στον αντίστοιχο συμπιεστή δεν απαιτείται η ύπαρξη τέτοιας διάταξης καθώς το άνοιγμα/κλείσιμο επιτυγχάνεται λόγω διαφόρων πίεσης μεταξύ θαλάμου και γραμμής εξόδου. Η διαδικασία σχεδιασμού είναι χρονοβόρα και συντελείται από εξειδικευμένο κατασκευαστή[35].

Τώρα όσον αφορά την έρευνα και τις δοκιμές που έχουν γίνει σε αυτού του τύπου τους εκτονωτές με CO₂ ο Heyl το 1998 πρότεινε έναν εκτονωτή ελεύθερου εμβόλου λόγω της απλής κατασκευής και λειτουργίας του. Το προτεινόμενο σχέδιο παρουσιάζεται στο σχήμα 2.11 Αποτελείται από δύο εμβόλα διπλής δράσης που συνδέονται από ένα βάκτρο, τέσσερις θαλάμους λειτουργίας και δύο κυλίνδρους. Οι θάλαμοι 1 και 4 είναι για τη συμπίεση, ενώ οι 2 και 3 είναι για την εκτόνωση. Σε αυτή την περίπτωση, μόνο το 38% της διαθέσιμης ισχύος ανακτάται.



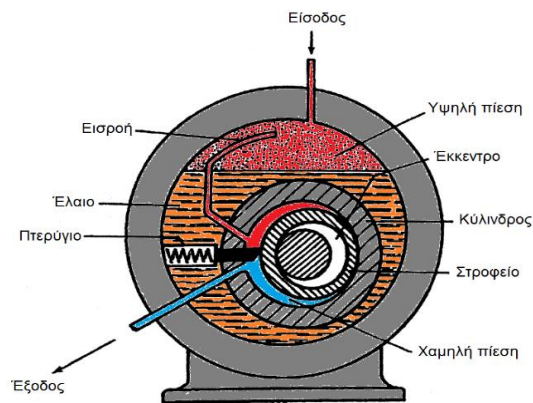
Σχήμα 2.11 : Εκτονωτής ελεύθερου άκρου[30].

Λόγω της κακής απόδοσης ο Nickl το 2002 πρότεινε τη δεύτερη γενιά εκτονωτή. Τα αποτελέσματα της δοκιμής έδειξαν ότι η μονάδα έχει μια περαιτέρω αύξηση COP 10% σε σύγκριση με τη μονάδα πρώτης γενιάς και μια βελτίωση κατά 50% πάνω από το συμβατικό κύκλο με βαλβίδα εκτόνωσης.

Ο ίδιος πάλι το 2005 ανέπτυξε την τρίτης γενιάς μονάδα η οποία έχει δύο θαλάμους συμπίεσης και έξι θαλάμους εκτόνωσης. Τα αποτελέσματα των δοκιμών της μονάδας έδειξαν ότι η ισεντροπική απόδοση ήταν μεταξύ 65% και 70% και ότι η βελτίωση του COP ήταν τουλάχιστον 40%. Όμως μια τέτοια μηχανή είναι αρκετά περίπλοκη και ακριβή. Έτσι ο Zhang το 2007 ερεύνησε την περίπτωση μονάδας διπλής ενέργειας με τρία πιστόνια και διαπίστωσε ότι αυτός ο εκτονωτής μπορεί να λειτουργεί σταθερά σε ένα ευρύ φάσμα πιέσεων με ισεντροπική απόδοση 62%[30].

2.5.2.3 Εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου (Rolling piston expander) ή περιστροφικός (rotary)

Η αρχή λειτουργίας αυτού του εκτονωτή παρουσιάζεται στο σχήμα 2.12. Το ρευστό εισέρχεται στο κοίλο εσωτερικό περίβλημα δια μέσω του αγωγού εισόδου. Στη συνέχεια δια μέσω του αγωγού εισροής εισέρχεται στον εσωτερικό κύλινδρο. Εσωτερικά του κυλίνδρου αυτού βρίσκεται το στροφέιο το οποίο ενώνεται μέσω έκκεντρο με τον άξονα. Ένα σταθερό πτερύγιο, που ωθείται από ένα ελατήριο, διαχωρίζει μαζί με την επιφάνεια του στροφείου την υψηλή από την χαμηλή πλευρά. Έτσι το ρευστό καθώς εισέρχεται στον εσωτερικό κύλινδρο εκτονώνεται θέτοντας ταυτόχρονα σε κίνηση το στροφέιο.

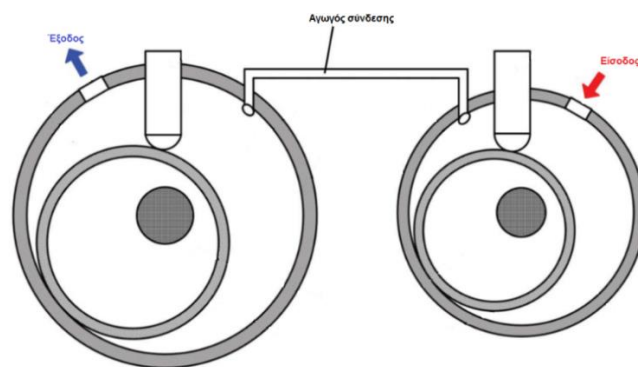


Σχήμα 2.12 : Αρχή λειτουργίας εκτονωτή περιστρεφόμενου εμβόλου[36].

Αν και ο τύπος αυτός έχει λίγα κινούμενα μέρη (πτερύγιο, άξονα, έκκεντρο), ο μηχανικός βαθμός απόδοσης είναι σχετικά μικρός, λόγω των μεγάλων τριβών που δημιουργούνται στο σύστημα αυτό[36].

Όσον αφορά την έρευνα και τις δοκιμές που έχουν γίνει σε αυτού του τύπου τους εκτονωτές με CO₂ οι Zha και Ma το 2003 προσδιόρισαν θεωρητικά τις παραμέτρους σχεδιασμού και διαπίστωσαν ότι οι κυριότερες απώλειες οφείλονται στη διαρροή και τη τριβή, οι οποίες αντιπροσωπεύουν το 25% και 24% της ιδανικής εκτόνωσης, αντιστοίχως. Για τον έλεγχο της εισαγωγής και της εξαγωγής, αρχικά προτάθηκαν ηλεκτρικά ελεγχόμενες βαλβίδες. Η ισεντροπική απόδοση εκτιμήθηκε στο 50%. Διότι σύμφωνα με τη δοκιμή μετρήθηκαν υψηλές απώλειες τριβής στη σύνδεση του περιστρεφόμενου εμβόλου με το πτερύγιο και ότι στη γραμμή επαφής τους παρατηρείται σημαντική διαρροή.

Ο Li το 2003 ξεκίνησε να το βελτιώνει και το 2009 πειραματικά διαπίστωσε ότι η μέγιστη ισεντροπική απόδοση που μπορούσε πλέον να επιτύχει ήταν 58,7% και ότι μπορεί να βελτιώσει το COP του συστήματος κατά τουλάχιστον 10%. Το 2010 προτάθηκε από τον Yang ένας δίκυλινδρος εκτονωτής του οποίου η αρχή λειτουργίας φαίνεται στο σχήμα 2.13.



Σχήμα 2.13 : Δίκυλινδρος εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου[30].

Στην πραγματικότητα εδώ είναι σα να έχουμε δύο εκτονωτές συνδεδεμένους σε σειρά και σε σύγκριση με το παραδοσιακό μονόκυλινδρο, η ισεντροπική απόδοση που επιτεύχθηκε ήταν της τάξης του 60% και το COP του κύκλου της αντλίας θερμότητας με το νέο εκτονωτή αυξήθηκε κατά 6%[30].

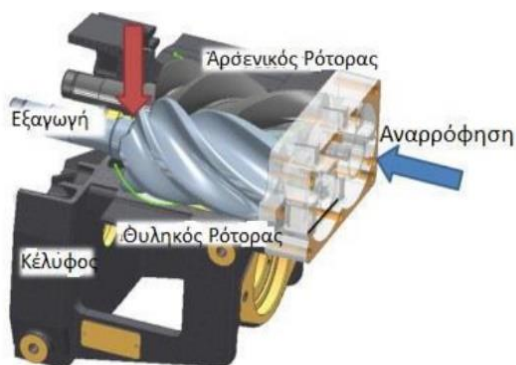
2.5.2.4 Ελικοειδείς εκτονωτές (screw expanders)

Οι ελικοειδείς εκτονωτές χρησιμοποιούνται στην ψυκτική βιομηχανία, σε μεγάλης κλίμακας εφαρμογές διότι η παροχή όγκου που διαχειρίζονται είναι πολύ μεγαλύτερη από αυτή των σπειροειδών. Η ταχύτητα περιστροφής τους είναι αρκετά μεγαλύτερη από τη συνιστώμενη ταχύτητα περιστροφής των μηχανημάτων με τα οποία βρίσκονται σε σύζευξη(γεννήτρια), απαιτώντας τη χρήση ενδιάμεσων μειωτήρων. Επιπλέον η γραμμή παραγωγής τους απαιτεί υψηλό τεχνολογικό επίπεδο. Η λίπανση είναι ένα σημαντικό ζήτημα σε αυτές της μηχανές και επιλύεται με τη χρήση μίγματος ψυκτικού μέσου/ελαίου ως εργαζόμενο μέσο[35]. Στο σχήμα που ακολουθεί εμφανίζεται σε τομή ένας τέτοιος εκτονωτής.



Σχήμα 2.14 : Ελικοειδείς εκτονωτής σε τομή[36].

Η αρχή λειτουργίας του ελικοειδούς εκτονωτή φαίνεται στο σχήμα 2.15. Οι δύο ρότορες, συνεργάζονται έτσι ώστε κατά την περιστροφή του, ο όγκος που έχει παγιδευτεί το εργαζόμενο μέσο να αυξάνει, προσδίδοντας έργο στην άτρακτο.



Σχήμα 2.15 : Αρχή λειτουργίας[35].

Επίσης είναι απαραίτητο να υπάρχει μόνωση για να αποφευχθεί η άμεση επαφή αλλά και να επιτύχουμε στεγανότητα μεταξύ των λοβών κάθε ρότορα. Δύο μέθοδοι λίπανσης εφαρμόζονται: η μέθοδος έγχυσης ελαίου και η ξηρή μέθοδος. Η μέθοδος έγχυσης ελαίου είναι απλή και φτηνή και παρέχει ταυτόχρονα υψηλή απόδοση και είναι ευρέως διαδεδομένη. Η ξηρή μέθοδος, λειτουργεί χωρίς λιπαντικό έλαιο, αποτρέποντας την επαφή μεταξύ των κινούμενων μερών του ρότορα χρησιμοποιώντας εξωτερικά συνεργαζόμενα γρανάζια. Αυτού του είδους η μέθοδος απαιτεί επιπλέον εξαρτήματα έτσι αυξάνεται σημαντικά το κόστος.

Όσον αφορά την έρευνα και τις δοκιμές που έχουν γίνει σε αυτού του τύπου τους εκτονωτές, ο Stosic et al, μελέτησε την διαδικασία της διαφασικής εκτόνωσης βασιζόμενη στη χρήση ενός τέτοιου εκτονωτή. Ανέπτυξε έναν ελικοειδή εκτονωτή ικανό να παράγει ενέργεια σε έναν οργανικό τρίμερη κύκλο, ο οποίος ανακτά έργο από απορριπτόμενη ενέργεια (waste heat recovery), διαθέσιμη σε βιομηχανικές διαδικασίες. Έπειτα, μελέτησε την εφαρμογή του ελικοειδούς εκτονωτή σε συστήματα ψύξης που λειτουργούν με διοξείδιο του άνθρακα σαν εργαζόμενο μέσο. Σε μια άλλη μελέτη ανεπτύχθη μια συσκευή που αντικαθιστά την στραγγαλιστική διαδικασία και ανακτά ενέργεια από την διαφασική εκτόνωση και απευθείας ξανασυμπιέζει ένα μέρος του ατμού που δημιουργείται κατά την εκτόνωση. Η διαδικασία της εκτόνωσης και της επανασυμπιέσης εξελίσσονται μέσα σε μια μηχανή διπλής ελίκωσης με ένα ζευγάρι από ρότορες παρουσιάζοντας συνολικό βαθμό απόδοσης της εκτόνωσης-συμπιέσης της τάξης του 55%[35]

3. Εφαρμογές εκτονωτών σε συμβατικές ψυκτικές εγκαταστάσεις

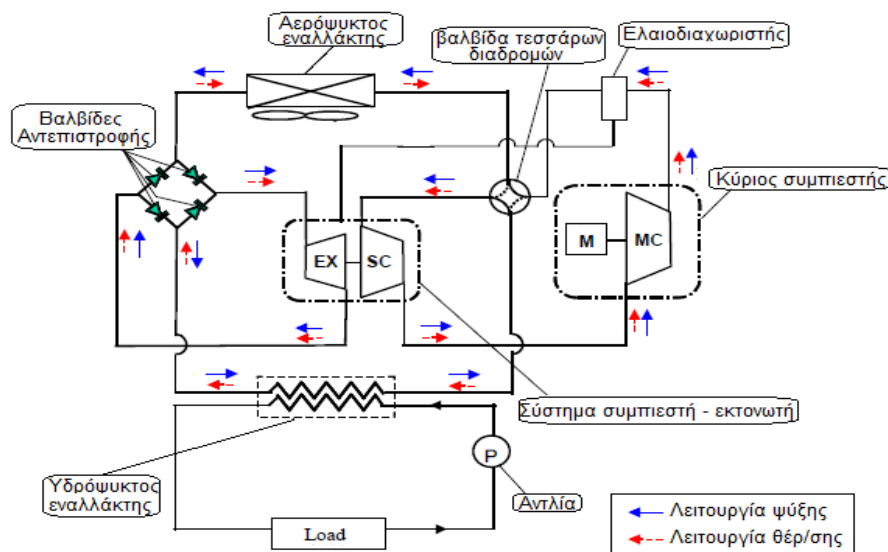
Στο κεφάλαιο αυτό αρχικά παρουσιάζονται διάφορες μετατροπές που έχουν γίνει σε συμβατικές ψυκτικές μονάδες από διάφορα ερευνητικά εργαστήρια. Στη συνέχεια αναφέρονται κάποια στοιχεία σχετικά με την τεχνολογία των εκτονωτών και την εμπορική εφαρμογή τους καθώς και κάποια οικονομικά στοιχεία. Τέλος παρουσιάζονται οι παράμετροι οι οποίοι επιδρούν στη λειτουργία αυτών των συστημάτων με εκτονωτή ώστε να γνωρίζει ο ερευνητής που πρέπει να εστιάσει για περαιτέρω βελτίωση.

3.1 Εφαρμογή με εκτονωτή τύπου scroll

Η εφαρμογή που περιγράφεται έχει πραγματοποιηθεί από το ερευνητικό εργαστήριο της εταιρίας Hitachi στην Ιαπωνία και αφορά μια αντλία θερμότητας με ψυκτικό μέσο R-744[37].

Περιγραφή

Η ψυκτική διάταξη (με τον εκτονωτή) παρουσιάζεται στο Σχήμα 3.1. Αυτός ο κύκλος αφορά μια αντλία θερμότητας νερού-αέρα. Τα βασικά εξαρτήματα του κύκλου φαίνονται στον Πίνακα 3.1. Ο κύκλος ψύξης αποτελείται από ένα κύριο συμπιεστή (MC), ένα διαχωριστή λαδιού, μια βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων, έναν αερόψυκτο εναλλάκτη θερμότητας, ένα σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή, έναν υδρόψυκτο εναλλάκτη θερμότητας, βαλβίδες ελέγχου κτλ. Το σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή περιλαμβάνει ένα εκτονωτή (EX) και ένα βοηθητικό συμπιεστή (SC). Στο σχήμα 3.1 τα μπλε βέλη δείχνουν τη ροή του ψυκτικού κατά τη λειτουργία ψύξης και τα κόκκινα βέλη δείχνουν τη ροή του κατά τη λειτουργία της θέρμανσης. Η βαλβίδα τεσσάρων κατευθύνσεων αλλάζει αυτούς τους δύο τρόπους λειτουργίας. Οι βαλβίδες αντεπιστροφής καθορίζουν την κατεύθυνση ροής του ψυκτικού μέσου στον εκτονωτή έτσι ώστε αυτός να μπορεί να ανακτά ενέργεια κινώντας άμεσα το βοηθητικό συμπιεστή. Εδώ ο ρόλος του βοηθητικού συμπιεστή είναι να μειώνει την ισχύ του κύριου συμπιεστή.

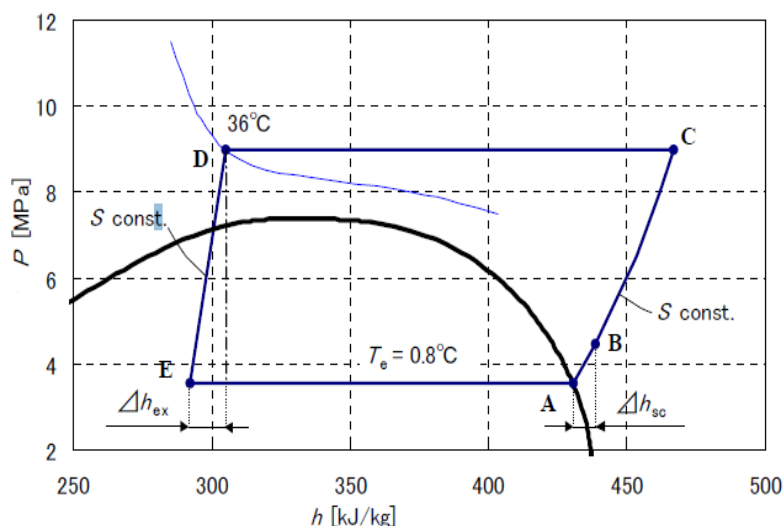


Σχήμα 3.1 : Απλοποιημένο ψυκτικό κύκλωμα αντλίας θερμότητας[37].

Πίνακας 3.1 : Βασικά εξαρτήματα της αντλίας θερμότητας

Κύριος συμπιεστής	τύπου		Σπείρας (Scroll)
	Η/Κ		AC, 200V, 3.75kW
Σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή	Εκτονωτής	τύπου	Σπείρας (Scroll)
	Βοηθητικός συμπιεστής	τύπου	Περιστροφικός (Rotary)
Αερώψυκτος εναλλάκτης	τύπου		Διασταυρούμενης ροής με πτερύγια
Υδρώψυκτος εναλλάκτης	τύπου		Πλακοειδής (plate)

Το Σχήμα 3.2 δείχνει έναν ιδανικό ψυκτικό κύκλο CO₂ σε διάγραμμα P-h με σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή. Δηλαδή οι φάσεις της συμπίεσης και της εκτόνωσης είναι ισεντροπικές. Η γραμμή από το σημείο A στο B υποδεικνύει την διαδικασία συμπίεσης του βοηθητικού συμπιεστή. Η γραμμή από το σημείο B στο C δείχνει την διαδικασία συμπίεσης του κύριου συμπιεστή. Η γραμμή από το σημείο D στο E δείχνει την διαδικασία εκτόνωσης του εκτονωτή.



Σχήμα 3.2 : Ιδανικός ψυκτικός κύκλος CO₂ με σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή[37].

Η συνολική απόδοση η_t του συστήματος εκτονωτή-συμπιεστή ορίζεται από την παρακάτω σχέση:

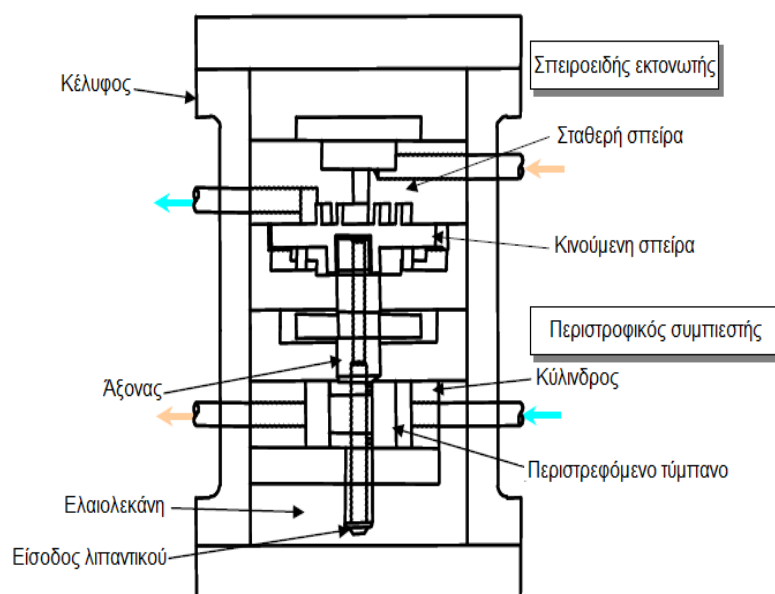
$$\eta_t = \Delta h_{sc} / \Delta h_{ex}$$

Όπου Δh_{sc} είναι η ισεντροπική διαφορά ενθαλπίας του βοηθητικού συμπιεστή και Δh_{ex} είναι η ισεντροπική διαφορά ενθαλπίας του εκτονωτή.

Στο Σχήμα 3.2, η θερμοκρασία εξάτμισης T_e είναι 0.8 °C, η υπερθέρμανση στην αναρρόφηση είναι 0 °C, η απόρριψη θερμότητας πραγματοποιείται σε πίεση είναι 9.0MPa και η θερμοκρασία εισόδου του εκτονωτή (T_i) είναι 36°C.

Σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή

Το Σχήμα 3.3 δείχνει μία όψη σε τομή της μονάδας εκτονωτή-συμπιεστή (ECU). Χρησιμοποιήθηκε ένας εκτονωτής τύπου σπείρας (scroll) και ένας περιστροφικός βοηθητικός συμπιεστής. Τα δύο αυτά εξαρτήματα συνδέθηκαν σε ένα στροφαλοφόρο άξονα και έτσι και τα δύο περιστρέφονται με την ίδια ταχύτητα. Το σύστημα αυτό λιπαίνεται με λιπαντικό το οποίο είναι αποθηκευμένο στον πυθμένα του περιβλήματος. Το άκρο του στροφαλοφόρου άξονα είναι κάτω από το έλαιο. Έτσι προμηθεύει με λάδι τον στροφαλοφόρο άξονα και στη συνέχεια αυτός τροφοδοτεί τα έδρανα και άλλες ολισθαίνουσες επιφάνειες.



Σχήμα 3.3 : τομή του συστήματος εκτονωτή-συμπιεστή (ECU)[37].

Πείραμα

Οι συνθήκες του πειράματος παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2 . Τα πειράματα διεξήχθησαν με διαφορετικές φορτίσεις ψυκτικού, θερμοκρασίες περιβάλλοντος και θερμοκρασίες εισόδου του νερού για ψύξη και θέρμανση.

Πίνακας 3.2 : Συνθήκες του πειράματος

Εκτονωπική συσκευή	Λειτουργία	Φόρτιση R-744 [kg]	θερμοκρασία περιβάλλοντος Ta [C]	θερ/σια εισόδου του νερού Twi [C]
Εκτονωπική βαλβίδα	Ψύξης	4.2~7.0	35	12
		6.7	35	9.7~15.9
	θέρμανσης	3.2~4.1	7	40
		3.6	7	35~45
Σύστημα εκτονωπής-συμπιεστή	Ψύξης	4.5~6.4	35	12
		6.4	35	9.7~15.5
	θέρμανσης	2.8~3.45	7	40
		3.35	7	35~45

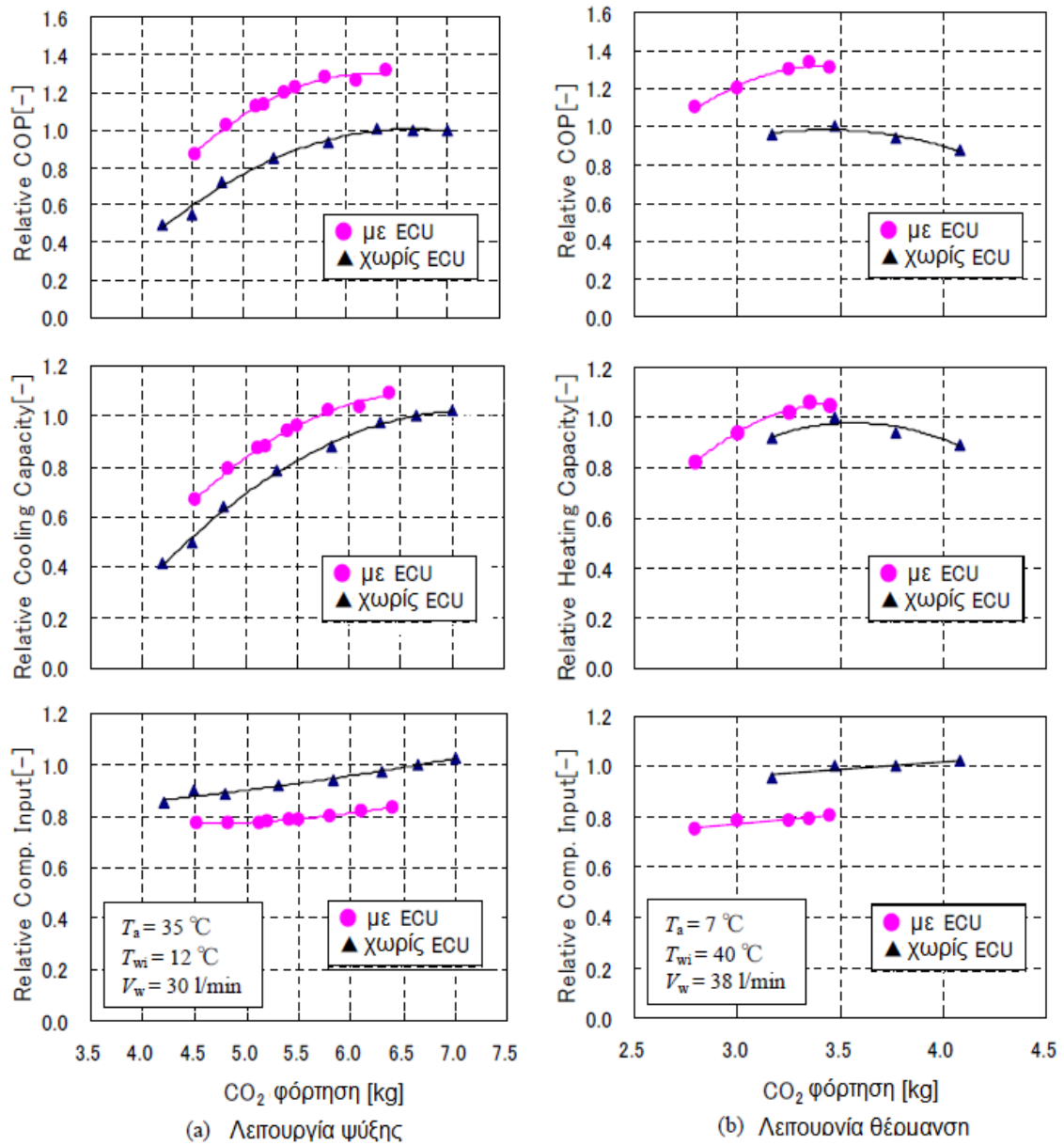
Η απόδοση του κύκλου CO₂ με την ECU συγκρίθηκε με την απόδοση του κύκλου CO₂ χωρίς την ECU (με βαλβίδα εκτόνωσης). Στον πρώτο κύκλο δοκιμών μετρήθηκαν η θερμοκρασία και η πίεση σε κάθε εξάρτημα, ο ρυθμός ροής μάζας του ψυκτικού μέσου, η ισχύς εισόδου του συμπιεστή και η ταχύτητα περιστροφής του ECU.

Η ικανότητα του συστήματος υπολογίζεται από το ποσό της θερμότητας που συναλλάσει το νερό. Η ψυκτική ή θερμαντική ικανότητα \dot{Q} δίνεται από τη σχέση : $\dot{Q} = \rho_w \cdot C_w \cdot \dot{V}_w \cdot \Delta T$ Όπου: ρ_w είναι η πυκνότητα του νερού, C_w είναι η θερμοχωρητικότητα του νερού, \dot{V}_w είναι ο ρυθμός ροής όγκου του νερού και ΔT είναι η μέση διαφορά θερμοκρασίας μεταξύ της εισόδου και εξόδου του νερού / ψυκτικού. Το COP είναι ο λόγος της ικανότητας ψύξης ή θέρμανσης προς την ισχύ εισόδου του συμπιεστή $COP = \dot{Q} / \dot{W}_i$

Αποτελέσματα δοκιμών

Αποτελέσματα της φόρτισης με ψυκτικό

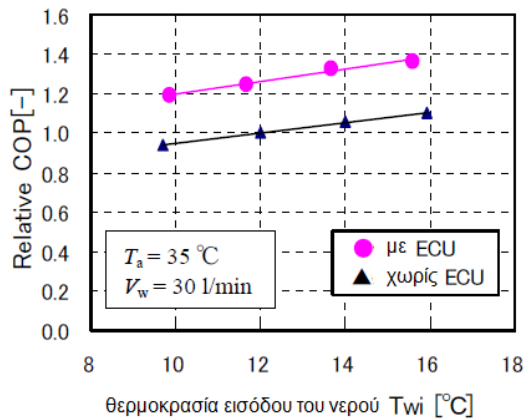
Το Σχήμα 3.4 δείχνει τις επιδράσεις του φορτίου του ψυκτικού μέσου στην απόδοση του συστήματος. Το σχήμα 3.4(α) αναφέρεται σε λειτουργία ψύξης ενώ το σχήμα 3.4 (b) σε λειτουργία θέρμανσης. Το COP, η ψυκτική ισχύς του συστήματος, και η ισχύς εισόδου του συμπιεστή απεικονίζονται στο σχήμα 3.4. Με την αύξηση του φορτίου η ισχύς εισόδου του συμπιεστή αυξάνει ελαφρά με αποτέλεσμα το COP να εμφανίζει ένα μέγιστο σημείο σε ένα συγκεκριμένο φορτίο ψυκτικού μέσου. Η βέλτιστη ποσότητα ψυκτικού μέσου με το ECU είναι 6.4 kg και χωρίς την ECU 6.7 kg. Αντίστοιχα στο Σχήμα 3.4(β) έχουμε τα αποτελέσματα της θέρμανσης. Η βέλτιστη ποσότητα ψυκτικού μέσου είναι 3.35 kg με την ECU και 3.6 kg χωρίς την ECU. Στο σχήμα 3.4 , ο κύκλος ψύξης CO₂ με την ECU βελτίωσε το COP περισσότερο από 30%.



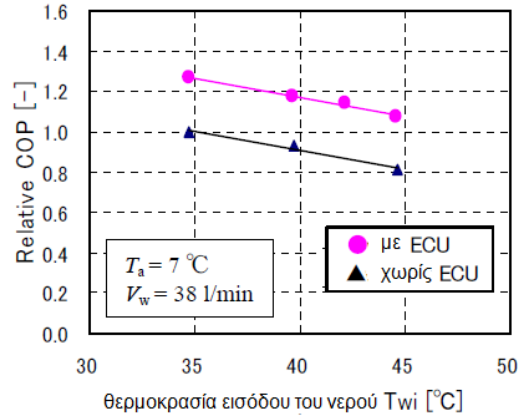
Σχήμα 3.4 : Επίδραση της φόρτισης στην απόδοση[37].

Αποτελέσματα της θερμοκρασίας νερού εισόδου

Το σχήμα 3.5 & 3.6 δείχνει την επιδράση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού. Η φόρτιση ψυκτικού παρέμεινε στη βέλτιστη τιμή. Το Σχήμα 3.5 δείχνει το σχετικό COP στην κατάσταση ψύξης. Το Σχήμα 3.6 δείχνει το σχετικό COP στην κατάσταση θέρμανσης. Το COP με την ECU είναι μεγαλύτερο από το COP χωρίς την ECU. Τα αποτελέσματα αυτά δείχνουν ότι αν και ήταν το ECU σχεδιασμένο για την ονομαστική κατάσταση της λειτουργίας ψύξης, βελτιώνει το COP του κύκλου και σε διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας.

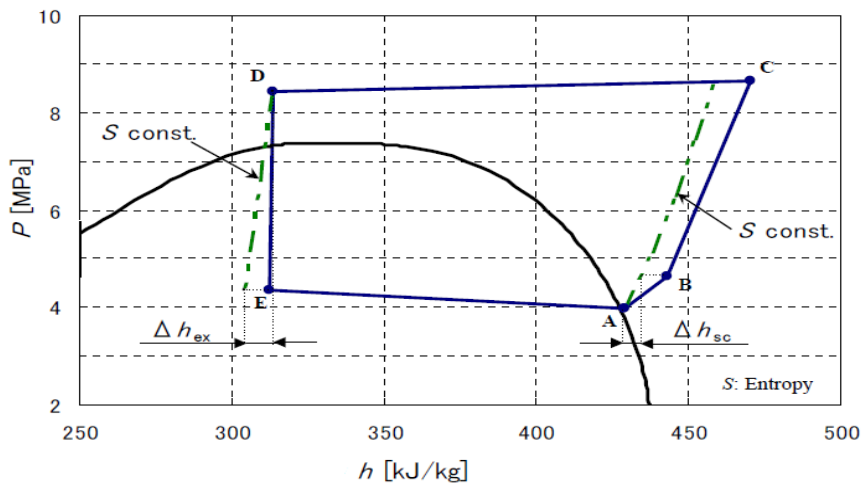


Σχήμα 3.5 : Επίδραση της θερ/σίας εισόδου του νερού στο COP (λειτουργία ψύξης)[37].



Σχήμα 3.6 : Επίδραση της θερ/σίας του νερού στο COP (λειτουργία θερ/σης)[37].

Το σχήμα 3.7 δείχνει ένα P-h διάγραμμα του κύκλου CO₂ με το ECU για την ονομαστική κατάσταση της λειτουργίας ψύξης. Σε αυτό το σχήμα, η γραμμή από το σημείο A στο B υποδεικνύει την διαδικασία συμπίεσης του ECU, και η γραμμή από το σημείο D στο E δείχνει την διαδικασία εκτόνωσης του ECU. Η διακεκομμένη γραμμή είναι της σταθερής εντροπίας (S). Με βάση αυτό το σχήμα η συνολική απόδοση είναι $\eta_i=57\%$.



Σχήμα 3.7 : P-h διάγραμμα του κύκλου με το ECU για την ονομαστική κατάσταση της λειτουργίας ψύξης[37].

Συμπεράσματα

Μελετήθηκε μια μονάδα με σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή και διερευνήθηκαν τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας του κύκλου ψύξης και ελήφθησαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Το σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή βελτιώνει σημαντικά το COP του ψυκτικού κύκλου (CO₂) και στις δύο λειτουργίες (ψύξη-θέρμανση)
- Η βελτίωση του COP με το σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή ήταν περισσότερο από 30% ενώ η συνολική αποδοτικότητα της μονάδας εκτονωτή-συμπιεστή ήταν 57%.
- Το σύστημα του εκτονωτή-συμπιεστή είναι μια βασική τεχνολογία για χρήση σε συστήματα ψύξης CO₂

3.2 Εφαρμογή με περιστροφικό εκτονωτή

Η εφαρμογή που περιγράφεται έχει πραγματοποιηθεί από το School of Energy and Power Engineering, Xi'an Jiaotong University της Κίνας και αφορά μια αντλία θερμότητας με ψυκτικό μέσο R-410a[38].

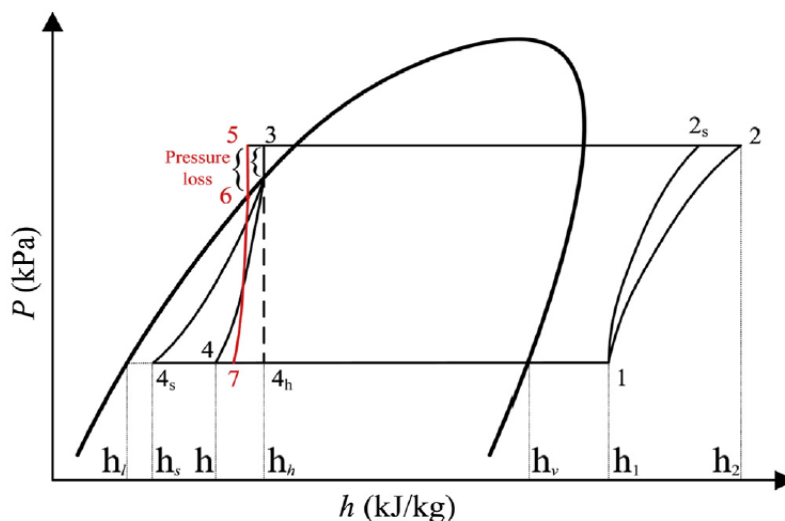
Γενικά

Μελέτες σχετικά με την εφαρμογή των εκτονωτών στα συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούν HFC410A ως εργαζόμενο ρευστό σπάνια βρίσκονται σε ανοικτή βιβλιογραφία. Ωστόσο ένας εκτονωτής τύπου Pelton για ανάκτηση ενέργειας σε ένα οικιακό σύστημα HFC410A ψύξης δοκιμάστηκε από τον He et al. Η βελτίωση του COP και η ισεντροπική απόδοση αναφέρθηκαν να είναι 5.4% και 32.8% αντίστοιχα. Όμως, η υψηλή ταχύτητα περιστροφής του (26500 r/min) ήταν ένας σοβαρός παράγοντας μείωσης της διάρκειας της ζωής του.

Σε σύγκριση με υπερκρίσιμα συστήματα ψύξης CO₂, επειδή τα συστήματα ψύξης HFC410A έχουν υψηλότερη αρχική τιμή COP (με εκτονωτική βαλβίδα) έχουν και μικρότερα περιθώρια βελτίωσης του. Ο Wang et al. ανέπτυξε ένα νέο εκτονωτή περιστροφικού τύπου για ένα σύστημα HFC410A ψύξης και πραγματοποίησε την θεωρητική ανάλυση. Σε σύγκριση με άλλους τύπους εκτονωτή αυτός έχει απλούστερη δομή η οποία μπορεί να κατασκευαστεί πολύ ευκολότερα με χαμηλότερο κόστος, έτσι ώστε να μπορεί να χρησιμοποιηθεί ευρέως στα συστήματα ανάκτησης ενέργειας στο μέλλον. Η εργασία αυτή επικεντρώνεται στην εγκατάσταση ενός τέτοιου βελτιωμένου εκτονωτή του οποίου η απόδοση δοκιμάζεται στο πείραμα.

Σύστημα ανάκτησης ενέργειας

Σε ένα κλασικό σύστημα ψύξης, μία βαλβίδα στραγγαλισμού ή ένας τριχοειδής σωλήνας οδηγεί σε μεγάλες απώλειες ενέργειας λόγω της πτώσης πίεσης. Με σκοπό την ανάκτηση αυτού του τμήματος της απώλειας ενέργειας, ένα σύστημα ανάκτησης ενέργειας έχει σχεδιαστεί του οποίου ο κύκλος ψύξης φαίνεται στο σχήμα 3.8.



Σχήμα 3.8 : Ψυκτικός κύκλος με και χωρίς ανάκτηση ενέργειας[38].

Η μεταβολή 1-2 δείχνει τη διαδικασία συμπίεσης. Η μεταβολή 2-3 δείχνει τη διαδικασία συμπύκνωσης-υπόψυξης. Η μεταβολή 3-4h δείχνει τη διαδικασία στραγγαλισμού από μία εκτονωτική βαλβίδα ενώ η μεταβολή 3-4s δείχνει την θεωρητική (ισεντροπική) εκτόνωση από έναν εκτονωτή. Η μεταβολή 3-4 δείχνει την πραγματική διαδικασία εκτόνωσης από έναν εκτονωτή. Η μεταβολή 4h-1, 4-1, 4s-1 δείχνει τη διαδικασία ατμοποίησης-υπερθέρμανσης. Χρησιμοποιώντας τη μεταβολή 3-4 αντί της 3-4h, επιτυγχάνεται η ανάκτηση ενέργειας. Ως εκ τούτου, τόσο η ικανότητα ψύξης όσο και το COP μπορούν να αυξηθούν.

Για μια λεπτομερή περιγραφή της απόδοσης του συστήματος ανάκτησης ενέργειας με εκτονωτή, ορισμένες παράμετροι ορίζονται και υπολογίζονται από τις ακόλουθες εξισώσεις. Στην αναρρόφηση του εκτονωτή έχουμε ψυκτικό αέριο υψηλής πίεσης και ο πραγματικός ρυθμός ροής μάζας διαμέσου του αυτού είναι μεγαλύτερος από την θεωρητική τιμή, έτσι η ογκομετρική απόδοση (η_v) ορίζεται ως:

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{the}}{\dot{m}_{act}} \times 100\%$$

Η πραγματική ροή μάζας \dot{m}_{act} μετράται από ένα μετρητή ροής υγρού εγκατεστημένο στην πειραματική διάταξη, ενώ η θεωρητική ροή \dot{m}_{the} υπολογίζεται από την σχέση :

$$\dot{m}_{the} = \frac{n \times N \times V_e \times \rho}{60}$$

Η ισεντροπική απόδοση του ορίζεται ως :

$$\eta_{is} = \frac{P_{act}}{P_{the}} \times 100\%$$

Η πραγματική ισχύς εξόδου (P_{act}) του εκτονωτή μετράται με έναν μετρητή ροπής συνδεδεμένο με τον εκτονωτή ομοαξονικά ενώ η θεωρητική ισχύς εξόδου μπορεί να υπολογιστεί από τη σχέση:

$$P_{the} = \dot{m}_{act} (h_{4h} - h_{4s})$$

Υποθέτοντας ότι η όλη η ανάκτηση ενέργειας χρησιμοποιήθηκε για να αντισταθμίσει την ισχύ του συμπιεστή, το COP του συστήματος ψύξης μπορεί να οριστεί ως :

$$COP_{exp} = \frac{\dot{Q}_{thr} + P_{act}}{P_{com} - P_{act}}$$

Ενώ το COP του κύκλου ψύξης με εκτονωτική βαλβίδα ορίζεται ως :

$$\text{COP}_{\text{thr}} = \frac{\dot{Q}_{\text{thr}}}{P_{\text{com}}}$$

Η ισχύς του συμπιεστή (P_{com}) μπορεί να μετρηθεί με έναν μετρητή ισχύος.

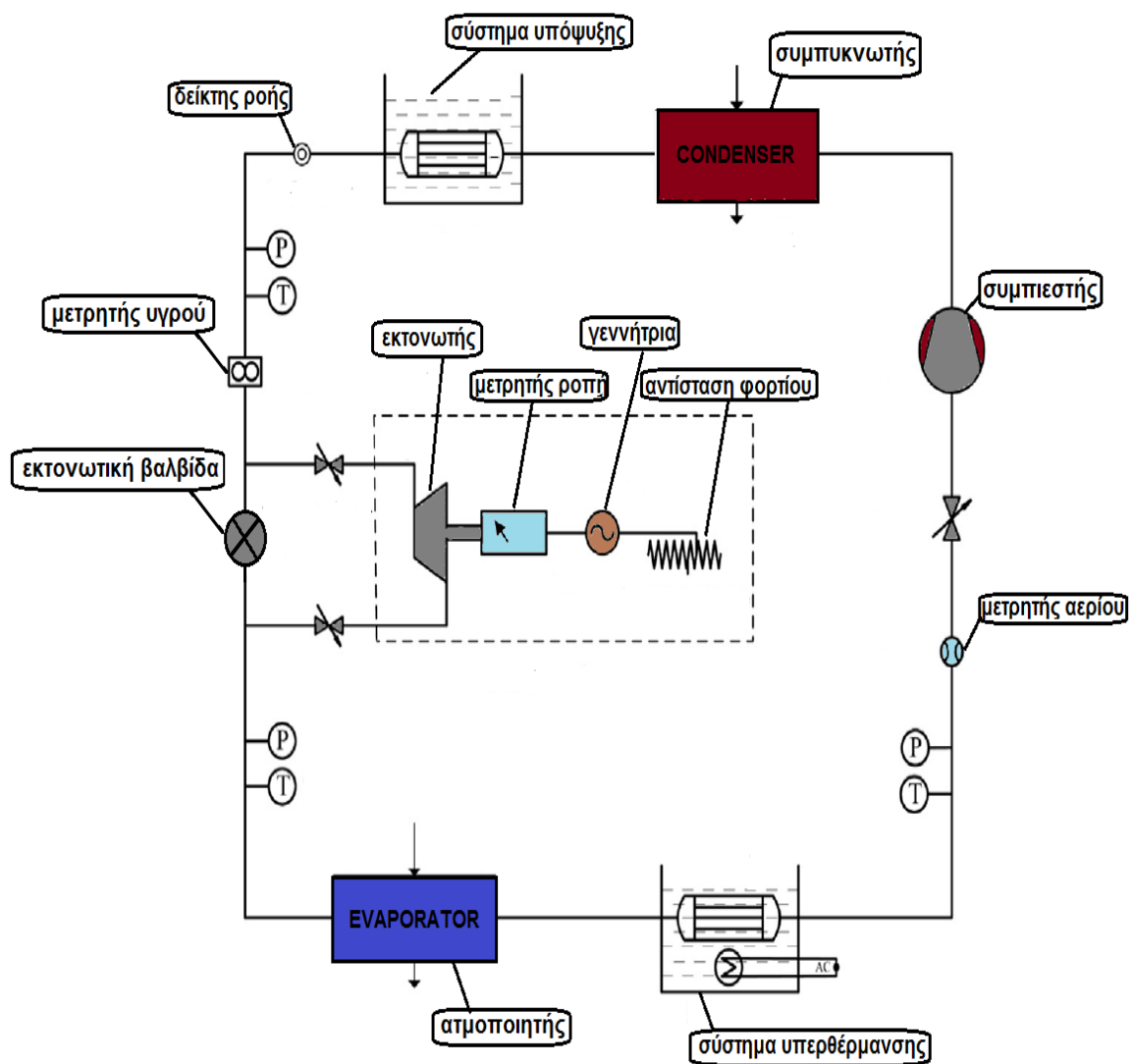
Στη συνέχεια, η μεταβολή (βελτίωση) του COP υπολογίζεται :

$$\Delta \text{COP} = \frac{\text{COP}_{\text{exp}} - \text{COP}_{\text{thr}}}{\text{COP}_{\text{thr}}} \times 100\%$$

Πειραματική διάταξη

Με βάση την ανάλυση του συστήματος ανάκτησης ενέργειας, μια πειραματική διάταξη συγκροτήθηκε για να δοκιμαστεί η απόδοση του συστήματος ψύξης με εκτονωτή. Στο σχήμα 3.9 φαίνεται το απλοποιημένο σχηματικό της διάταξης. Ο εκτονωτής εγκαταστάθηκε στο σύστημα παράλληλα με την εκτονωτική βαλβίδα. Ο συμπιεστής είναι τύπου scroll με ονομαστική ισχύ εισόδου 4.5 kW. Οι εναλλάκτες θερμότητας είναι πλακοειδούς τύπου και χρησιμοποιούνται για τη συναλλαγή θερμότητας μεταξύ ψυκτικού μέσου και νερού. Η ενέργεια που απαιτείται για να πραγματοποιηθεί η υπόψυξη παρέχεται από τον ατμοποιητή του συστήματος ψύξης. Η ενέργεια που απαιτείται για να πραγματοποιηθεί η υπερθέρμανση παρέχεται από τον από ένα ηλεκτρικό θερμαντήρα.

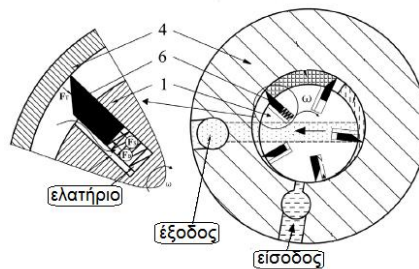
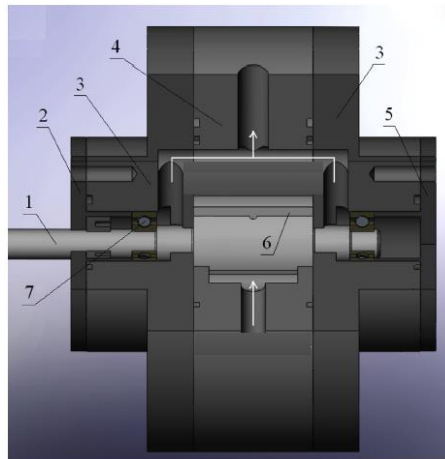
Η μονάδα ελέγχου αποτελείται κυρίως από ένα μετρητή ροπής, μια γεννήτρια και μια αντίσταση φορτίου. Έτσι η ισχύς ανάκτησης του εκτονωτή υπολογίζεται εύκολα από την εξίσωση $P = (n \cdot T_m) / (9550 \cdot 1000)$. Επίσης η αντίσταση φορτίου συνδέεται με τη γεννήτρια για να καταναλώσει την ενέργεια ανάκτησης. Ταυτόχρονα, η περιστροφική ταχύτητα του εκτονωτή μπορεί να μεταβάλλεται ρυθμίζοντας την τιμή της αντίστασης φορτίου. Επίσης μια σειρά από μετρητικά όργανα χρησιμοποιήθηκαν για τη ρύθμιση του πειράματος, όπως ένας μετρητής ροής υγρού, ένας μετρητής ροής αερίου, τρεις αισθητήρες πίεσης και τρεις αισθητήρες θερμοκρασίας. Η παροχή του ψυκτικού μέσου μετρήθηκε με δύο μετρητές ροής στον εκτονωτή στην είσοδο και στην έξοδο. Η μέτρηση θερμοκρασίας διεξήχθη με θερμοστοιχείο τύπου-T.



Σχήμα 3.9 : Απλοποιημένο σχηματικό διάγραμμα του συστήματος ανάκτησης ενέργειας[38]

Εκτονωτής

Ο εκτονωτής είναι περιστροφικού τύπου με κινητά πτερύγια. Όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.10, ο περιστροφικός εκτονωτής αποτελείται από ένα ρότορα, ένα κύλινδρο, πέντε πτερύγια και ορισμένα ακόμα αξεσουάρ, όπως έδρανα, ελατήρια, αυλακώσεις στεγανοποίησης κλπ .



1	Ρότορας(rotor)
2	Αριστερό κάλυμμα
3	Βάση στήριξης εδράνων
4	Κύλινδρος
5	Δεξί κάλυμμα
6	Ολισθαίνοντα πτερύγια
7	Ένσφαιρα έδρανα

Σχήμα 3.10 : Εκτονωτής περιστρεφόμενου εμβόλου με κινητά πτερύγια[38].

Ο ρότορας με τον άξονα του είναι έκκεντρα τοποθετημένος στον κύλινδρο, και στηρίζεται στα έδρανα. Πέντε πτερύγια είναι τοποθετημένα στις αυλακώσεις επί του ρότορα. Όπως φαίνεται στο σχήμα, ο αγωγός εισόδου-εξόδου είναι τοποθετημένοι στον κύλινδρο. Οι κύριες γεωμετρικές παράμετροι του εκτονωτή παρουσιάζονται στον πίνακα 3.3.

Πίνακας 3.3 : Κύριες γεωμετρικές παράμετροι του εκτονωτή

Διάμετρος ρότορα [mm]	34
Διάμετρος κυλίνδρου [mm]	39
Μήκος κυλίνδρου [mm]	39
Αριθμός πτερυγίων [-]	5
Πάχος πτερυγίων [mm]	2.5
Ύψος πτερυγίων [mm]	9.0

Αποτελέσματα και σχολιασμός

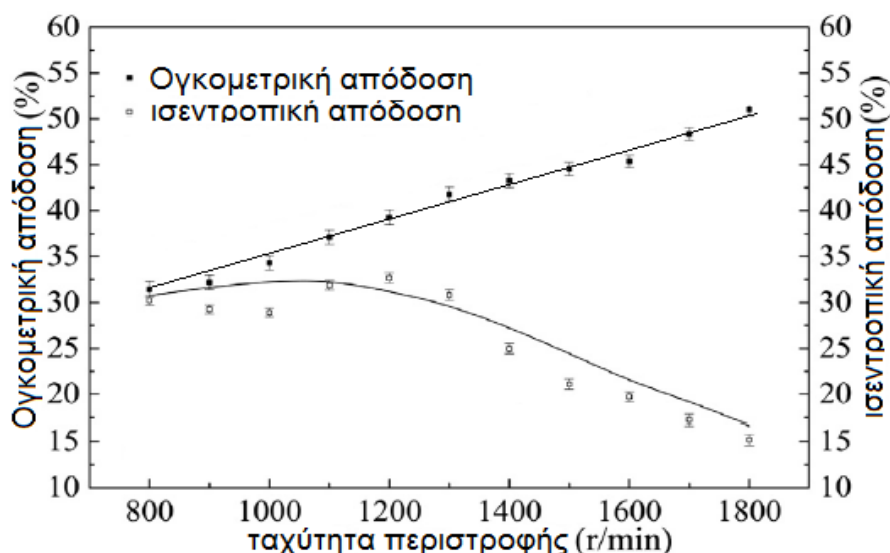
Ο Πίνακας 3.4 δείχνει τις συνθήκες του πειράματος. Η απόδοση του συστήματος ψύξης δοκιμάστηκε με μεταβλητή ταχύτητα περιστροφής (του εκτονωτή), με μεταβλητή πίεση συμπύκνωσης και μεταβλητή υπόψυξη.

Πίνακας 3.4 : Συνθήκες του πειράματος

ταχύτητα εριστροφής [r/min]	800–1800 με βήμα 100	$P_c = 3.4 \text{ MPa}$, $P_e = 1.0 \text{ MPa}$, $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$
πίεση συμπύκνωσης [MPa]	3.1–3.5 με βήμα 0.1	$P_e = 1.0 \text{ MPa}$, $\Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{C}$, $n = 1200 \text{ r/min}$
υπόψυξη [$^\circ\text{C}$]	2–10 με βήμα 2	$P_c = 3.4 \text{ MPa}$, $P_e = 1.0 \text{ MPa}$, $n = 1200 \text{ r/min}$

Επίδραση της ταχύτητας περιστροφής στην απόδοση

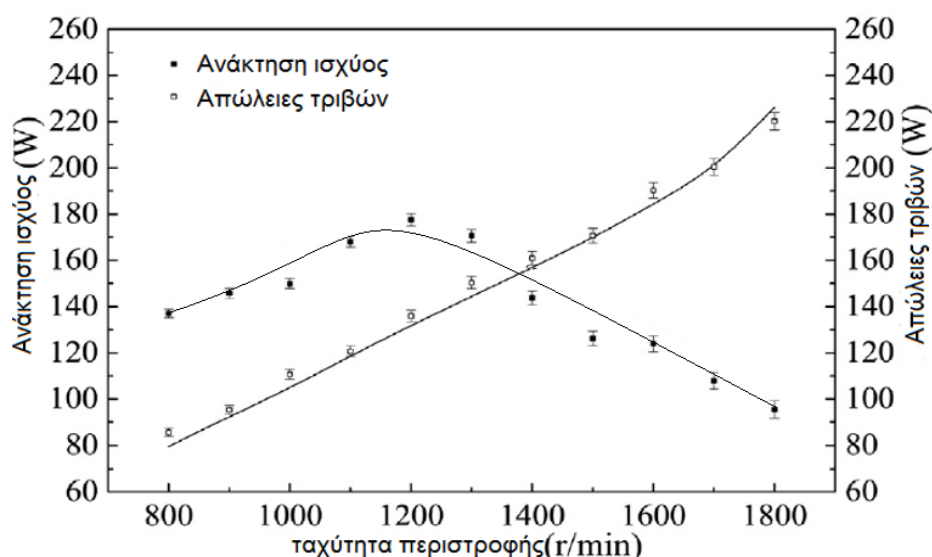
Ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή είναι βασική παράμετρος του συστήματος ανάκτησης ενέργειας και συνδέεται άμεσα με την ογκομετρική απόδοση και τις απώλειες τριβής. Το σχήμα 3.11 παρουσιάζει τη διακύμανση της ογκομετρικής και ισεντροπικής απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή. Οι συνθήκες δοκιμής παρουσιάζονται στον Πίνακας 3.4. Η ογκομετρική απόδοση αυξάνεται με την ταχύτητα περιστροφής, συγκεκριμένα αυτή αυξήθηκε από 31.4% έως 51.0% όταν η ταχύτητα περιστροφής πήγε από 800 έως 1800 r / min.



Σχήμα 3.11 : Διακύμανση της ογκομετρικής και ισεντροπικής απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής[38].

Η αύξηση της ισεντροπικής απόδοσης μπορεί να βελτιώσει την απόδοση του συστήματος ανάκτησης ενέργειας, βελτιώνοντας το COP. Η ισεντροπική απόδοση αυξάνεται μέχρι τα 1200 r / min ενώ μειώνεται για μεγαλύτερες ταχύτητες περιστροφής. Η μέγιστη τιμή της ισεντροπικής απόδοσης είναι 32.7% και επιτυγχάνεται όταν η ταχύτητα περιστροφής είναι στα 1200 r / min.

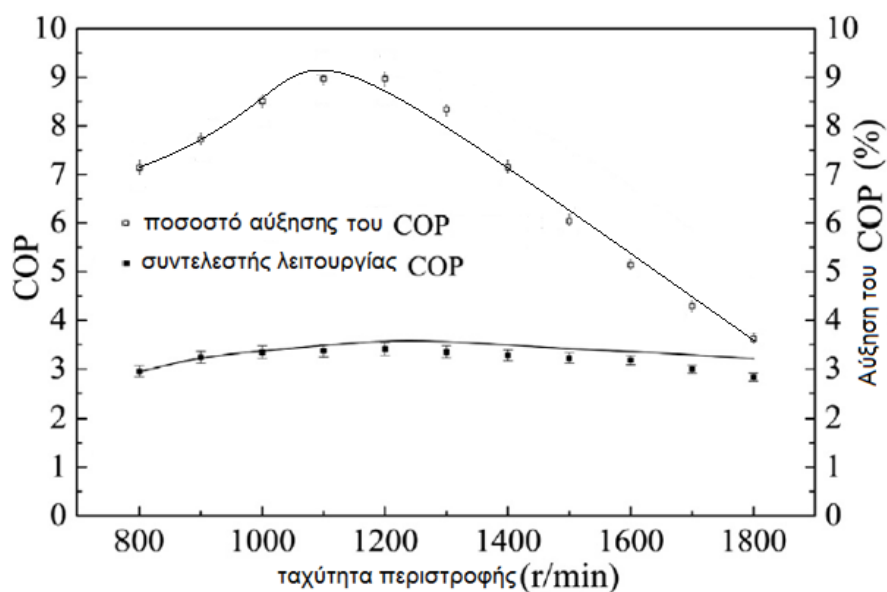
Όπως είναι λογικό, η ισεντροπική απόδοση σχετίζεται άμεσα με την ανάκτηση ενέργειας και όντος, όπως φαίνεται στο Σχ. 3.12 η καμπύλη της ανάκτησης ενέργειας έχει παρόμοια κατανομή. Δηλαδή πάλι έχουμε αύξηση ενέργειας μέχρι τα 1200rpm και μετά μείωση και επίσης εμφάνιση μεγίστου στις 1200 rpm . Η ισεντροπική ισχύς αυξήθηκε με την περιστροφική ταχύτητα λόγω της αύξησης του ρυθμού ροής μάζας και της ογκομετρική απόδοσης. Συγκεκριμένα οι καμπύλες τις ισεντροπικής απόδοσης και της ανάκτησης ενέργειας παρουσιάζουν αυτή τη συμπεριφορά διότι στην αρχή επικρατεί το γεγονός του ότι ο ογκομετρικός βαθμός βελτιώνεται. Όμως από ένα σημείο και μετά οι απώλειες τριβής γίνονται τόσο μεγάλες με αποτέλεσμα να υπερισχύουν και να εμφανίζεται το μέγιστο και από εκεί και πέρα ο ισεντροπικός β. απόδοσης και η ανακτώμενη ισχύς να φθίνουν.



Σχήμα 3.12 : Διακύμανση της ογκομετρικής και ισεντροπικής απόδοσης με την ταχύτητα περιστροφής[38].

Όπως φαίνεται στο Σχ. 3.12, η μέγιστη τιμή της ανακτώμενης ενέργειας είναι 177.5 W με ταχύτητα περιστροφής 1200 r / min, απώλειες τριβής 135.9 W, ρυθμός ροής μάζας 0.0845 kg / s και ογκομετρική απόδοση 39.3%. Επίσης η δύναμη τριβής ποικίλει από 85.6 W έως 220.2 W με ταχύτητα από 800 έως 1800 r / min.

Χρησιμοποιώντας λοιπόν τον εκτονωτή αντί εκτονωτικής βαλβίδας έχουμε μία ανάκτηση ενέργειας, η οποία προκαλεί μια ορατή βελτίωση στο COP. Ο λόγος είναι ότι χρησιμοποιώντας τον εκτονωτή δεν αυξάνεται μόνο η ικανότητα ψύξης, αλλά επίσης μειώνεται και η κατανάλωση ενέργειας του συμπιεστή. Στο σχήμα 3.13 εμφανίζονται οι διακυμάνσεις του COP και η βελτίωση του σε συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής.



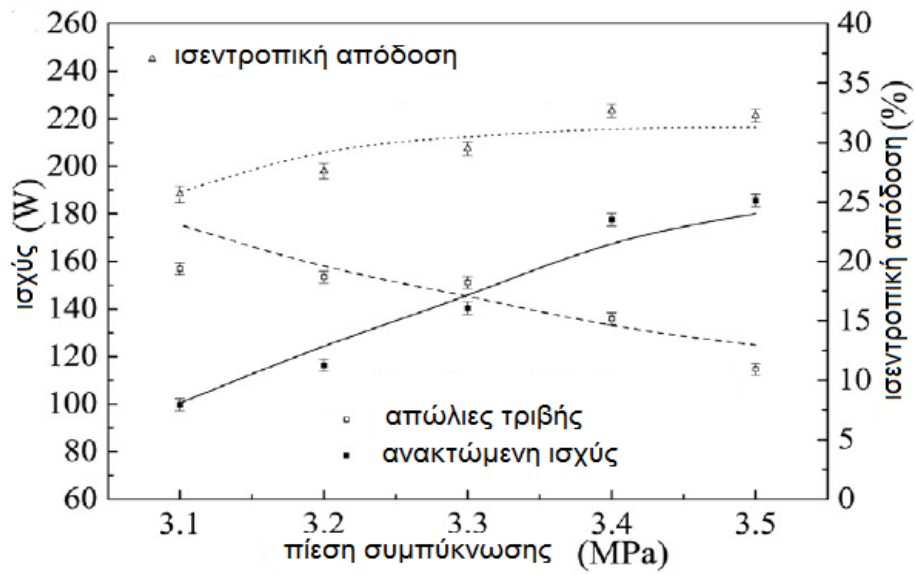
Σχήμα 3.13 : Διακυμάνσεις του COP και η βελτίωση του σε συνάρτηση της ταχύτητας περιστροφής[38].

Όπως παρατηρούμε από το σχήμα 3.13 η καμπύλη COP αυξάνεται από 2.95 σε 3.41 κατά την περιστροφική ταχύτητα 800 έως 1200 r / min ενώ μετά μειώνεται σε 2.83 όταν η περιστροφική ταχύτητα φτάνει τα 1800 r / min. Η μέγιστη τιμή του COP είναι 3.41 και συμβαίνει όταν η ταχύτητα περιστροφής είναι 1200 r / min. Επιπλέον το COP το αρχικό (με εκτονωτική βαλβίδα) δοκιμάστηκε στις εξής συνθήκες : $P_c = 3.4 \text{ MPa}$, $P_e = 1.0 \text{ MPa}$, $\Delta T = 8^\circ\text{C}$ ενώ ο ρυθμός ροής μάζας παρέμεινε σταθερός (όπως και στο σύστημα με εκτονωτή). Επιπλέον όπως φαίνεται στο σχ. 3.13 η μέγιστη τιμή της αύξησης του COP είναι 8.97%. Συγκεκριμένα ο COP αυξήθηκε από 7.14% έως 8.97% με ταχύτητα από 800 έως 1200 r / min και μειώθηκε σε 3.62% όταν η ταχύτητα αυξήθηκε σε 1800 r / min.

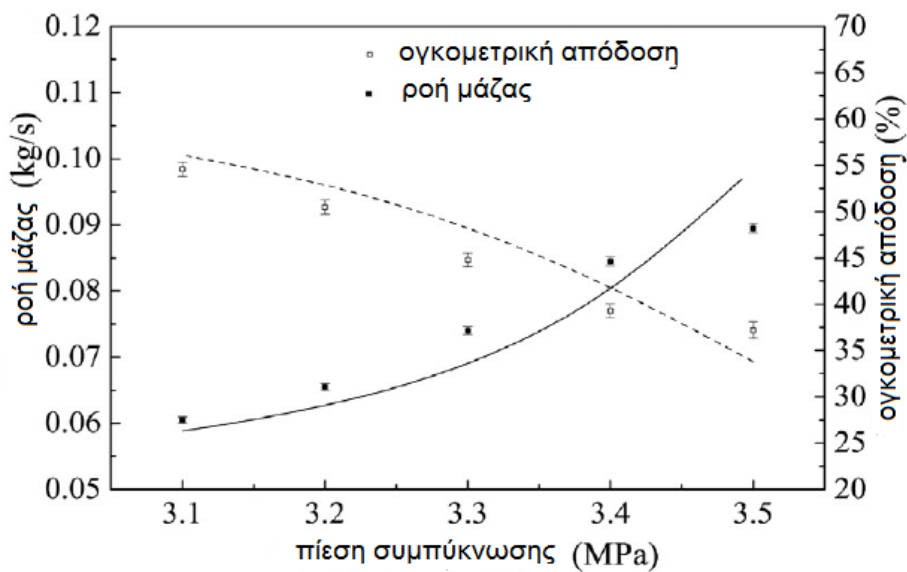
Επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης στην απόδοση

Με βάση την απόδοση με εκτονωτή σε διαφορετικές ταχύτητες περιστροφής, προκύπτει το συμπέρασμα ότι η βέλτιστη περιστροφική είναι περίπου 1200 r / min, όπου είχαμε τα μέγιστα της ανακτώμενης ισχύος, της ισεντροπικής απόδοσης και του COP.

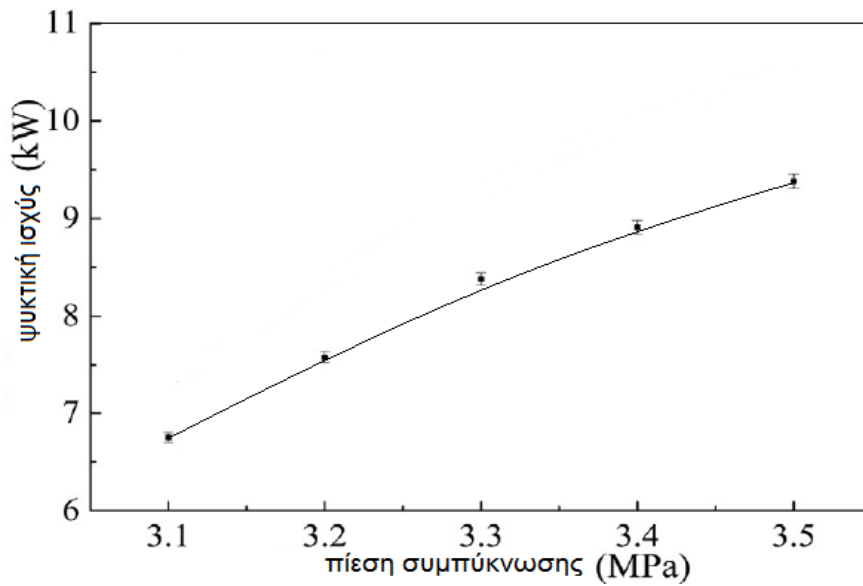
Η πίεση συμπύκνωσης είναι ένας άλλος παράγοντας που επηρεάζει την απόδοση του συστήματος. Στα παρακάτω σχήματα εμφανίζονται οι διακυμάνσεις στην απόδοση του συστήματος συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης.



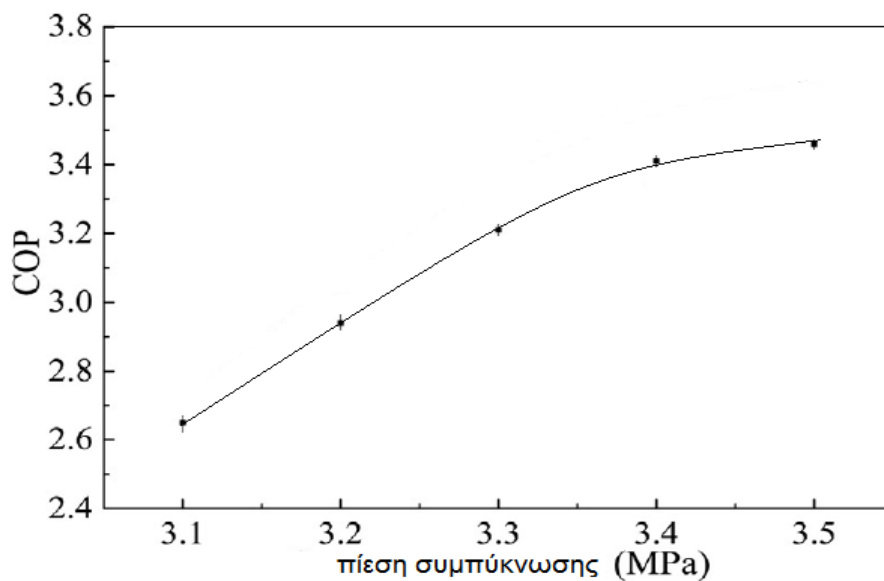
Σχήμα 3.14 : Ισχύς-ισεντροπική απόδοση συναρτήσει της πίεσης συμπίκνωσης[38].



Σχήμα 3.15 : Ροή μάζας-ογκομετρική απόδοση συναρτήσει της πίεσης συμπίκνωσης[38].



Σχήμα 3.16 : Ψυκτική ισχύς συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης[38].



Σχήμα 3.17 : COP συναρτήσει της πίεσης συμπύκνωσης[38].

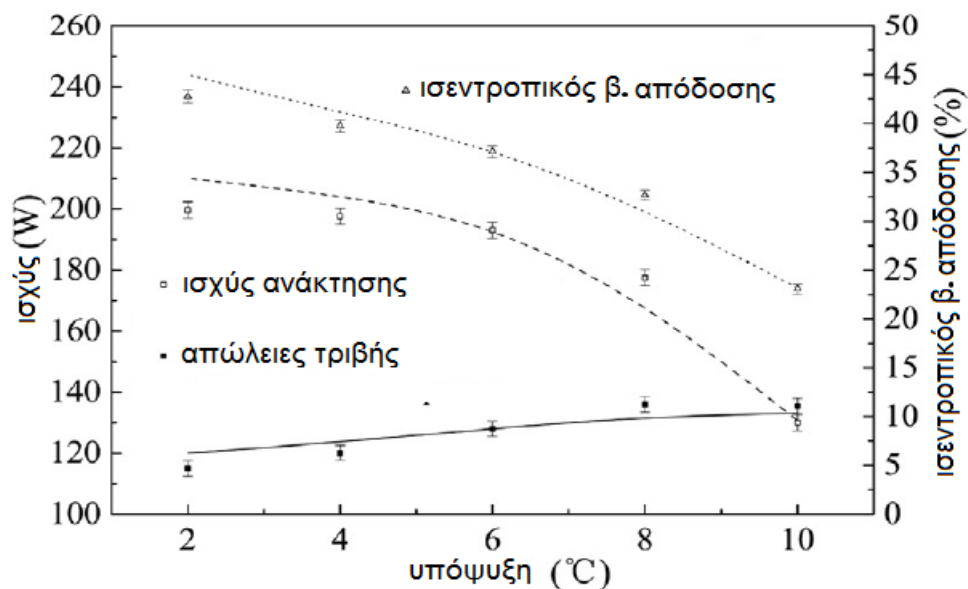
Καθώς αυξάνεται η πίεση συμπύκνωσης, τόσο ο λόγος της πίεσης μεταξύ της εισόδου και της εξόδου αυξάνεται. Έτσι σαν αποτέλεσμα, η ισχύς ανάκτησης και η ισεντροπική απόδοση αυξάνονται και το ίδιο συμβαίνει και με το COP. Η μεταβολή της πίεσης συμπύκνωσης επηρεάζει και τις απώλειες τριβής οι οποίες μειώνονται από 156.9 W σε 114.6 W όταν η πίεση συμπύκνωσης μεταβάλλεται από 3.1 MPa έως 3.5 MPa όπως φαίνεται στο Σχ.3.14. Επίσης καθώς η πίεση συμπύκνωσης αυξάνεται, αυξάνεται και ο ρυθμός ροής της μάζας και η ογκομετρική απόδοση μειώνεται από 54.6% στο 37.2% όπως φαίνεται στο Σχ.3.15. Επιπλέον η ψυκτική ικανότητα αυξήθηκε από 6.75 σε 9.38 kW (σχήμα 3.16) καθώς και η ισχύς ανάκτησης από τα 100w στα 180w και το COP βελτιώθηκε από 2.65 σε 3.46.

Επίδραση της υπόψυξης στην απόδοση

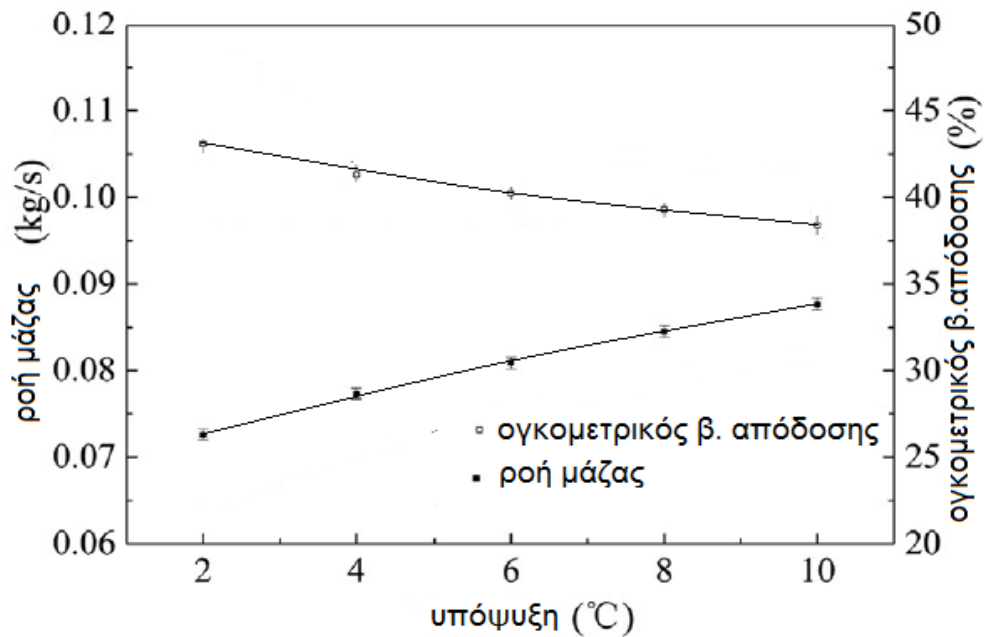
Η υπόψυξη είναι μια σημαντική παράμετρος του ψυκτικού συστήματος. Σε σύστημα ψύξης με εκτονωτική βαλβίδα, η αυξημένη υπόψυξη είναι ωφέλιμη για την λειτουργία του συστήματος, επειδή αυξάνεται η ψυκτική ικανότητα.

Ωστόσο, η αύξηση της υπόψυξης δεν είναι επιθυμητή για την απόδοση του συστήματος με εκτονωτή. Διότι η απώλεια πίεσης του ψυκτικού είναι μεγαλύτερη με την αύξηση της υπόψυξης όπως αποδεικνύεται στο σχ. 3.8. Η διαδικασία (5-6) ήταν στην υγρή περιοχή άρα δεν λαμβάνεται υπόψη. Ως εκ τούτου, αυτή η μεταβολή (5-6) ονομάζεται απώλεια πίεσης και η ανάκτηση ισχύος ξεκινάει (6-7) του σχ. 3.8.

Το σχ. 3.18 δείχνει την μεταβολή της ενέργειας ανάκτησης, των απωλειών και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης συναρτήσει της υπόψυξης. Με την αύξηση της υπόψυξης από 2°C έως 10°C, η ενέργεια ανάκτησης μειώθηκε από 199.7W σε 130.1W, καθώς και η ισεντροπική απόδοση από 42.8% σε 23.1%. Σύμφωνα με το σχ.3.18 οι απώλειες τριβής αυξήθηκαν από 115W σε 135.5W. Επίσης ο ρυθμός ροής της μάζας αυξήθηκε με την υπόψυξη. Στο σχ. 3.19 με υπόψυξη που κυμαίνεται από 2°C έως 10°C, ο ρυθμός ροής μάζας αυξήθηκε από 0.0726 έως 0.0877 kg/s και η ογκομετρική απόδοση μειώθηκε από 43.1% σε 38.4%. Επιπλέον λόγω της αύξησης της υπόψυξης, η ψυκτική ικανότητα αυξήθηκε καθώς και το COP. Όπως φαίνεται στο σχήμα 3.17, το COP βελτιώθηκε από 3.35 έως 3.60 και η ψυκτική ισχύς αυξάνεται από 7.70 kW έως 9.18 kW με αύξηση της υπόψυξης από 2°C έως 10°C.



Σχήμα 3.18: Μεταβολή της ενέργειας ανάκτησης, των απωλειών και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης με την υπόψυξη[38].



Σχήμα 3.19 : Μεταβολή της ροής μάζας και του ογκομετρικού βαθμού απόδοσης με την υπόψυξη[38].

Συμπέρασμα

Σε αυτή την εργασία εγκαταστάθηκε ένας περιστροφικός εκτονωτής για να αντικαταστήσει την εκτονωτική βαλβίδα μιας αντλίας θερμότητας με ψυκτικό μέσω R-410A με σκοπό την ανάκτηση ενέργειας. Βάση των πειραματικών αποτελεσμάτων μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η καμπύλη ανάκτησης της ισχύος και η ισεντροπική απόδοση εμφάνισαν μέγιστο με την ταχύτητα περιστροφής. Η μέγιστη τιμή της ανακτώμενης ισχύος είναι 177.5 W ενώ της ισεντροπικής απόδοσης 32.7%, όταν η περιστροφική ταχύτητα είναι 1200 r / min. Η επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης και της υπόψυξης έδειξαν ότι η αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης και της μείωσης της υπόψυξης αύξαναν το ποσό της ανακτώμενης ενέργειας. Τα πειραματικά αποτελέσματα επίσης έδειξαν ότι η ψυκτική ικανότητα αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης ή της υπόψυξης και το ίδιο έκανε και το COP. Υπό τις συνθήκες δοκιμής, η μέγιστη ψυκτική ικανότητα αυξήθηκε κατά 2.02% με την αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης και κατά 2.66% με την υπόψυξη. Εάν η ανακτώμενη ισχύς χρησιμοποιηθεί για την αντιστάθμιση της ισχύος εισόδου του συμπιεστή τότε η τιμή του COP θα κυμανθεί από 9.00% έως 11.0%, αντίστοιχα.

3.3 Εφαρμογή με παλινδρομικό εκτονωτή

Η εφαρμογή που περιγράφεται πραγματοποιήθηκε από το Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας στα πλαίσια του Ευρωπαϊκού προγράμματος "EXP-Heat" και αφορά μια αντλία θερμότητας με ψυκτικό μέσο R-134a[39].

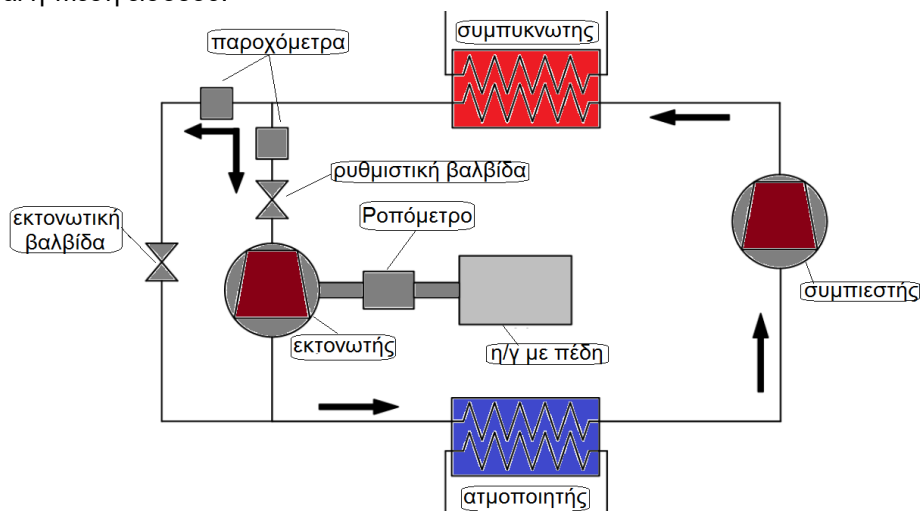
Γενικά

Σκοπός του προγράμματος είναι ο προσδιορισμός του ενεργειακού δυναμικού που μπορεί να ανακτηθεί αντικαθιστώντας την στραγγαλιστική βαλβίδα σε ένα κύκλο μηχανικής συμπίεσης ατμού με έναν εκτονωτή. Έτσι στην παρούσα μελέτη χρησιμοποιήθηκαν τιμές από πειραματικές μετρήσεις που έγιναν σε αντλίες θερμότητας νερού-νερού με θ-κύλινδρο εμβολοφόρο εκτονωτή ο οποίος αντικατέστησε την εκτονωτική βαλβίδα. Αρχικά γίνεται μια συνοπτική παρουσίαση της εγκατάστασης και του τρόπου λειτουργίας της. Έπειτα περιγράφεται η διαδικασία που ακολουθήθηκε για να προκύψουν οι τιμές των λειτουργικών παραμέτρων.

Περιγραφή Πειραματικής Εγκατάστασης

Η διάταξη αποτελείται από τον εκτονωτή, τον άξονα μετάδοσης που συνδέεται με ένα ροτόμετρο ένα αισθητήρα στροφών και ένα κινητήρα/πέδη. Κατά τη διάρκεια των δοκιμών ο εκτονωτής συνδέεται παράλληλα με την στραγγαλιστική βαλβίδα (throttling valve) όπως φαίνεται στο Σχήμα 3.20. Η βαλβίδα παραμένει ανοικτή μόνο κατά τη διαδικασία της εκκίνησης, όσο η ταχύτητα περιστροφής και η παροχή μάζας είναι αρκετά χαμηλά. Σε τέτοιες συνθήκες επιβάλλεται το άνοιγμα της βαλβίδας για να αποτραπεί η αύξηση πίεσης στο κύκλωμα. Μια βελονοειδής βαλβίδα (needle valve) χρησιμοποιήθηκε πριν τον εκτονωτή, με σκοπό να ρυθμίζονται οι συνθήκες εισόδου του εργαζόμενου μέσου. Δυο παροχόμετρα τύπου Coriolis χρησιμοποιήθηκαν για την μέτρηση της παροχής μάζας του ψυκτικού στον εκτονωτή και στην εκτονωτική βαλβίδα.

Η ρύθμιση των θερμοδυναμικών συνθηκών του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή (θερμοκρασία και πίεση) γίνεται με την ρύθμιση της παροχής μάζας του ψυκτικού υγρού του συμπυκνωτή (water-glycol mixture). Όσο αυξάνεται η παροχή μάζας του ψυκτικού τόσο μειώνεται η πίεση εισόδου.



Σχήμα 3.20: Μονογραμμικό σχέδιο της δοκιμαστικής διάταξης[39].

Ο εκτονωτής

Ο ακτινικός εμβολοφόρος κινητήρας G100 της ITALGROUP (σχήμα 3.21) επιλέχθηκε και τροποποιήθηκε, ώστε να γίνει κατάλληλος σαν εκτονωτής για χρήση με διφασικά μίγματα οργανικών ρευστών σε ένα κύκλο λειτουργίας της αντλίας θερμότητας. Η μηχανή έχει 9 κυλίνδρους, τοποθετημένους ακτινικά και κρατούνται σε επαφή με τον εξωτερικό δακτύλιο των ρουλεμάν μέσω των ελατηρίων που σπρώχνουν την κορυφή κάθε κυλίνδρου. Στο εσωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν έχει προσδεθεί ο εκκεντροφόρος άξονας.



Σχήμα 3.21. Ο 9-κύλινδρος εμβολοφόρος εκτονωτής[39].

Από την πλευρά της υψηλής πίεσης (συμπυκνωτής της αντλίας θερμότητας), το εργαζόμενο μέσο εισέρχεται μέσω του αγωγού.

Στο περίβλημα υπάρχουν 9 αγωγοί και καθένας συνδέεται στον αντίστοιχο κύλινδρο. Εσωτερικά του κυλίνδρου, το υπό πίεση ρευστό "πιέζει" και κινεί το εμβολο προς τα κάτω. Οι δυνάμεις των εμβόλων στον εξωτερικό δακτύλιο του ρουλεμάν διαδίδονται ακτινικά και λόγω του έκκεντρου μηχανισμού, παράγεται ροπή στον άξονα και κατά συνέπεια περιστρέφεται. Όταν ο κύλινδρος συνδέεται με την πλευρά χαμηλής πίεσης (ατμοποιητής της αντλίας θερμότητας), το ρευστό εξέρχεται από τον ίδιο αγωγό. Η διαδρομή του εμβόλου καθορίζεται από την εκκεντρότητα του εκκεντροφόρου άξονα.

Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του εκτονωτή, όπως χρησιμοποιήθηκε στο Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας για την διεξαγωγή πειραματικών μετρήσεων, παρουσιάζονται στον παρακάτω πίνακα.

Πίνακας 3.5 : Γεωμετρικά χαρακτηριστικά 9-κύλινδρου εμβολοφόρου εκτονωτή ITALGROUP

Παράμετρος	Περιγραφή	Μονάδα	
V0	Επιζήμιος-νεκρός όγκος (συμπεριλαμβανομένων των αγωγών εισόδου)	mm ³	4310
Vs	Συνολικός όγκος	mm ³	15620
V2	Όγκος όταν κλείνουν οι βαλβίδες εισαγωγής	mm ³	6168,5
V disc	Όγκος όταν ανοίγουν οι βαλβίδες εξαγωγής	mm ³	14590
V5	Όγκος όταν κλείνουν οι βαλβίδες εξαγωγής	mm ³	4310
Vh	Όγκος σύρωσης	mm ³	11310
fa	V5/Vs	-	0,395
fp	V2/Vs	-	0,276
C	V0/Vs	-	0,276

Εργαζόμενο μέσο

Σαν εργαζόμενο μέσο για τις δόκιμες του εκτονωτή επιλέχτηκε το R134a. Το R134a έχει κάποια αναμφίβολα πρακτικά πλεονεκτήματα όπως η ασφάλεια, το χαμηλό κόστος, η ευρεία διαθεσιμότητα, τα σχετικά χαμηλά επίπεδα πιέσεων συγκριτικά με τις θερμοκρασίες που απαιτούνται στα πλαίσια χρήσης μιας αντλίας θερμότητας. Έτσι, είναι εξέχουσας σημασίας να αξιολογηθεί η συμπεριφορά του εκτονωτή σε διαφορές συνθήκες. Ωστόσο, το R134a έχει κάποια προβλήματα που δεν επιτρέπουν στο σχεδιασμό του εκτονωτή την αισθητή βελτίωση του συνολικού COP μιας αντλίας θερμότητας:

1. Απαιτεί πολύ υψηλό λόγο ογκομετρικής εκτόνωσης, όταν απομονώνεται από κορεσμένο ή υπόψυκτο υγρό στην έξοδο του συμπυκνωτή της αντλίας θερμότητας (τυπικά περίπου 20-30 σε λειτουργία μεταξύ 40°C-60°C στον συμπυκνωτή και 0°C - 10°C στον ατμοποιητή). Ο ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης είναι γενικά κατά πολύ μεγαλύτερος από τον κατασκευαστικό λόγο εκτόνωσης που προσφέρεται στις εμπορικές εφαρμογές ογκομετρικών εκτονωτών (volumetric expanders). Για το λόγο αυτό, συχνά εργάζεται εκτός σημείου σχεδίασης (υπό- εκτόνωση). Στις ίδιες συνθήκες λειτουργίας το R410a θα απαιτούσε πολύ χαμηλότερο ογκομετρικό λόγο εκτόνωσης.
2. Προσφέρει πολύ καλή θερμοδυναμική απόδοση σε αντλίες θερμότητας και σε εφαρμογές ψύξης. Έτσι, η βελτίωση, μέσω της αντικατάστασης της στραγγαλιστικής βαλβίδας με εκτονωτή, είναι σχετικά οριακή, εκτός εάν μπορεί να επιτευχθεί πολύ υψηλός ισεντροπικός βαθμός απόδοσης, κάτι σχετικά δύσκολο όταν πρόκειται για εκτόνωση κορεσμένου υγρού.
3. Για παράδειγμα, σε εφαρμογές ψύξης με υπερκρίσιμες συνθήκες CO₂, είναι πολύ πιθανότερο να υπάρξει καλύτερη εκμετάλλευση της εκτόνωσης καθώς η πτώση πίεσης μεταξύ συμπυκνωτή και ατμοποιητή είναι κατά πολύ μεγαλύτερη.
4. Αποσύρεται σταδιακά από εφαρμογές σε ψύξη και σε αντλίες θερμότητας, λόγω του υψηλού δυναμικού θερμοκηπίου (Global- warming potential-GWP) και αντικαθίσταται από το R410a και το R407c.

Συνθήκες λειτουργίας

Οι δοκιμές διεξήχθησαν σε τρεις διαφορετικές ονομαστικές θερμοκρασίες λειτουργίας σε συμπυκνωτή / ατμοποιητή, οι οποίες είναι αντιπροσωπευτικές των διαγραμμάτων λειτουργίας σε εμπορικές αντλίες θερμότητας (Πίνακας 3.6).

Πίνακας 3.6: Συνθήκες λειτουργίας πειραματικής διάταξης

a/a	θερ/σια συμπύκνωσης [°C]	πίεση συμπύκνωσης [bar]	θερ/σια ατμοποίησης [°C]	πίεση ατμοποίησης [bar]
1	40	10.2	-4.3	2,5
2	50	13.2	3.3	3,3
3	60	16,8	9.6	4,1

Οι βασικές συνθήκες και οι μετρήσεις στη σειρά δοκιμών έγιναν με κορεσμένο υγρό στην είσοδο εκτονωτή (δηλαδή ποιότητα $x = 0$), η οποία είναι η θεωρητική αφετηρία αναφοράς της εκτόνωσης / στραγγαλισμού (ελαφρώς υπόψυκτο υγρό εξέρχεται από τον συμπυκνωτή). Για να διερευνηθεί η συμπεριφορά και οι επιδόσεις του εκτονωτή σε ένα ευρύ φάσμα των κορεσμένων καταστάσεων, διεξήχθησαν δοκιμές με χαμηλή έως μέση - υψηλή ποιότητα εισαγωγής. Επιπλέον, οι δοκιμές σε ποιότητα εισόδου μεγαλύτερης από 0 χρησίμευσαν για την αξιολόγηση των δυνατοτήτων βελτίωσης των επιδόσεων

Οι συνθήκες χαμηλότερης ποιότητας στην είσοδο του εκτονωτή (στο εύρος 0-0.3) ελέγχονται και εναλλάσσονται μέσω μιας βαλβίδας στραγγαλισμού εγκατεστημένης ανάντι της εισόδου του εκτονωτή. Η πίεση λειτουργίας του συμπυκνωτή αυξάνεται πάνω από την ονομαστική τιμή της δοκιμής, στη συνέχεια, το κορεσμένο (ή ελαφρώς υπόψυκτο) υγρό που βγαίνει από το συμπυκνωτή στραγγαλίζεται για να εισαχθεί τον εκτονωτή με την επιθυμητή ποιότητα και πίεση. Προφανώς, αυτός ο τρόπος για τον έλεγχο της ποιότητας εισόδου στο διαστολέα είναι ακριβής, αλλά άνω-φραγμένη (0.2 – 0.3), σε υψηλότερες ονομαστικές πιέσεις συμπυκνωτή) από τη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση του κυκλώματος δοκιμής, η οποία είναι επί του παρόντος περίπου 28 bar.

Οι δοκιμές σε ποιότητα ανώτερη από 0.3 έγιναν σε πλήρως ανοικτή βαλβίδα στραγγαλισμού από την προοδευτική μείωση της ποσότητας του υγρού στο εσωτερικό του βρόχου. Με τον τρόπο αυτό, δεδομένης της θέσης της εξόδου συμπυκνωτή, το ρευστό εισέρχεται στον εκτονωτή σε υψηλότερη ποιότητα. Η ποιότητα του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή μετρήθηκε από τον μετρητή ροής Coriolis, ο οποίος είναι σε θέση να μετρήσει την πυκνότητα του ρευστού. Ωστόσο, δεδομένης της διαμόρφωσης της βαλβίδας στραγγαλισμού, η ποιότητα μπορεί να ποικίλει στο εύρος 0 – 0.3.

Πειραματικά σημεία λειτουργίας

Με βάση λοιπόν, τις συνθήκες υπό τις οποίες τέθηκε σε λειτουργία η πειραματική διάταξη προέκυψαν οι τιμές όπως καταγράφηκαν από τα αντίστοιχους μετρητικούς μηχανισμούς. Στον Πίνακα 3.7 καθώς και στον Πίνακα 3.8 παρουσιάζονται συνοπτικά οι μετρήσεις που πραγματοποιήθηκαν για 50°C και 60°C, συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής για ποιότητα του μίγματος κατά την είσοδο $x=0$, $x=0.1$, $x=0.3$ και $x=0.8$.

Με βάση λοιπόν τις πειραματικές τιμές όπως φαίνονται χρησιμοποιήθηκαν αρκετά σημεία για μικρή ποιότητα εισαγωγής, όπως και ήταν το ζητούμενο, ώστε να διαπιστωθεί η απόδοση του εκτονωτή όταν εισάγεται σε αυτόν κορεσμένο υγρό ή μικρής ποιότητας διφασικό μίγμα.

Από τις χαμηλές τιμές του παραγόμενου στον άξονα έργου $W_{sh,exp}$ αντιλαμβάνεται κανείς την αιτία που ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης είναι χαμηλός. Μεγάλο μέρος της ευθύνης για το γεγονός, πως το παραγόμενο έργο στον άξονα είναι σημαντικά χαμηλότερο από το αναμενόμενο, έχει ο πολύ χαμηλός μηχανικός βαθμός απόδοσης.

Έτσι κατά την διαδικασία της μοντελοποίησης οι μηχανικές απώλειες δεν περιλήφθηκαν στον συνολικό υπολογισμό. Αντ' αυτού ο μηχανικός βαθμός απόδοσης δόθηκε ως είσοδος στο μοντέλο καθώς οι υποθέσεις για την συμπεριφορά των απωλειών όπως αναπτύχθηκαν στο προηγούμενο κεφάλαιο δεν επαρκούν για να καλύψουν τόσο μεγάλες απώλειες που οφείλονται τόσο σε δυνάμεις τριβών λόγω της εσφαλμένης επιλογής ρουλεμάν, αλλά και στην αυξημένη μέση ενδυκνύμενη πίεση του κυλίνδρου καθώς και στην απώλεια παροχής μάζας όπως κατέληξαν οι ερευνητές από το Πανεπιστήμιο της Φλωρεντίας.

Αποτελέσματα και σχολιασμός

Τα αποτελέσματα των μετρήσεων που προέκυψαν από την πειραματική διαδικασία παρουσιάζονται σχηματικά στους παρακάτω Πίνακες 3.7, 3.8 και 3.9

Πίνακας 3.7 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T=40^{\circ}\text{C}$

T_{cond} [C]	M [kg/h]	Vel. [rpm]	T_1 [C]	p_1 [bar]	x_1	T_2 [C]	p_2 [bar]	P_{eva} [bar]	x_2	u_2 [m ³ /kg]	Torque e (Nm)	P_{meas} (W)
40	541,1	150	37,0	10,13	0	3,12	3,46	2,62	0,25	0,0156	1,74	27,33
40	517,3	200	36,6	10,04	0	2,09	3,36	2,53	0,26	0,0162	1,3	27,23
40	508,4	300	36,4	10,01	0	1,8	3,31	2,49	0,26	0,0165	0,63	19,79
40	512,7	410	36,4	10,01	0	1,92	3,33	2,51	0,26	0,0164	0,08	3,43
40	365,4	200	38,9	10,22	0,13	-2,55	3,18	2,20	0,38	0,0247	2	41,89
40	346,1	300	38,9	10,14	0,13	-3,63	3,05	2,11	0,38	0,0260	1,1	34,56
40	350,5	410	38,2	10,04	0,14	-3,38	3,09	2,14	0,39	0,0259	0,83	35,64
40	356,8	500	38,1	9,98	0,13	-3,05	3,12	2,17	0,38	0,0250	0,48	25,13
40	264,8	200	39,9	10,44	0,29	-4,5	2,93	2,15	0,52	0,0366	2,97	62,20
40	268,1	300	39,8	10,44	0,3	-4,3	2,99	2,17	0,53	0,0363	2,32	72,88
40	265,1	420	39,4	10,34	0,28	-4,4	2,98	2,17	0,51	0,0352	1,58	69,49
40	265	500	39,3	10,31	0,29	-4,29	3,00	2,19	0,52	0,0354	1,2	62,83
40	259,3	600	37,8	9,92	0,3	-4,8	2,94	2,14	0,52	0,0363	0,93	58,43
40	101,3	200	37,7	9,80	0,54	-14,6	1,76	1,25	0,76	0,0858	3,69	77,28
40	96,3	300	37,9	9,87	0,56	-13,7	1,85	0,13	0,77	0,0827	3,1	97,39
40	94,6	410	37,9	9,84	0,57	-13,3	1,90	1,33	0,77	0,0809	2,55	109,48
40	95,2	500	38,1	9,86	0,57	-13	1,89	0,13	0,77	0,0811	2,33	122,00
40	96,2	600	38,0	9,92	0,56	-13,1	1,90	1,34	0,76	0,0800	1,9	119,38
40	96,7	700	38,1	9,94	0,56	-13	1,90	1,34	0,76	0,0801	1,6	117,29
40	96,7	900	38,1	9,95	0,56	-13,0	1,89	1,34	0,76	0,0808	1,12	105,56
40	112,3	405	38,0	9,91	0,63	-13,8	1,93	1,33	0,81	0,0841	3,6	152,68
40	113,8	600	37,8	9,79	0,64	-13,6	1,92	1,34	0,82	0,0853	2,45	153,94
40	110,8	700	37,7	9,81	0,63	-13,7	1,92	1,33	0,81	0,0842	2,24	164,20
40	108,3	900	37,7	9,74	0,63	-13,9	1,87	1,32	0,81	0,0868	1,53	144,20
40	107,1	1200	37,9	9,78	0,62	-13,9	1,90	1,32	0,81	0,0854	0,75	94,25

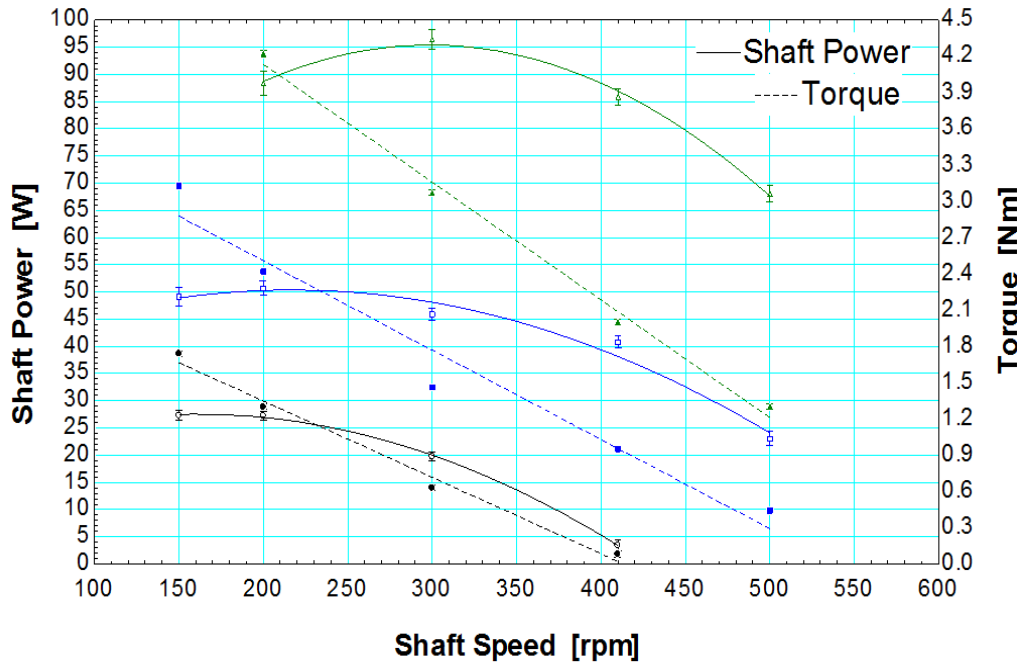
Πίνακας 3.8 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου T= 50°C

T _{cond} [C]	M [kg/h]	Vel. [rpm]	T ₁ [C]	p ₁ [bar]	x ₁	T ₂ [C]	p ₂ [bar]	P _{eva} [bar]	x ₂	u ₂ [m ³ /kg]	Torque (Nm)	P _{meas} (W)
50	736,4	150	48,0	13,42	0	12,1	4,63	3,47	0,29	0,013	3,13	49,17
50	735,4	200	48,1	13,47	0	12,2	4,66	3,47	0,29	0,013	2,42	50,68
50	715,3	300	48,0	13,46	0	11,6	4,53	3,38	0,29	0,014	1,46	45,87
50	663,2	410	47,9	13,60	0	9,32	4,30	3,21	0,31	0,015	0,95	40,79
50	650,7	500	47,6	13,52	0	9,10	4,22	3,15	0,31	0,016	0,44	23,04
50	461,7	150	47,9	12,93	0,14	4,18	3,57	2,74	0,43	0,025	4,08	64,09
50	486	200	48,7	13,12	0,13	5,3	3,69	2,83	0,42	0,024	3,43	71,84
50	484,4	300	48,5	13,18	0,13	5,23	3,70	2,82	0,42	0,024	2,23	70,06
50	476,3	420	48,7	13,24	0,13	4,98	3,66	2,80	0,43	0,024	1,52	66,85
50	428,8	500	48,6	13,19	0,13	2,65	3,38	2,60	0,44	0,027	1,25	65,45
50	431,6	600	48,6	13,22	0,13	2,84	3,40	2,62	0,44	0,027	0,8	50,27
50	431	700	48,4	13,04	0,13	2,74	3,40	2,61	0,43	0,026	0,45	32,99
50	362,8	150	50,1	13,00	0,27	1,78	3,25	2,62	0,55	0,035	4,61	72,41
50	381,8	200	47,9	12,97	0,27	2,40	3,32	2,68	0,54	0,034	3,87	81,05
50	385	300	48,1	13,05	0,27	3,05	3,43	2,74	0,54	0,032	3,31	103,99
50	394,9	420	48,1	13,05	0,27	3,06	3,40	2,74	0,54	0,033	2,34	102,92
50	387,7	505	48,6	13,42	0,26	3,00	3,42	2,73	0,54	0,033	1,88	99,42
50	343,2	600	49,0	13,15	0,28	0,78	3,15	2,53	0,56	0,037	1,55	97,39
50	342,2	750	48,5	13,02	0,28	0,90	3,14	2,53	0,56	0,037	1,04	81,68
50	342,9	900	48,4	13,01	0,28	0,94	3,15	2,54	0,56	0,036	0,83	78,23
50	342,3	1100	48,4	12,99	0,28	0,94	3,13	2,54	0,56	0,037	0,44	50,68
50	140	300	49,1	13,46	0,58	3,70	2,72	1,95	0,80	0,059	4,45	139,80
50	155,1	410	49,3	13,56	0,6	2,85	2,80	2,01	0,81	0,059	3,8	163,15
50	159,2	500	49,4	13,58	0,61	2,73	2,82	2,01	0,82	0,059	3,19	167,03
50	155,6	600	49,4	13,59	0,61	2,95	2,80	2,00	0,82	0,059	2,73	171,53
50	146,7	700	49,4	13,61	0,6	3,26	2,76	1,98	0,81	0,060	1,93	141,48
50	140,4	900	49,7	13,66	0,58	3,76	2,71	1,95	0,80	0,060	1,25	117,81
50	203,1	415	48,5	13,13	0,76	7,13	2,43	1,72	0,94	0,078	4,94	214,69
50	217,3	500	48,5	13,09	0,77	6,30	2,51	1,77	0,94	0,076	4,7	246,09
50	228,5	600	48,7	13,18	0,78	5,80	2,54	1,80	0,95	0,075	4,65	292,17
50	226,7	700	48,8	13,19	0,78	5,80	2,53	1,80	0,94	0,075	4,45	326,20
50	212	900	48,9	13,24	0,77	6,30	2,48	1,76	0,94	0,076	3,35	315,73
50	201,1	1200	48,9	13,24	0,76	6,80	2,44	1,74	0,93	0,077	2,26	284,00

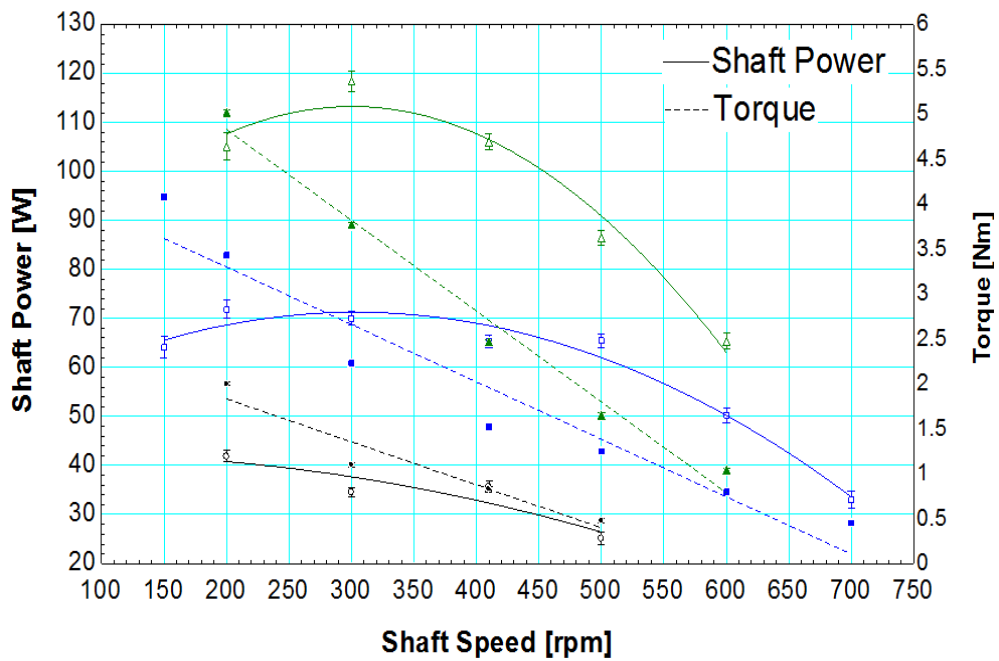
Πίνακας 3.9 : Τιμές πειραματικών μετρήσεων για θερμοκρασία εισόδου $T = 60^{\circ}\text{C}$

T_{cond} [C]	M [kg/h]	Vel. [rpm]	T_1 [C]	p_1 [bar]	x_1	T_2 [C]	p_2 [bar]	P_{eva} [bar]	x_2	u_2 [m ³ /kg]	Torque [Nm]	P_{meas} [W]
60	928,1	200	57,7	17,05	0	19,4	5,87	4,34	0,33	0,012	4,22	88,38
60	853,5	410	57,0	16,98	0	17,5	5,75	0,00	0,33	0,013	2,00	85,87
60	836,7	500	57,0	16,82	0	17,2	5,53	4,10	0,34	0,013	1,30	68,07
60	649,8	200	57,7	17,05	0,11	13,8	5,54	4,08	0,42	0,017	5,02	105,1
60	648	300	57,7	16,60	0,1	13,6	5,21	3,70	0,42	0,017	3,77	118,4
60	622,3	410	57,8	16,63	0,1	12,7	5,20	3,69	0,42	0,018	2,47	106,1
60	618	500	57,8	16,63	0,1	12,4	5,04	3,58	0,42	0,018	1,65	86,4
60	615,3	600	57,9	16,67	0,1	12,3	5,01	3,55	0,43	0,018	1,04	65,4
60	528,4	300	57,7	16,74	0,24	10,4	4,32	3,36	0,54	0,026	4,70	147,7
60	522,3	410	57,9	16,51	0,23	9,9	4,35	3,39	0,54	0,026	3,53	151,6
60	499,9	500	57,7	16,60	0,23	8,7	4,32	3,36	0,54	0,027	2,67	139,8
60	507,9	600	57,6	16,41	0,22	9,0	4,18	3,22	0,54	0,027	1,97	123,8
60	501,6	750	58,2	16,47	0,22	9,0	4,18	3,26	0,54	0,027	1,21	95,0
60	202,5	300	57,5	16,71	0,56	4,4	4,17	3,24	0,79	0,045	6,00	188,5
60	221,4	410	57,6	16,72	0,56	5,2	3,62	2,60	0,79	0,044	5,25	225,4
60	217,1	500	57,6	16,69	0,55	5,1	3,71	2,67	0,78	0,043	4,60	240,9
60	207,7	600	57,3	16,70	0,56	4,7	3,70	2,66	0,79	0,044	3,82	240,0
60	203,6	700	57,5	16,64	0,56	4,4	3,66	2,63	0,79	0,044	3,10	227,2
60	193,9	900	57,4	16,69	0,55	4,1	3,64	2,61	0,79	0,045	2,00	188,5
60	233,9	300	58,0	16,72	0,77	-1,1	3,57	2,58	0,96	0,065	6,65	208,9
60	270,7	415	58,0	16,56	0,79	0,3	2,98	2,16	0,97	0,063	6,25	271,6
60	294,9	500	58,2	16,56	0,81	1,3	3,15	2,26	0,98	0,062	5,95	311,5
60	314,3	600	58,1	16,61	0,82	2,0	3,24	2,32	0,98	0,060	5,59	351,2
60	322,3	700	58,1	16,62	0,82	2,3	3,32	2,36	0,98	0,060	5,25	384,9
60	302,7	900	58,1	16,59	0,81	1,5	3,35	2,38	0,97	0,061	4,28	403,4
60	293,2	1000	58,2	16,63	0,81	1,1	3,26	2,33	0,98	0,062	3,70	387,5
60	272,5	1200	58,3	16,62	0,8	0,3	3,21	2,31	0,97	0,063	2,85	358,1
60	259,3	1400	58,2	16,68	0,79	-0,1	3,15	2,26	0,97	0,064	2,19	321,1

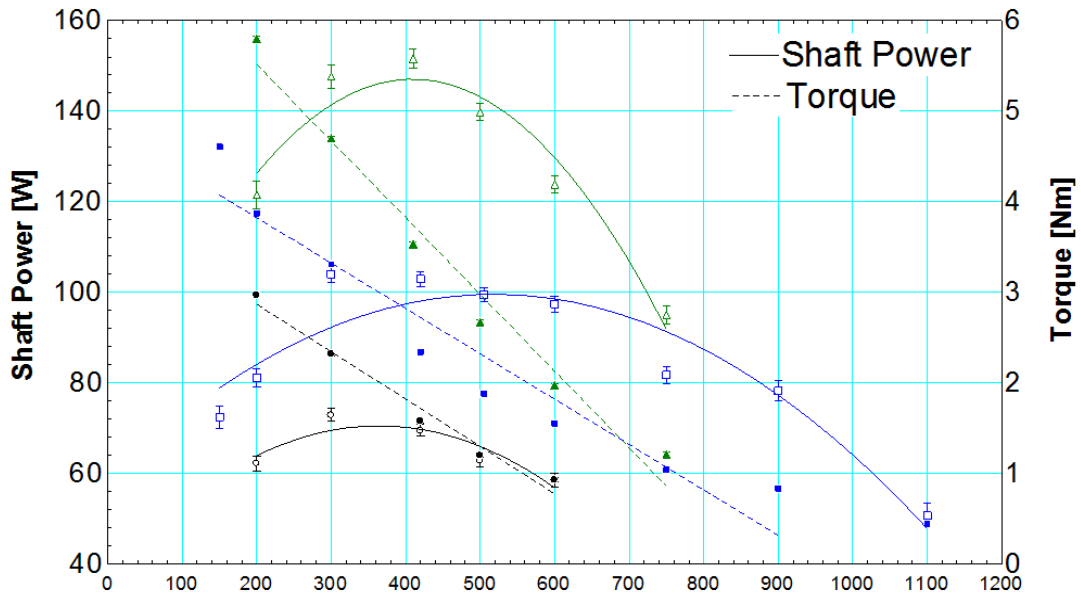
Στα παρακάτω διαγράμματα παρατηρούμε την επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης και της ποιότητας του συστήματος στην ωφέλιμη ισχύ και στη ροπή συναρτήσεσι του αριθμού των στροφών.



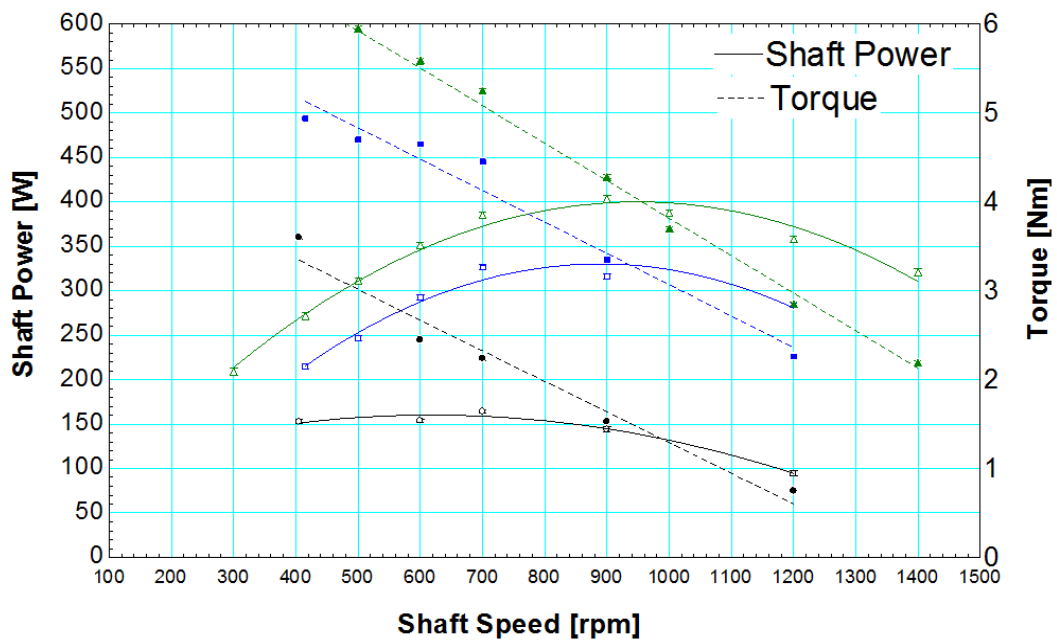
Σχήμα 3.22α : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή συναρτήσεσι του αριθμού στροφών για $x_1=0$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη)[39].



Σχήμα 3.22β : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή συναρτήσεσι του αριθμού στροφών για $x_1=0.1$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη)[39].

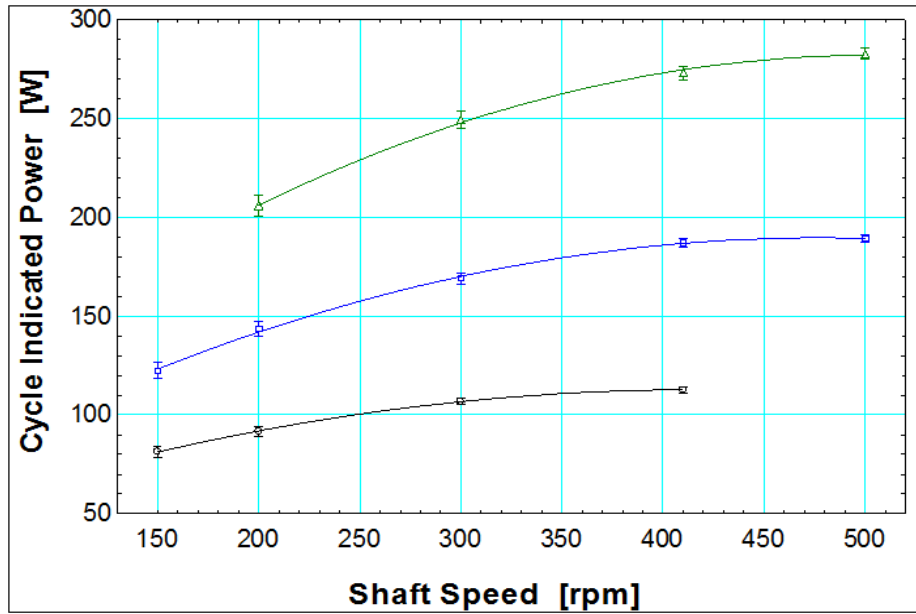


Σχήμα 3.23 : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.3$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

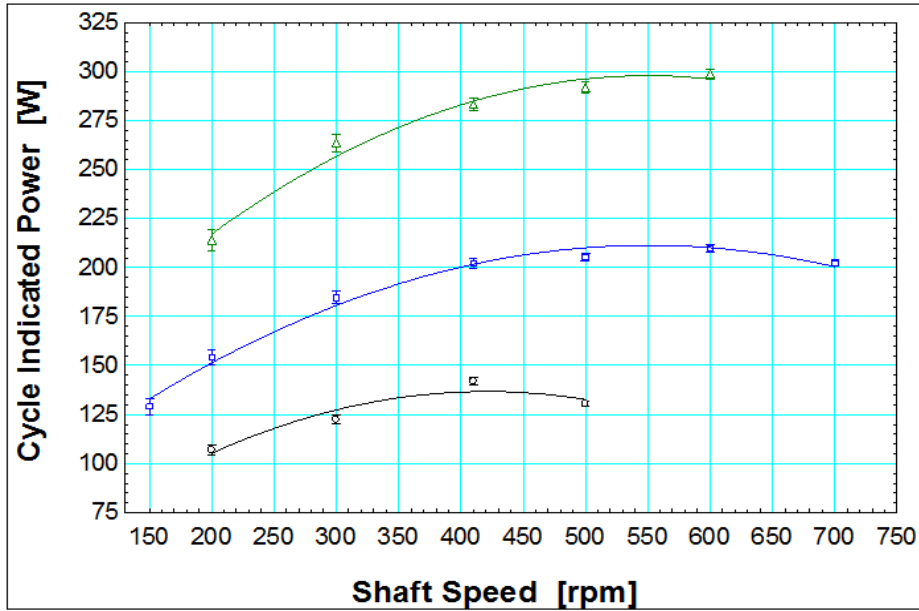


Σχήμα 3.24 : Ωφέλιμη ισχύς-ροπή συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.8$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

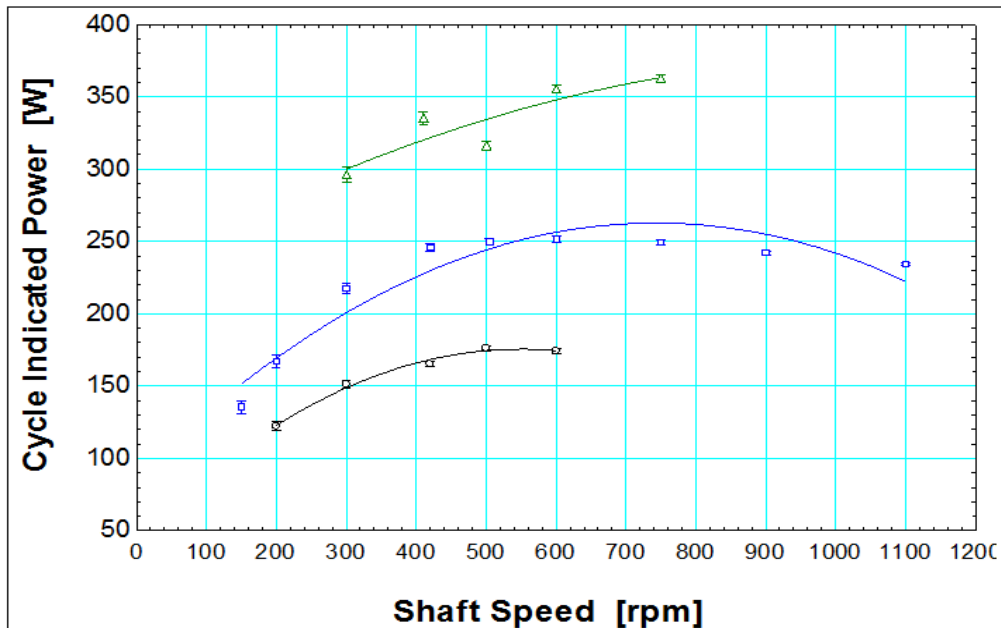
Στα παρακάτω διαγράμματα παρατηρούμε την επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης και της ποιότητας του συστήματος στην ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσει του αριθμού των στροφών .



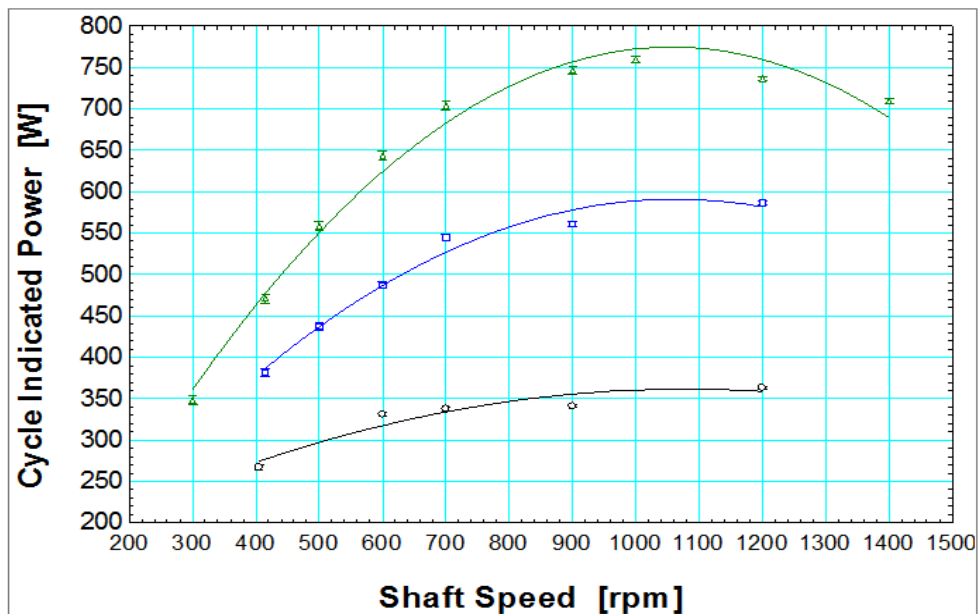
Σχήμα 3.25 : Ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].



Σχήμα 3.26 : Ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.1$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

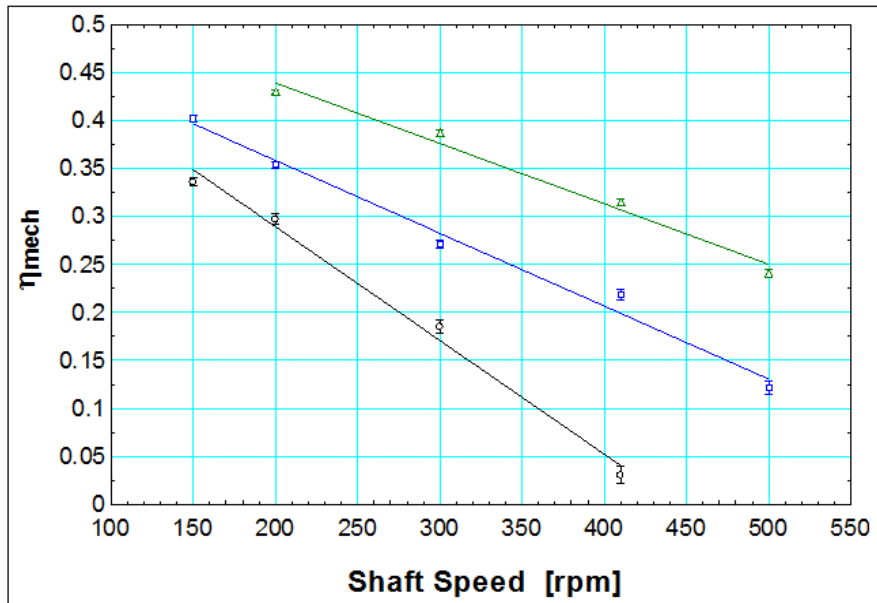


Σχήμα 3.27: Ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσεσι του αριθμού στροφών για $x_1=0.3$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

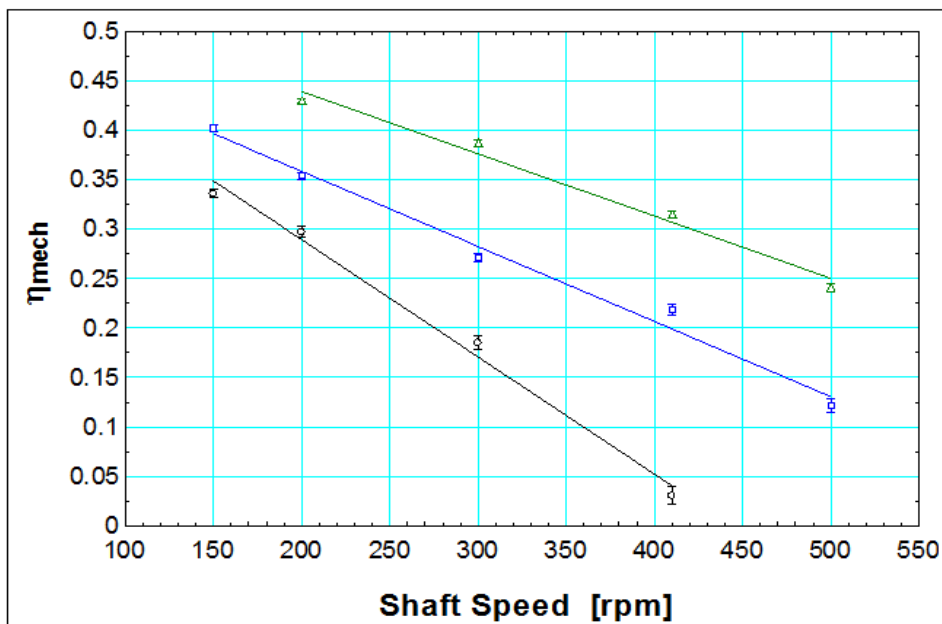


Σχήμα 3.28: Ενδεικνύμενη ισχύς συναρτήσεσι του αριθμού στροφών για $x_1=0.8$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

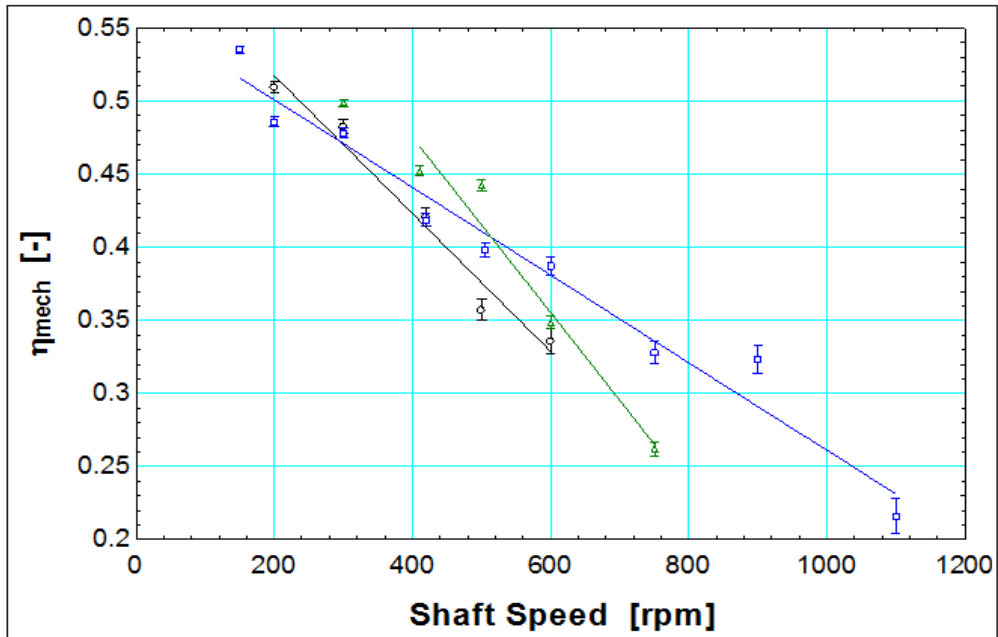
Στα παρακάτω διαγράμματα παρατηρούμε την επίδραση της πίεσης συμπίκνωσης και της ποιότητας του συστήματος στο μηχανικό βαθμό απόδοσης συναρτήσεσι του αριθμού των στροφών .



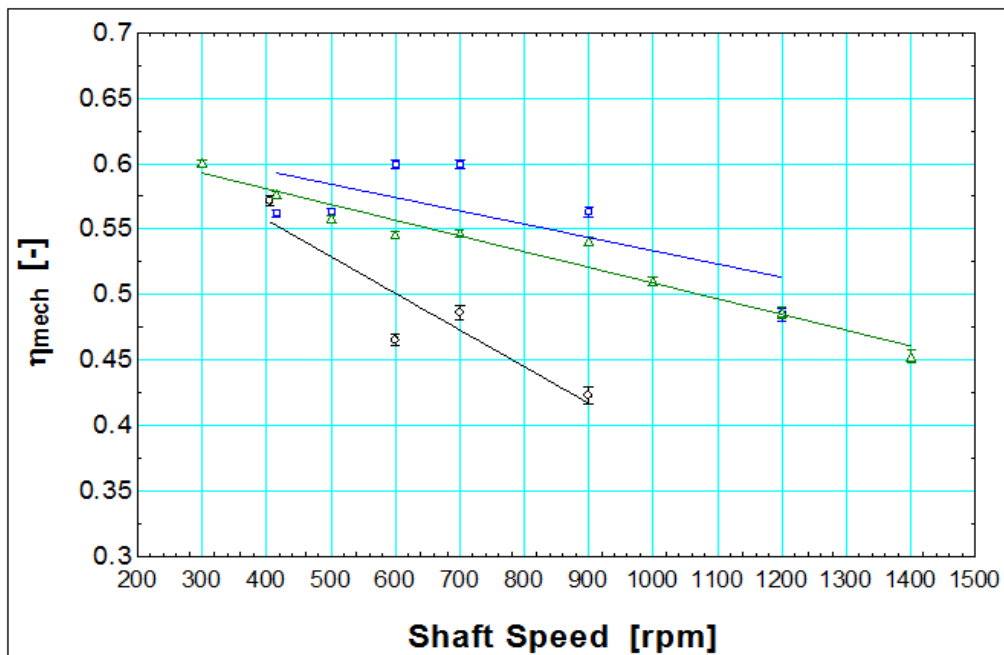
Σχήμα 3.29: Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].



Σχήμα 3.30 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.1$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].



Σχήμα 3.31: Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.3$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη)[39].



Σχήμα 3.32 : Μηχανικός βαθμός απόδοσης συναρτήσει του αριθμού στροφών για $x_1=0.8$ (T_c : 60°C πράσινη, 50°C μπλε, 40°C μαύρη) [39].

Σχόλια και συμπεράσματα

Η συμπεριφορά της ροπής και της ισχύς εξόδου του εκτονωτή παρουσιάζεται στα σχήματα 3.21 έως 3.24. Παρατηρούμε ότι η ροπή μειώνεται με την αύξηση των rpm ενώ η ωφέλιμη ισχύς, αρχικά αυξάνεται και στη συνέχεια μειώνεται εμφανίζοντας έτσι μία μέγιστη τιμή κοντά στο μέσο του εύρους των στροφών. Επίσης παρατηρούμε ότι η ροπή και η ισχύς αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή και της ποιότητας του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή. Για παράδειγμα, στους 40°C στις 300 rpm, η ισχύς είναι περίπου 20W σε κορεσμένες συνθήκες, ενώ αυξάνει σε περίπου σε 80W με ποιότητα είσοδου 0.3.

Η συμπεριφορά της ενδεικνύμενης ισχύς του εκτονωτή παρουσιάζεται στα σχήματα 3.25 έως 3.28 και ισχύει ότι και στην ωφέλιμη ισχύς, μόνο που αυτή είναι μεγαλύτερη διότι δεν περιλαμβάνει τις μηχανικές απώλειες.

3.4 Εφαρμογή με ελικοειδή εκτονωτή

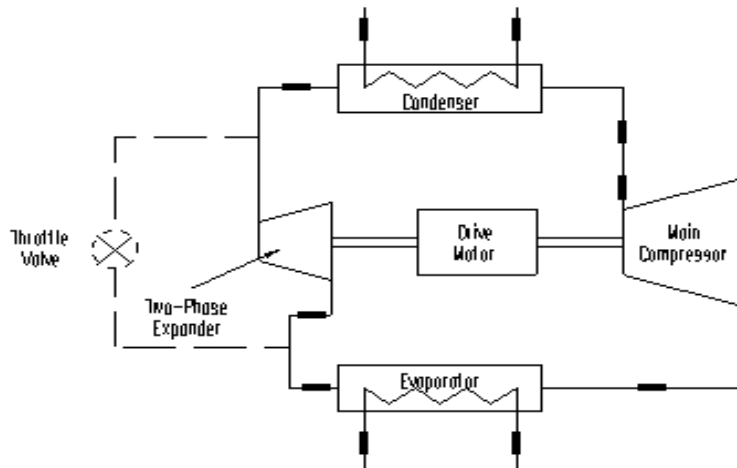
Η εφαρμογή που περιγράφεται έχει πραγματοποιηθεί από το City University του Λονδίνου και αφορά την προσομοίωση της λειτουργίας μεγάλου ψύκτη 500 ton με ψυκτικό μέσο R-134a σε πειραματική διάταξη[40].

Σκοπός

Έγινε μια έρευνα με σκοπό να προσδιοριστεί η δυνατότητα της χρήσης ενός ελικοειδή εκτονωτή αντί εκτονωτικής βαλβίδας σε ένα ψύκτη 500 ton. Ο στόχος είναι να επιτευχθεί συνολική απόδοση του εκτονωτή όχι μικρότερη από 70% διότι αυτό θα προκαλούσε αύξηση του COP περίπου κατά 7%.

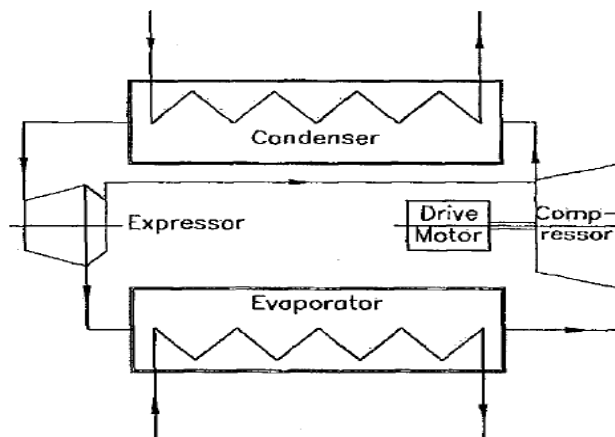
Γενικά

Το R-134a λόγω των σχετικά μεγάλων απωλειών στραγγαλισμού, όταν χρησιμοποιείται σε chiller έχει μικρότερο COP περίπου 6% σε σχέση με το R11. Αυτό το μειονέκτημα μπορεί να ξεπεραστεί σε μεγάλο βαθμό με την αντικατάσταση της εκτονωτικής βαλβίδας με έναν εκτονωτή, η έξοδος του οποίου μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μείωση της εισόδου του έργου του συμπιεστή. Η διάταξη της αυτό παρουσιάζεται στο Σχ. 3.33.



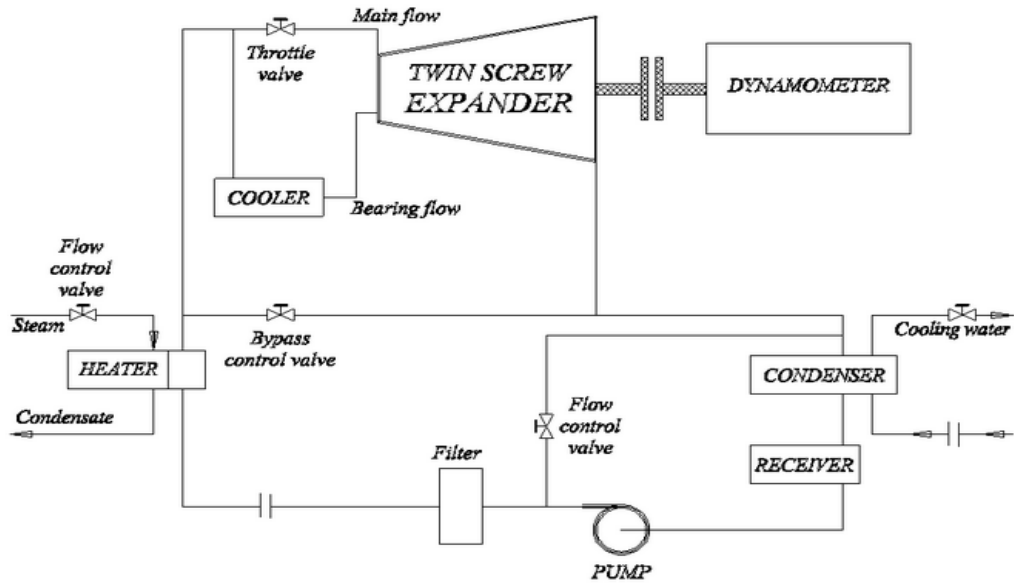
Σχήμα 3.33: Μονάδα chiller με εκτονωτή αντί βαλβίδα εκτόνωσης[40].

Έχουν προταθεί διάφοροι τρόποι για την εγκατάσταση του εκτονωτή στο σύστημα. Αυτοί περιλαμβάνουν α) σύζευξη του εκτονωτή κατευθείαν στον κύριο (κινητήριο) άξονα του συμπιεστή, β) σύζευξη του εκτονωτή με μία ηλεκτρική γεννήτρια γ) σύζευξη του εκτονωτή με ένα μικρό συμπιεστή ο οποίος θα επανασυμπίεζι μέρος του εκτονωμένου ατμού (σχήμα 3.34).



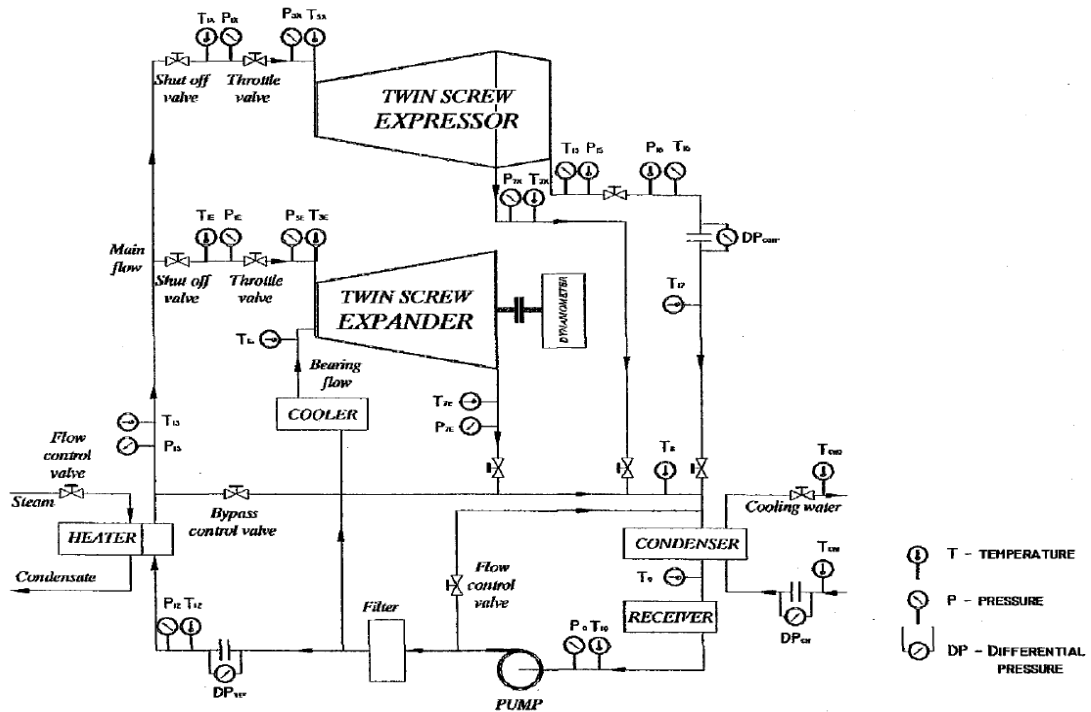
Σχήμα 3.34 : Μονάδα chiller με expessor αντί βαλβίδας εκτόνωσης[41].

Η πρώτη διάταξη απαιτεί ηλεκτρική γεννήτρια, ενώ οι δύο πρώτες απαιτούν μια βαλβίδα ολίσθησης που πρέπει να περιλαμβάνεται στον εκτονωτή, προκειμένου να διατηρηθεί η μεταβλητή ροή με σταθερή ταχύτητα. Η τρίτη περίπτωση, ορίζεται ως «expessor» από τους συγγραφείς και έχει τη δυνατότητα ρύθμισης σε οποιαδήποτε ταχύτητα, αλλά αποτελεί ουσιαστικά δύο μηχανήματα σε ένα περίβλημα. Η τελική απόφαση σχετικά με το ποιο είδος της εγκατάστασης είναι πιο κατάλληλο για σε μία μονάδα ψύκτη δεν έγινε. Ωστόσο κατασκευάστηκε μια αξιολογη διάταξη η οποία προσομοιώνει τη λειτουργία του εκτονωτή σε ψύκτη 500 ton και R-134a .



Σχήμα 3.35 : Πειραματική διάταξη λειτουργίας του εκτονωτή[40].

Αντίστοιχα εάν θέλαμε στην πειραματική μας διάταξη να συνδέσουμε ταυτόχρονα και expessor για να δούμε τη από τα δύο μας δίνει τελικά καλύτερα αποτελέσματα, τότε το πειραματικό μας κύκλωμα μετατρέπεται ως εξής :



Σχήμα 3.36 : Πειραματική διάταξη λειτουργίας με εκτονωτή και expessor[41].

Επεξήγηση πειραματικής διάταξης

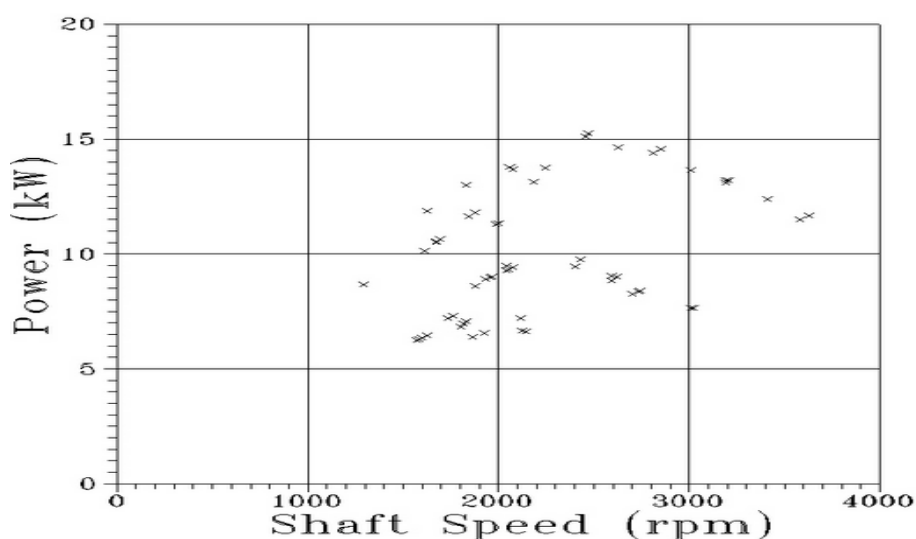
Το ψυκτικό διακινείται από μια αντλία τροφοδοσίας, θερμαίνεται χωρίς εξάτμιση, εκτονώνεται σε ρευστό δύο φάσεων και στη συνέχεια συμπυκνώνεται σε θερμοκρασία πάνω από την ατμοσφαιρική. Ένας παράλληλος κλάδος επιτρέπει στο υγρό να κυκλοφορεί παρακάμπτοντας τον εκτονωτή και αυτό χρησιμοποιείται για τη δημιουργία των απαιτούμενων συνθηκών θερμοκρασίας- πίεσης και ροής αλλά και ως προστασία σε περίπτωση βλάβης του εκτονωτή. Επίσης η χρήση υψηλού σημείου ζέσεως υγρού (R113) ουσιαστικά εξαλείφει την ανάγκη για τις μεγάλες εισόδους ισχύος που απαιτεί ένας συμπιεστής ατμού

Συνθήκες

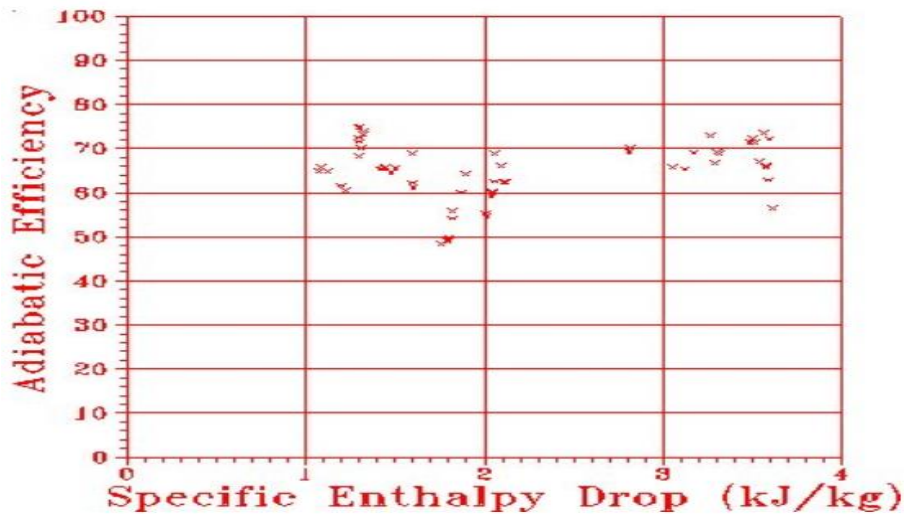
Μια βασική απαίτηση του πειραματικού προγράμματος ήταν να προσομοιώσουν όσο το δυνατόν καλύτερα την εκτόνωση R134a υπό τις συνθήκες σχεδιασμού του ψυκτικού συγκροτήματος. Μια δυσκολία είναι να διατηρηθεί η είσοδος και η έξοδος του εκτονωτή το ίδιο όπως σε ένα ψύκτη με R134a με ίση ποσότητα υπόψυξης. Για την επίτευξη αυτών χρησιμοποιήθηκε το R113 το οποίο εισέρχονται στον εκτονωτή σε μία πίεση 8,45 bar και θερμοκρασία 126 ° C. Επίσης με το R113, ο λόγος διαστολής του όγκου θα είναι τότε 20% μεγαλύτερος και η ροή μάζας 15% υψηλότερη από ότι με R134a. Η μεγαλύτερη ροή μάζας οφείλεται κυρίως λόγω της υψηλότερης πυκνότητας του R113. Επίσης η προσομοίωση της απόδοσης διεξήχθη με την υπόθεση κορεσμένου υγρού στην είσοδο του εκτονωτή. Επίσης η έξοδος ισχύος με R113 θα είναι περίπου 12% μεγαλύτερη και η αδιαβατική απόδοση περίπου 2% μικρότερη από ότι με R134a.

Αποτελέσματα δοκιμών και ερμηνεία τους

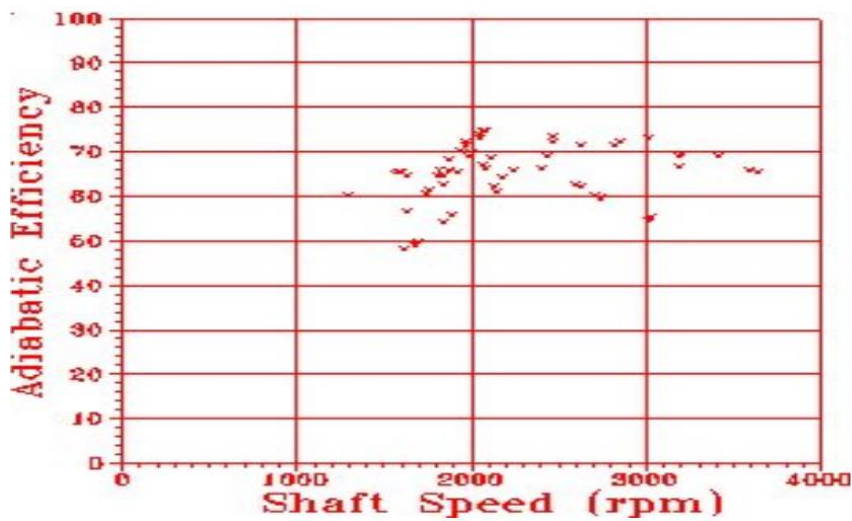
Κατά τη στιγμή της σύνταξης του παρόντος εγγράφου, τα αποτελέσματα των δοκιμών είναι ακόμα ατελής και φαίνεται να έχουν κάποιες ανωμαλίες σε υψηλότερες ταχύτητες ροής. Παρ' όλα αυτά, κάποια ένδειξη της απόδοσης του εκτονωτή δίνεται στα σχήματα 3.37 έως 3.39 στην οποία όλα τα σημεία που φαίνονται αντιστοιχούν στις συνθήκες δοκιμής. Στο σχ 3.38 η τετμημένη είναι η ενθαλπική πτώση και όχι η πτώση πίεσης. Αυτό έγινε για να δώσει μια καλύτερη εκτίμηση των πολύ μικρών αλλαγών ενθαλπίας που σχετίζεται με την εκτόνωση δύο φάσεων.



Σχήμα 3.37 : Ωφέλιμη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[40].



Σχήμα 3.38 : Αδιαβατική απόδοση συναρτήσει της ενθαλπικής πτώσης[40]



Σχήμα 3.39 : Αδιαβατική απόδοση συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[40].

Όπως μπορεί να φανεί από τα διαγράμματα, ένας σημαντικός αριθμός των σημείων δοκιμής ελήφθησαν σε αδιαβατική αποτελεσματικότητες πάνω από 70%. Αυτά ανήλθαν σε περίπου 28% του συνόλου. Οι αντίστοιχες μετρήσεις ροής μάζας ήταν 20-40% μικρότερες από εκείνες που προβλέπεται από την παραδοχή του κορεσμένου υγρού. Τα αποτελέσματα των δοκιμών της επέκτασης δύο φάσεων μέσω ενός εκτονωτή έδειξαν ότι σε σταθερή ροή, η υπόψυξη αύξησε τον ρυθμό ροής της. Μετά την ολοκλήρωση της κατασκευής του διαστολέα, εκτιμήσεις κόστους ελήφθησαν για την παρασκευή ενός τέτοιου μηχανήματος σε μικρές παρτίδες.

Συμπεράσματα

Το πειραματικό πρόγραμμα που περιγράφεται στην παρούσα έκθεση έχει δείξει ότι αν και δεν έχει ακόμη επιτευχθεί αξιόπιστη μοντελοποίηση της εκτόνωσης δύο φάσεων των υπόψυκτων υγρών, είναι δυνατό να παραχθούν κοχλιοειδής εκτονωτές απλού σχεδιασμού και χαμηλού κόστους κατασκευής με αδιαβατική αποτελεσματικότητα άνω του 70% και ωφέλιμης ισχύς της τάξης των 10-20 kw κατάλληλοι για χρήση σε μεγάλους ψύκτες αντικαθιστώντας την εκτονωτική βαλβίδα. Προκαταρκτικές μελέτες κόστους δείχνουν ότι η εξοικονόμηση ενέργειας που προκύπτει από την εγκατάστασή τους θα αποδώσει αποπληρωμή σε λιγότερο από ένα έτος.

3.5 Εφαρμογή με εκτονωτή δυναμικής ροής

Η εφαρμογή που περιγράφεται έχει πραγματοποιηθεί από το εργαστήριο αξιοποίησης ενέργειας του πανεπιστημίου Tianjin της Κίνας και αφορά μια αντλία θερμότητας με εκτονωτή δυναμικής ροής ακτινικού τύπου με ψυκτικό μέσο R-22[42].

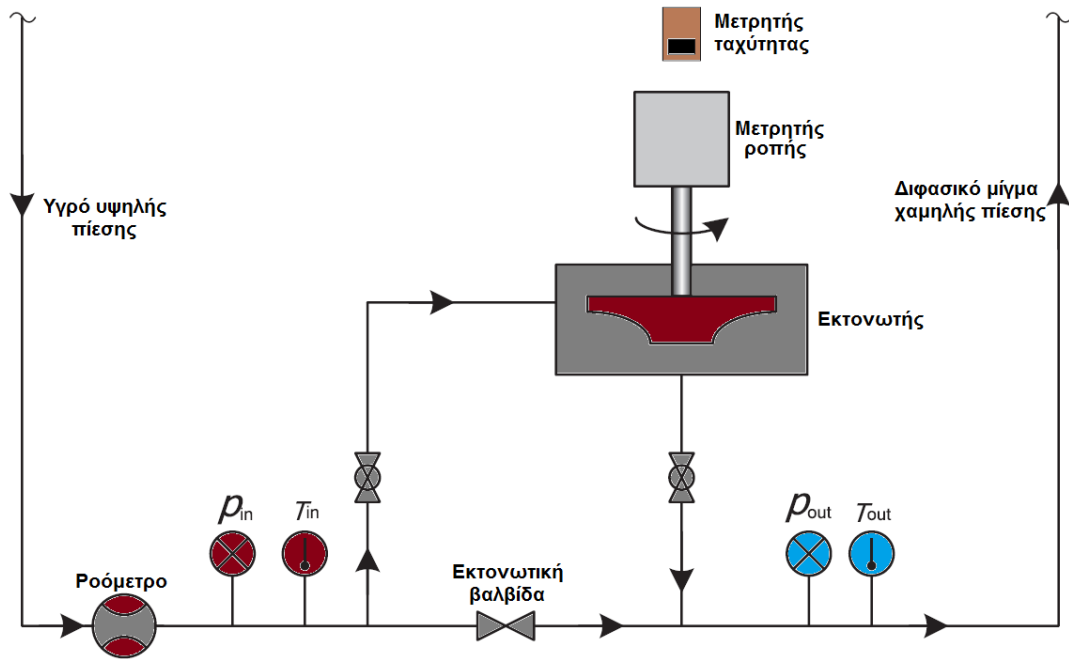
Γενικά

Υπάρχουν σχετικά λίγες διαθέσιμες μελέτες με εκτονωτές δυναμικής ροής σε αντλίες θερμότητας. Ο Tondell αρχικά διερεύνησε έναν ακτινικό εκτονωτή που παρουσίασε χαμηλή απόδοση κατά τη διάρκεια της δοκιμής. Στη συνέχεια οι Hays και Brasz ανέπτυξαν ένα αξονικό εκτονωτή για έναν ψύκτη ισχύος 1760 kw με φυγοκεντρικό συμπιεστή και ψυκτικό ρευστό R134a. Οι δοκιμές έδειξαν ότι η συνολική ισοεντροπική απόδοση αυτού του εκτονωτή ήταν μεταξύ του 50% και 55%. Επίσης ο Cho et al. παρουσίασε μια πειραματική έρευνα ενός μικρού αξονικού εκτονωτή με R134a και ψυκτικής ισχύος 32.7 kW. Η μέγιστη αποτελεσματικότητα που πέτυχε ήταν 15.8%. Ακόμα ο He et al ανέπτυξε έναν εκτονωτή τύπου Pelton ο οποίος παρουσίασε μέγιστη ισοεντροπική αποτελεσματικότητα 32.8% όταν δοκιμάστηκε με R410A.

Ωστόσο, η εφαρμογή του ακτινικού εκτονωτή δυναμικής ροής σε αντλίες θερμότητας συμπίεσης ατμών, δεν έχει ερευνηθεί καλά. Έτσι σε αυτό το έγγραφο, αναπτύχθηκε ένας πρωτότυπος ακτινικός εκτονωτής για να αντικαταστήσει τη βαλβίδα στραγγαλισμού σε υποκρίσιμη αντλία θερμότητας με σκοπό την ανάκτηση ενέργειας.

Πειραματική διάταξη

Με βάση την αρχή της ψύξης με συμπίεση ατμών, κατασκευάστηκε ένα δοκιμαστικό σύστημα για τη διερεύνηση του πρότυπου εκτονωτή. Όπως φαίνεται στο σχήμα 3.40, ο πρότυπος εκτονωτής τοποθετήθηκε παράλληλα με την εκτονωτική βαλβίδα.



Σχήμα 3.40 : Πειραματική διάταξη[42].

Το ψυκτικό ρευστό από τον συμπυκνωτή ρέει μέσω ενός ροόμετρου και στη συνέχεια εισέρχεται στον εκτονωτή. Το διφασικό μίγμα που εξέρχεται από τον εκτονωτή ρέει προς τον ατμοποιητή. Τόσο η πίεση όσο και η θερμοκρασία μετρούνται στην είσοδο και στην έξοδο του εκτονωτή, βάση των οποίων υπολογίζονται η ειδική ενθαλπία h σε η πυκνότητα ρ . Έτσι, η ροή μάζας του ψυκτικού μπορεί να υπολογιστεί ως εξής:

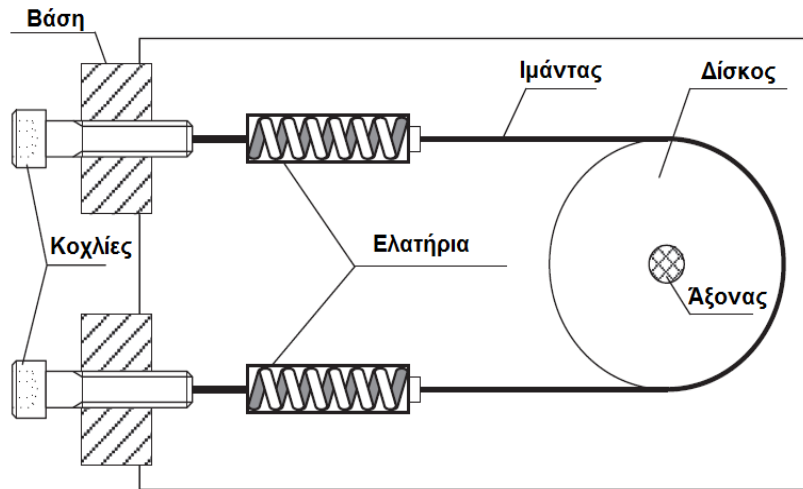
$$\dot{m} = \dot{Q} \rho_{in}(T_{in}, p_{in})$$

Όπου Q , T , και ρ αντιπροσωπεύουν τη παροχή όγκου της ροής, τη θερμοκρασία και την πίεση εισόδου ψυκτικού μέσου στον εκτονωτή.

Το ιδανικό έργο εξόδου υπολογίζεται από:

$$w_{ideal} = h_{in}(T_{in}, p_{in}) - h_{out,s}(S_{in}, p_{out})$$

Για να μετρηθεί το έργο εξόδου του εκτονωτή, συνδέεται ροτόμετρο για τον προσδιορισμό της παραγόμενης ροπής στον άξονα του εκτονωτή. Επίσης η περιστροφική ταχύτητα του άξονα μετράτε σε στροφές ανά λεπτό με ένα στροφόμετρο. Στο σχήμα 3.41 απεικονίζει το σύστημα μέτρησης της ροπής το οποίο αποτελείται από ένα δίσκο, μια ζώνη, δύο ελατήρια, δύο μπουλόνια.



Σχήμα 3.41: Σύστημα μέτρησης της ροπής[42]

Ο δίσκος είναι στερεωμένος στον άξονα του εκτονωτή και τα δύο άκρα του ιμάντα στερεώνονται αντιστοίχως στα δύο ελατήρια. Τα άλλα άκρα των δύο ελατηρίων είναι αντιστοίχως στερεωμένα στα μπουλόνια που βιδώνονται στη θήκη. Έτσι, η διαφορά μεταξύ των δύο ελατηρίων είναι ίση με την αντίσταση της δύναμη τριβής. Επίσης η ταχύτητα περιστροφής του εκτονωτή μπορεί να προσαρμόζεται με την αλλαγή του φορτίου-αντίστασης στο δίσκο το οποίο μπορεί να είναι ρυθμίζεται βιδώνοντας ή χαλαρώνοντας τους δύο κοχλίες. Το σχήμα 3.42 δείχνει σε φωτογραφία αυτό το σύστημα.



Σχήμα 3.42: Φωτογραφία συστήματος μέτρησης της ροπής[42].

Η έξοδος ροπής του εκτονωτή καθορίζεται από τη παρακάτω σχέση ως εξής:

$$M_{\text{test}} = fD_D/2$$

Επίσης η ισχύς εξόδου του εκτονωτή καθορίζεται από τη παρακάτω σχέση ως εξής:

$$\dot{W}_{\text{test}} = \pi D_D n f / 60$$

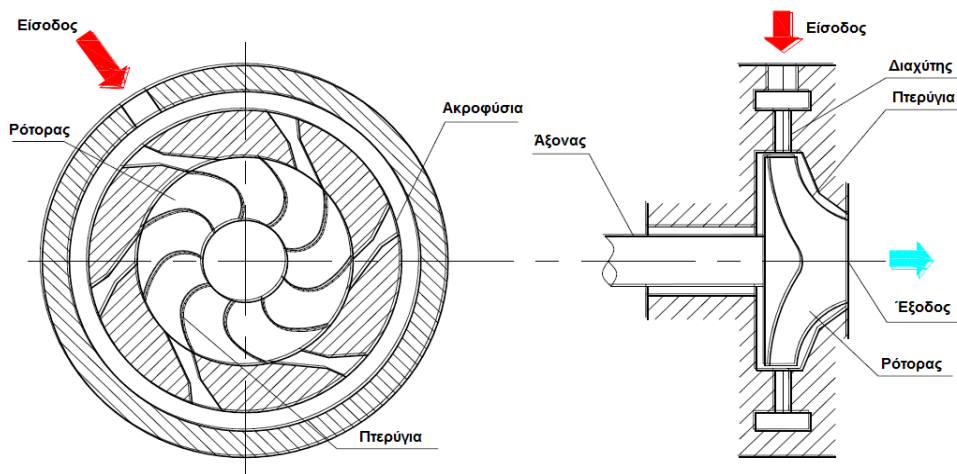
Όπου D_D είναι η διάμετρος του δίσκου, f είναι η μετρούμενη αντίσταση της δύναμης τριβής και n είναι η μετρούμενη ταχύτητα περιστροφής.

Η ισοεντροπική απόδοση του εκτονωτή υπολογίζεται από την ακόλουθη σχέση :

$$\eta_s = \frac{\dot{W}_{\text{test}}}{\dot{m} w_{\text{ideal}}}$$

Εκτονωτής δυναμικής ροής

Η βασική δομή του εκτονωτή δυναμικής ροής (turbo expander) ακτινικού που περιγράφεται στο σχήμα 3.43 και αποτελείται από δύο βασικά μέρη:

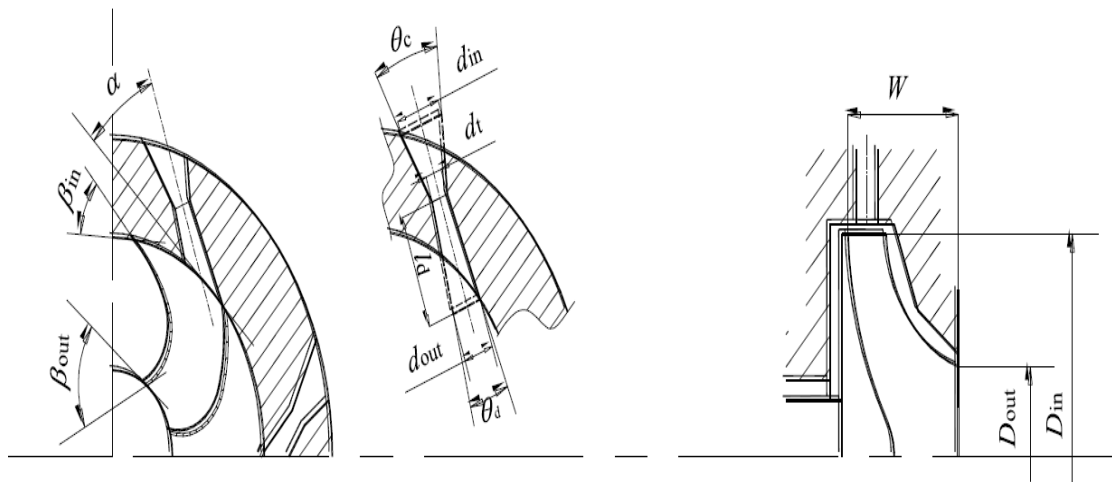


Σχήμα 3.43 : Εκτονωτής δυναμικής ροής ακτινικού τύπου[42].

α) Από το στάτορα ο οποίος περιέχει τα σταθερά πτερύγια(ακροφύσια) και β) από το ρότορα ο οποίος περιέχει τα κινητά πτερύγια. Τα πτερύγια του στάτορα μετατρέπουν το έργο εξώθησης σε κινητική ενέργεια ενώ τα πτερύγια του ρότορα αφαιρούν μέρος της κινητικής ενέργειας του ρευστού μετατρέποντάς την σε έργο περιστροφής στον άξονα του εκτονωτή. Το δυναμόμετρο συνδέεται με τον άξονα του εκτονωτή, έτσι ώστε να είναι εφικτός ο προσδιορισμός του ωφέλιμου έργου εξόδου. Επίσης ένα σύνολο στεγανοποιητικών στον άξονα χρησιμοποιούνται για την αποφυγή διαρροής του ρευστού από τον εκτονωτή. Με βάση τη θεωρητική ανάλυση, ένας πρωτότυπος ακτινικός εκτονωτής με ψυκτικό μέσο R22 σχεδιάστηκε και κατασκευάστηκε. Ο Πίνακας 3.10 παραθέτει τις βασικές παραμέτρους σχεδιασμού του, ενώ στο σχήμα 3.44 εμφανίζονται τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά της φτερωτής .

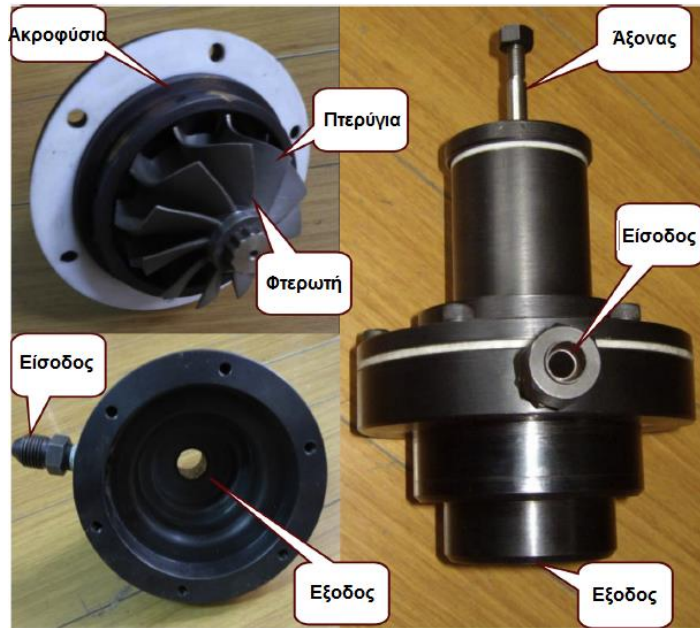
Πίνακας 3.10 : Βασικές παραμέτρους σχεδιασμού

Παράμετροι σχεδιασμού	Τιμές
Ροή μάζας ψυκτικού	0.4 kg/s
Θερ/σια συμπύκνωσης	45 °C
Υπόψυξη	5 °C
Θερ/σια ατμοποίησης	5 °C
Αριθμός ακροφυσίων	6
d_{in}	0.006 m
d_t	0.002 m
θ_c	60°
θ_d	0°
l_d	0.01 m
α	45°
D_{in}	0.067 m
H_{in}	0.005 m
D_{out}	0.06 m
H_{out}	0.02 m
Αριθμός πτερυγίων	11
Πλάτος W	0.028 m
β_{in}	90°
β_{out}	45°



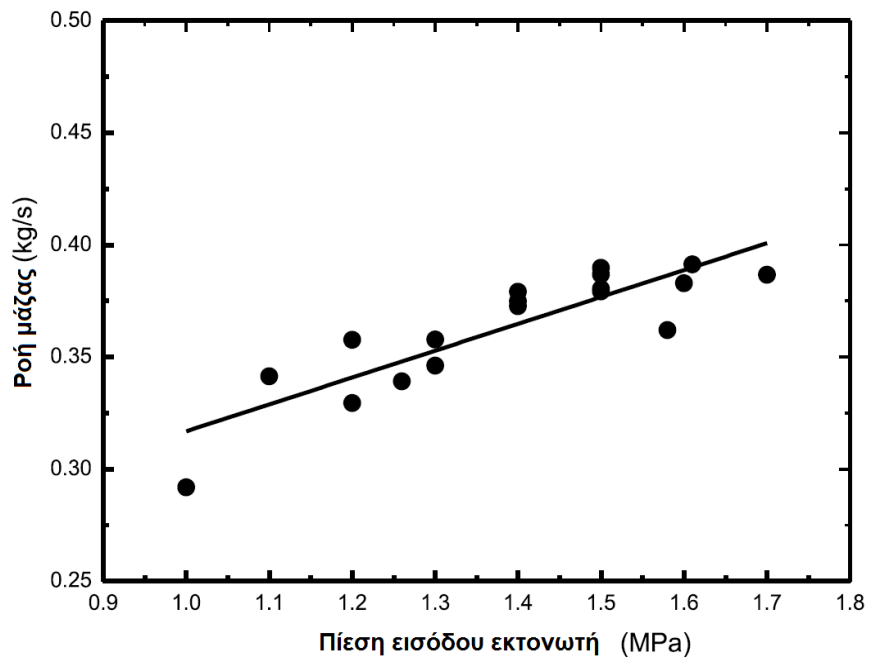
Σχήμα 3.44: Γεωμετρικά χαρακτηριστικά φερωτής ακτινικού εκτονωτή[42].

Επίσης στο σχήμα 3.45 παρουσιάζονται τα βασικά τμήματα του πρότυπου εκτονωτή και παρατηρούμε την ευθεία οπή του ακροφυσίου πράγμα το οποίο φανερώνει την απλότητα αυτής της γεωμετρίας. Η διάμετρος του στομίου του ακροφυσίου είναι σχεδιασμένη σύμφωνα με τις συσχετίσεις που παρέχονται από τους Henry και Fauske των οποίων τα ευρήματά τους βασίστηκαν σε δεδομένα δοκιμών σε κατάσταση θερμοδυναμικής ισορροπίας.

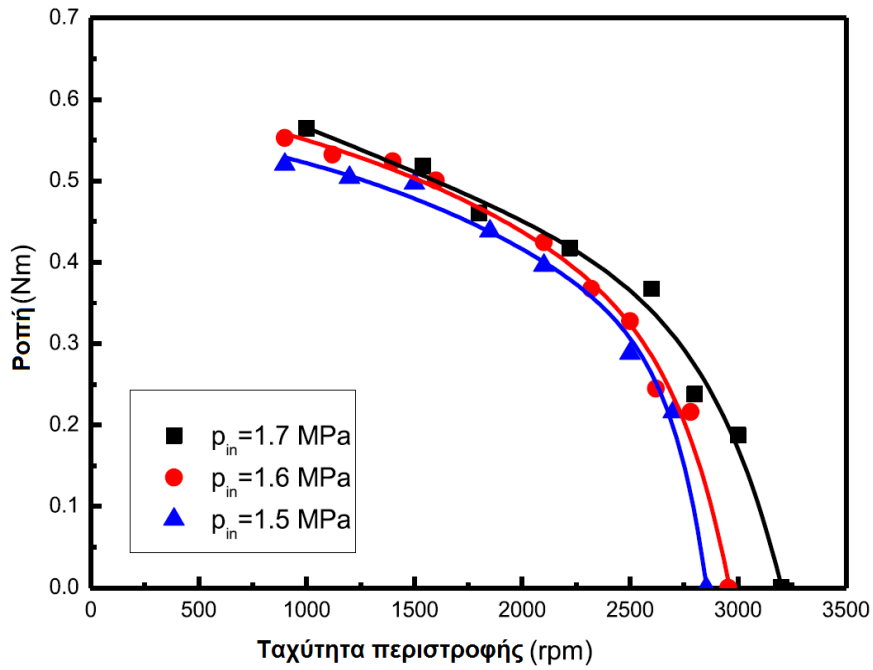


Σχήμα 3.45: Βασικά τμήματα πρότυπου εκτονωτή[42].

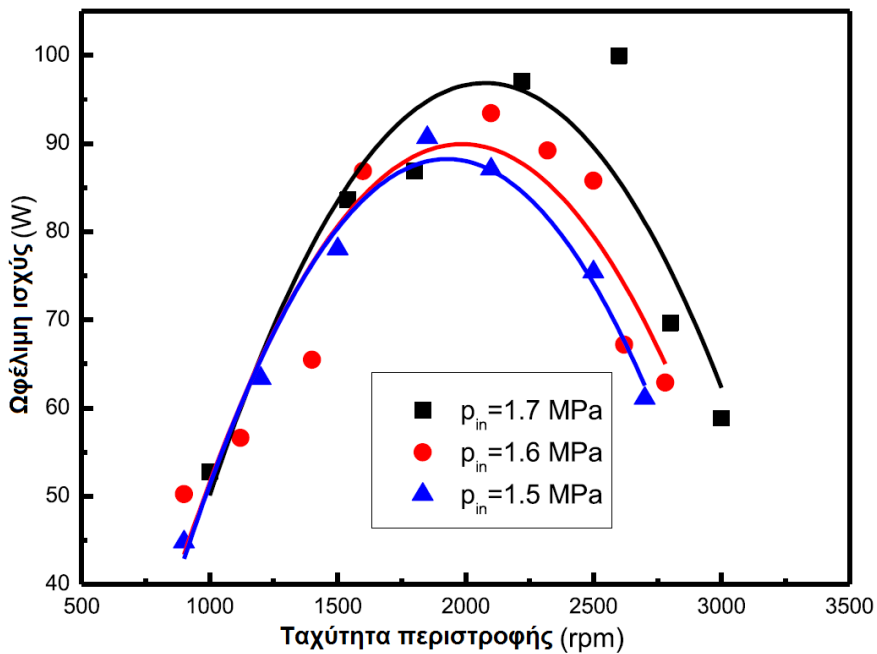
Αποτελέσματα δοκιμών



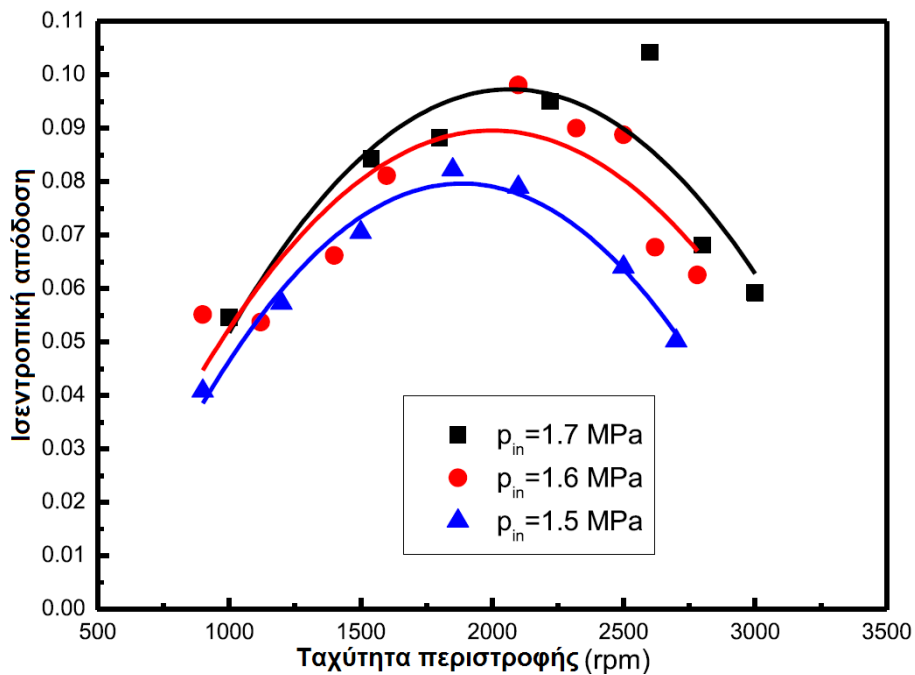
Σχήμα 3.46: Ροή μάζας συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή[42].



Σχήμα 3.47: Ροπή συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[42].



Σχήμα 3.48: Ωφέλιμη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[42].



Σχήμα 3.49: Ισοεντροπική απόδοση συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής[42].

Αποτελέσματα δοκιμών και ερμηνεία τους

Η σειρά των πειραμάτων που διεξήχθησαν είχαν σκοπό να ερευνηθούν την απόδοση του πρότυπου εκτονωτή. Στα πειράματα, ο βαθμός υποψύξεως του ψυκτικού μέσου στην είσοδο του εκτονωτή διατηρείται εντός του εύρους 5°C με 8°C. Η πίεση εξόδου του εκτονωτή διατηρείται εντός εύρος 0.5 MPa με 0.6 MPa. Το σχήμα 3.46 δείχνει τη ροή μάζας συναρτήσει της πίεσης εισόδου του εκτονωτή. Μπορούμε να διαπιστώσουμε ότι η αύξηση της πίεσης εισόδου από 1,0 MPa έως 1.7 MPa έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση του ρυθμού ροής μάζας από 0.3 kg / s σε 0.4 kg / s. Αυτό μπορεί να αποδοθεί στην αύξηση της πτώσης της πίεσης κατά την διαδικασία της εκτόνωσης η οποία έχει ως αποτέλεσμα την αύξηση της ταχύτητα του ψυκτικού μέσου στα ακροφύσια.

Το σχήμα 3.47 δείχνει τη ροπή εξόδου συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής κάτω από τρεις περιπτώσεις πιέσεων εισόδου. Η ροπή μειώνεται με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής ενώ αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης εισόδου. Όταν η πίεση εισόδου γίνεται 1,7 MPa, η ταχύτητα περιστροφής με μηδενική ροπή (χωρίς φορτίο) είναι περίπου 3200 σ.α.λ. και η ροπή σε μηδενική ταχύτητα είναι περίπου 0,65 N

Στο σχήμα 3.48 απεικονίζεται η ωφέλιμη ισχύς συναρτήσει της ταχύτητας περιστροφής κάτω από διαφορετικές πιέσεις εισόδου. Φαίνεται ότι, με την αύξηση της ταχύτητας περιστροφής, ωφέλιμη ισχύς αρχικά αυξάνεται μέχρι ένα μέγιστο και στη συνέχεια μειώνεται. Πρέπει επίσης να σημειωθεί ότι η ισχύς εξόδου αυξάνεται επίσης με την αύξηση της πίεσης εισόδου. Η μέγιστη τιμή της ωφέλιμης ισχύος είναι περίπου 100 W και η βέλτιστη ταχύτητα περιστροφής είναι περίπου 2000 σ.α.λ., η οποία αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης εισόδου του εκτονωτή.

Οι ισέντροπες αποδόσεις στις συνθήκες δοκιμής παρουσιάζονται στο σχήμα 3.49. Μπορούμε να δούμε ότι η ισοεντροπική απόδοση παρουσιάζει παρόμοια συμπεριφορά με την ισχύ εξόδου. Η βέλτιστη ισοεντροπική απόδοση κυμαίνεται από 8.2% έως 10.4% ενώ η πίεση εισόδου ποικίλει από 1.5 MPa έως 1.7 MPa.

Συμπεράσματα

Σε αυτή την εφαρμογή, ένας τύπος ακτινικού εκτονωτή αντικατέστησε την εκτονωτική βαλβίδα σε ένα υποκρίσιμο σύστημα ψύξης με σκοπό την ανάκτηση ισχύος. Η απόδοσή του δοκιμάζεται σε Πειραματικό σύστημα. Με βάση τα ανωτέρω πειραματικά αποτελέσματα, μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- (1) Ο πρότυπος εκτονωτής λειτουργεί σταθερά στη διφασική κατάσταση με ταχύτητες περιστροφής που κυμαίνονται από 900 σ.α.λ έως 3200 σ.α.λ., γεγονός το οποίο επιβεβαιώνει ότι οι εκτονωτές αυτού του τύπου πρακτικά μπορούν να χρησιμοποιούνται σε υποκρίσιμα συστήματα. Επίσης η μέγιστη ροπή του εκτονωτή που επιτεύχθηκε είναι περίπου 0.65N.m.
- (2) Η ισοεντροπική απόδοση του διαστολέα επηρεάζεται από την ταχύτητα περιστροφής και τις παραμέτρους εισόδου. Η μέγιστη ισοεντροπική απόδοση του πρωτοτύπου είναι περίπου 10.4% με ταχύτητα περιστροφής 2000 σ.α.λ.

Στο μέλλον, θα πρέπει να πραγματοποιηθούν μελέτες με στόχο τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του διαστολέα, όπως της εσωτερικής δομής του ακροφυσίου, η του προφίλ της λεπίδας και της γωνίας του.

3.6 Συγκρίσεις εφαρμογών

Οι συγκρίσεις έγιναν με τη χρήση του λογισμικού REFPROP για διάφορα ψυκτικά ρευστά σύμφωνα με προσομοίωση βάση προτύπου της ASHRAE που διεξήχθη από ένα πανεπιστήμιο στην Πορτογαλία.

Αν και οι εκτονωτές χρησιμοποιούνται κυρίως στα υπερκρίσιμα συστήματα ψύξης CO₂, μπορούν επίσης να χρησιμοποιηθούν και για συστήματα με άλλα ψυκτικά μέσα. Σημειώνεται ωστόσο, ότι θεωρούνται συνήθως λιγότερο ελκυστικοί λόγω της μικρότερης πτώσης πίεσης κατά τη διάρκεια της διαστολής σε σύγκριση με τα υπερκρίσιμα συστήματα CO₂.

Πίνακας 3.11 : Λειτουργικά χαρακτηριστικά ψυκτικών ρευστών[43].

Refrigerants	Condensation pressure (MPa)	Evaporation pressure (MPa)	Volumetric expansion ratio
R-22 ^a	2.15	0.63	10.06
R-410A ^a	3.39	1.0	7.48
R-407C ^a	2.45	0.68	10.48
R-134a ^a	1.47	0.38	16.84
CO ₂ ^b	10.0	4.18	2.47

a Condensation temperature is 54.4 °C with 8.3 °C subcooling and evaporation temperature of 7.2 °C.

Συγκρίσεις σε ιδανικό σύστημα με διάφορα ψυκτικά ρευστά πινακοποιούνται στον πίνακα 3.12. Τα αποτελέσματα προέκυψαν κάτω από τις εξής συνθήκες : Θερμοκρασία εξάτμισης 7.2°C και θερμοκρασία συμπύκνωσης 54.4°C αντίστοιχα. Το φορτίο ψύξης ήταν 5270w και η θερμοκρασία περιβάλλοντος ήταν 35°C. Αυτά είναι σύμφωνα με το πρότυπο της ASHRAE.

Πίνακα 3.12:Συγκρίσεις ιδανικών συστημάτων διαφόρων ψ.ρευστών με & χωρίς εκτονωτή[43]

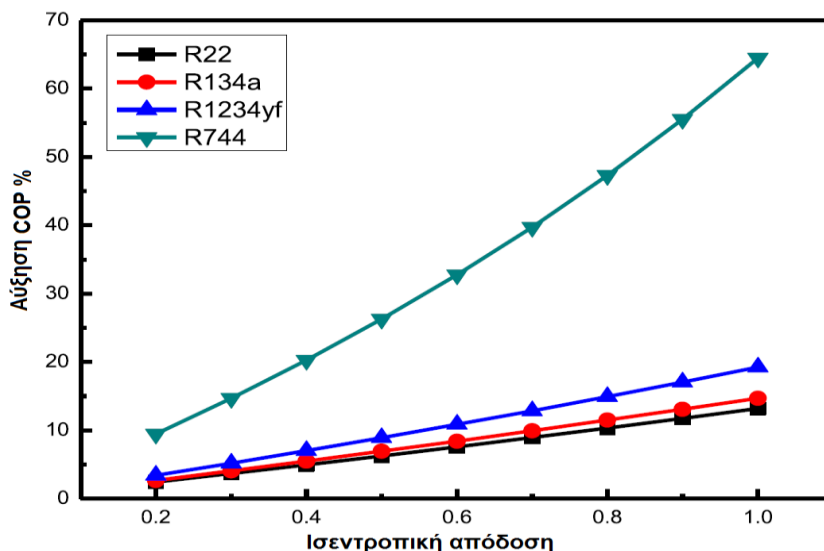
	R-22	CO ₂	R-134a	NH3	R-32	R-404a	R-1234yf
COP without exp.	4.8	2.6	5.0	4.8	4.5	4.6	4.5
COP with exp.	5.6	5.1	5.9	5.2	5.2	5.9	6.1
COP increase	17.0%	93.5%	19.0%	8.2%	17.3%	30.0%	37.0%
Power saving (W)	159.9	974.6	140.3	68.3	175.7	218.4	260.1
Compressor size reduction with exp.	2.5%	13.4%	2.7%	1.3%	2.7%	4.1%	4.9%
Size ratio	4.8	2.1	4.1	7.8	4.8	3.2	3.5

Η συμπίεση και η εκτόνωση του ψυκτικού στο συμπιεστή και τον εκτονωτή θεωρήθηκαν ότι είναι ισεντροπικές ενώ η διαδικασία εκτόνωσης στη βαλβίδα ισενθαλπική. Το σύστημα CO₂ υποτέθηκε ότι λειτουργεί σε υπερκρίσιμο κύκλο με πίεση ψύκτης αερίου 100 bar. Ο συμπιεστής και ο εκτονωτής θεωρήθηκαν ότι δεν εμφανίζουν εσωτερικές διαρροές και ότι δεν εμφανίζουν απώλειες τριβής.

Η ταχύτητα λειτουργίας ήταν 3000rev / min. Όλες οι θερμοφυσικές ιδιότητες ελήφθησαν από τη βάση δεδομένων REFPROP. Όταν ο εκτονωτής είναι τοποθετημένος στην εγκατάσταση, ελήφθη το ενθαλπικό κέρδος υπόψη με τη μείωση του μεγέθους του συμπιεστή, έτσι ώστε το τελικό φορτίο ψύξης να παραμένει σταθερό. Αυτές οι μειώσεις μέγεθος του συμπιεστή επίσης συνοψίζονται στον πίνακα 3.12.

Επίσης στον πίνακα αυτόν παρατηρούμε ότι η εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας λόγω της αύξησης του COP στα συστήματα ψύξης που χρησιμοποιούν το CO₂ ως ψυκτικό μέσο είναι όπως περιμέναμε αρκετά μεγαλύτερη από τα άλλα συστήματα. Αυτός είναι και ο λόγος που ο εκτονωτής προτείνεται και για τα μεταχειρισμένα σύστημα ψύξης που χρησιμοποιούν CO₂. Ωστόσο ο πίνακας 3.12 δείχνει ότι οι αυξήσεις COP και σε άλλα συστήματα ψύξης είναι στην πραγματικότητα πολύ σημαντικές πάνω από 15%, εκτός από το σύστημα αμμωνίας. Είναι σημαντικό να σημειωθεί ότι το μέγεθος του εκτονωτή είναι συνήθως μικρότερο από το αντίστοιχο του συμπιεστή, με αποτέλεσμα να αναμένεται χαμηλότερο κόστος κατασκευής του εκτονωτή σε σύγκριση με το συμπιεστή. Η διαφορά μεγέθους οφείλεται στην υψηλότερη πυκνότητα ρευστού στον εκτονωτή (το οποίο είναι υγρό, ή μίγμα υγρού αερίου, ή υπερκρίσιμο αέριο). Η αναλογία μεγέθους μεταξύ του συμπιεστή και του εκτονωτή αναφέρεται στον πίνακα 3.12 [43].

Το σχήμα 3.50 δείχνει τη μεταβολή του ποσοστού βελτίωσης του COP συναρτήσει της ισεντροπικής απόδοσης του εκτονωτή για διάφορα ψυκτικά ρευστά. Το σχήμα 3.51 δείχνει την μεταβολή του λόγου ογκομετρικής διαστολής (λόγος έξοδου προς την είσοδο του ειδικού όγκου του ψυκτικού μέσου του εκτονωτή) συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης για διάφορα ψυκτικά ρευστά. Ο υπολογισμός προϋποθέτει ότι η θερμοκρασία εξάτμισης και η υπερθέρμανση είναι 5°C και 0°C αντίστοιχα. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης και η υποψύξη είναι 45°C και 5°C αντίστοιχα

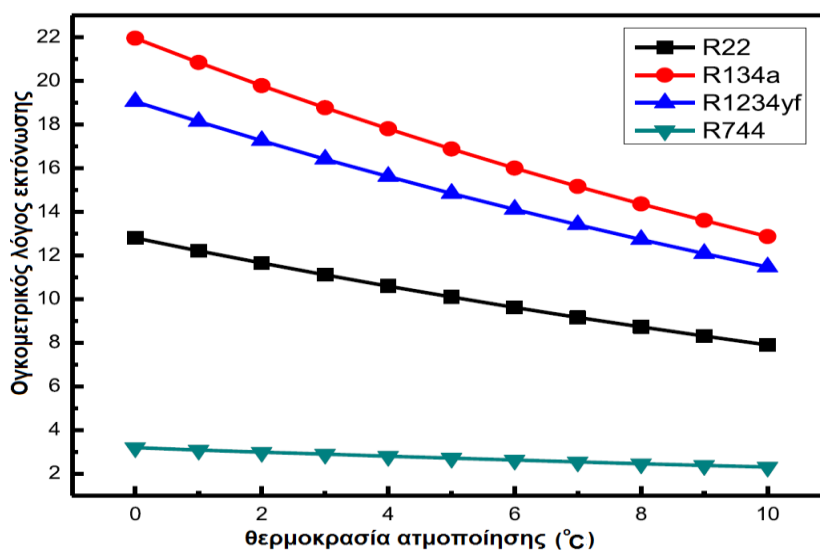


Σχήμα 3.50: Ποσοστό αύξησης COP συναρτήσει της ισεντροπικής απόδοσης[42].

Στο παραπάνω σχήμα φαίνεται ότι όταν η απόδοση του εκτονωτή είναι 70%, η αύξηση COP του συστήματος R744 είναι περίπου 40% και η αύξηση του COP στα συμβατικά συστήματα ψύξης κυμαίνονται από 9% έως 13%.

Στο σχήμα 3.48 φαίνεται ότι, οι ογκομετρικοί λόγοι των συμβατικών συστημάτων κυμαίνονται μεταξύ 8 και 22 ενώ ο λόγος ογκομετρικής διαστολής του υπερκρίσιμου R744 κυμαίνεται μεταξύ 2 και 3.

Συνεπώς είναι δομικά και γεωμετρικά εύκολο να κατασκευάσουμε έναν εκτονωτή R744 που λειτουργεί με μικρή ογκομετρική αναλογία, είτε με τροποποίηση από συμπιεστή ή από αρχικό σχέδιο. Από την άλλη πλευρά είναι αρκετά πιο δύσκολο να σχεδιάσουμε έναν εκτονωτή θετικής εκτόπισης για τα συμβατικά συστήματα λόγω της εξαιρετικά μεγάλης ογκομετρικής διαστολής και του γεωμετρικού περιορισμού που έχουν οι μηχανές θετικής μετατόπισης.



Σχήμα 3.51 : Ογκομετρικός λόγος εκτόνωσης συναρτήσει της θερμοκρασίας ατμοποίησης[42]

3.7 Συμπεράσματα εφαρμογών

3.1 Εφαρμογή με εκτονωτή τύπου Scroll

Μελετήθηκε μια μονάδα με σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή και διερευνήθηκαν τα βασικά χαρακτηριστικά λειτουργίας του κύκλου ψύξης και ελήφθησαν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

- Το σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή βελτιώνει σημαντικά το COP του ψυκτικού κύκλου (CO₂) και στις δύο λειτουργίες (ψύξη-θέρμανση)
- Η βελτίωση του COP με το σύστημα εκτονωτή-συμπιεστή ήταν περισσότερο από 30% ενώ η συνολική αποδοτικότητα της μονάδας εκτονωτή-συμπιεστή ήταν 57%.
- Το σύστημα του εκτονωτή-συμπιεστή είναι μια βασική τεχνολογία για χρήση σε συστήματα ψύξης CO₂

3.2 Εφαρμογή με περιστροφικό εκτονωτή

Σε αυτή την εργασία εγκαταστάθηκε ένας περιστροφικός εκτονωτής για να αντικαταστήσει την εκτονωτική βαλβίδα μιας αντλίας θερμότητας με ψυκτικό μέσω R-410A με σκοπό την ανάκτηση ενέργειας. Βάση των πειραματικών αποτελεσμάτων μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα:

Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι η καμπύλη ανάκτησης της ισχύος και η ισεντροπική απόδοση εμφάνισαν μέγιστο με την ταχύτητα περιστροφής. Η μέγιστη τιμή της ανακτώμενης ισχύος είναι 177.5 W ενώ της ισεντροπικής απόδοσης 32.7%, όταν η περιστροφική ταχύτητα είναι 1200 r / min. Η επίδραση της πίεσης συμπύκνωσης και της υπόψυξης έδειξαν ότι η αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης και της μείωσης της υπόψυξης αύξαναν το ποσό της ανακτώμενης ενέργειας. Τα πειραματικά αποτελέσματα επίσης έδειξαν ότι η ψυκτική ικανότητα αυξάνεται με την αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης ή της υπόψυξης και το ίδιο έκανε και το COP. Υπό τις συνθήκες δοκιμής, η μέγιστη ψυκτική ικανότητα αυξήθηκε κατά 2.02% με την αύξηση της πίεσης συμπύκνωσης και κατά 2.66% με την υπόψυξη. Εάν η ανάκτομη ισχύς χρησιμοποιηθεί για την αντιστάθμιση της ισχύος εισόδου του συμπιεστή τότε η τιμή του COP θα κυμανθεί από 9.00% έως 11.0%, αντίστοιχα.

3.3 Εφαρμογή με παλινδρομικό εκτονωτή

Η συμπεριφορά της ροπής και της ισχύος εξόδου του εκτονωτή παρουσιάζεται στα σχήματα 3.21 έως 3.24. Παρατηρούμε ότι η ροπή μειώνεται με την αύξηση των rpm ενώ η ωφέλιμη ισχύς, αρχικά αυξάνεται και στη συνέχεια μειώνεται εμφανίζοντας έτσι μία μέγιστη τιμή κοντά στο μέσο του εύρους των στροφών. Επίσης παρατηρούμε ότι η ροπή και η ισχύς αυξάνουν με την αύξηση της θερμοκρασίας του συμπυκνωτή και της ποιότητας του ρευστού στην είσοδο του εκτονωτή. Για παράδειγμα, στους 40°C στις 300 rpm, η ισχύς είναι περίπου 20W σε κορεσμένες συνθήκες, ενώ αυξάνει σε περίπου σε 80W με ποιότητα εισόδου 0.3.

Η συμπεριφορά της ενδεικνύμενης ισχύος του εκτονωτή παρουσιάζεται στα σχήματα 3.25 έως 3.28 και ισχύει ότι και στην ωφέλιμη ισχύς, μόνο που αυτή είναι μεγαλύτερη διότι δεν περιλαμβάνει τις μηχανικές απώλειες.

3.4 Εφαρμογή με ελικοειδή εκτονωτή

Το πειραματικό πρόγραμμα που περιγράφεται στην παρούσα έκθεση έχει δείξει ότι αν και δεν έχει ακόμη επιτευχθεί αξιόπιστη μοντελοποίηση της εκτόνωσης δύο φάσεων των υπόψυκτων υγρών, είναι δυνατό να παραχθούν κοχλιοειδής εκτονωτές απλού σχεδιασμού και χαμηλού κόστους κατασκευής με αδιαβατική αποτελεσματικότητα άνω του 70% και ωφέλιμης ισχύς της τάξης των 10-20 kw κατάλληλοι για χρήση σε μεγάλους ψύκτες αντικαθιστώντας την εκτονωτική βαλβίδα. Προκαταρκτικές μελέτες κόστους δείχνουν ότι η εξοικονόμηση ενέργειας που προκύπτει από την εγκατάστασή τους θα αποδώσει αποπληρωμή σε λιγότερο από ένα έτος.

3.5 Εφαρμογή με εκτονωτή δυναμικής ροής

Σε αυτή την εφαρμογή, ένας τύπος ακτινικού εκτονωτή αντικατέστησε την εκτονωτική βαλβίδα σε ένα υποκρίσιμο σύστημα ψύξης με σκοπό την ανάκτηση ισχύος. Η απόδοσή του δοκιμάζεται σε Πειραματικό σύστημα. Με βάση τα ανωτέρω πειραματικά αποτελέσματα, μπορούν να εξαχθούν τα ακόλουθα συμπεράσματα

Ο πρότυπος εκτονωτής λειτουργεί σταθερά στη διφασική κατάσταση με ταχύτητες περιστροφής που κυμαίνονται από 900 σ.α.λ έως 3200 σ.α.λ., γεγονός το οποίο επιβεβαιώνει ότι οι εκτονωτές αυτού του τύπου πρακτικά μπορούν να χρησιμοποιούνται σε υποκρίσιμα συστήματα. Επίσης η μέγιστη ροπή του εκτονωτή που επιτεύχθηκε είναι περίπου 0.65N.m.

Η ισοεντροπική απόδοση του διαστολέα επηρεάζεται από την ταχύτητα περιστροφής και τις παραμέτρους εισόδου. Η μέγιστη ισοεντροπική απόδοση του πρωτοτύπου είναι περίπου 10.4% με ταχύτητα περιστροφής 2000 σ.α.λ.

Στο μέλλον, θα πρέπει να πραγματοποιηθούν μελέτες με στόχο τη βελτιστοποίηση της γεωμετρίας του διαστολέα, όπως της εσωτερικής δομής του ακροφυσίου, η του προφίλ της λεπίδας και της γωνίας του.

Με βάση τα ανωτέρω συμπεράσματα και τη βοήθεια του σχήματος 3.50 κατασκευάζεται ο παρακάτω πίνακας.

Πίνακας 3.13 : Συγκεντρωτικός πίνακας αποτελεσμάτων των εφαρμογών

Αναφορά	Εκτονωτής	Ρευστό	Ψυκτική Ισχύς (ton)	Βελτίωση COP%	η_{is} (%)	η_{mech} (%)	η_{vol} (%)	Απόσβεση (έτη)
[37]	Σπειροειδής	R-744	5-10	30↑	70	-	80	1
[38]	Περιστροφικός	R-410a	5-10	8.97	32.7	-	54.6	5
[39]	Παλινδρομικός	R-134a	5-10	5	53	42	20	-
[40]	Ελικοειδής	R-134a	500	7	70↑	-	-	1↓
[42]	Ακτινικός	R-22	5-10	3	10.4	-	-	-

Βάση του ανωτέρω πίνακα είναι δυνατόν να αναχθούν τα εξής χρήσιμα συμπεράσματα :

Στα συμβατικά συστήματα ψύξης οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης φαίνεται να πλεονεκτούν σε σχέση με τους δυναμικής ροής. Επίσης από τους εκτονωτές θετικής μετατόπισης οι ελικοειδής φαίνεται να είναι καταλληλότεροι για μεγαλύτερα συστήματα ψύξης επιτυγχάνοντας ισοεντροπικές αποδόσεις ακόμα και πάνω από 70%, ενώ για μικρότερα συστήματα φαίνεται να πλεονεκτούν οι παλινδρομικοί με αποδόσεις έως και 50%.

3.8 Η τεχνολογία των εκτονωτών

Μέχρι και σήμερα, δεν έχουμε εμπορικούς εκτονωτές για χρήση σε υποκρίσιμα σύστημα ψύξης με συμπύεση ατμών. Εκτός από το θέμα ότι η τεχνολογία των εκτονωτών δεν είναι αρκετά ώριμη ακόμη για την εμπορευματοποίηση, το άλλο βασικό ζήτημα είναι κατά πόσον είναι πραγματικά οικονομικά εφικτό να προσθέσουμε ένα εκτονωτή σε ένα σύστημα ψύξης[43]. Μια σημαντική βοήθεια για να απαντήσουμε στο ερώτημα αυτό είναι η οικονομική μελέτη που έκαναν ο Subiantoro & Οοί (2013) η οποία παρουσιάζεται στη συνέχεια.

Ωστόσο σε υπερκρίσιμα ψυκτικά συστήματα CO₂ κάποιες εταιρίες έχουν κατοχυρώσει με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας κάποιους εκτονωτές, όπως η εταιρία TIAΧ στην Αμερική η οποία έχει βελτιστοποιήσει την τεχνολογία εκτονωτή τύπου scroll για ψυκτική ισχύς από 1ton έως 50ton. Η συγκεκριμένη εταιρία αναφέρει ότι η τεχνολογία μπορεί να ενσωματωθεί εύκολα σε ένα συμπιεστή δημιουργώντας ένα ολοκληρωμένο συμπαγές σύστημα το οποίο προσφέρει περιβαλλοντικά-οικονομικά οφέλη και ταυτόχρονα λειτουργεί με υψηλή αξιοπιστία [44].

Επιπλέον η εταιρία αναφέρει ότι το σύστημα αυτό μπορεί να μειώσει έως και 40% την απαιτούμενη ισχύ εισόδου στο συμπιεστή και ότι είναι κατάλληλο για τις εξής εφαρμογές:

- Ψυκτικά συστήματα σε Souper market.
- Κλιματιστικά αυτοκινήτων και στρατιωτικών οχημάτων
- Συστήματα κεντρικού κλιματισμού
- Εμπορικές εφαρμογές ψύξης και κλιματισμού

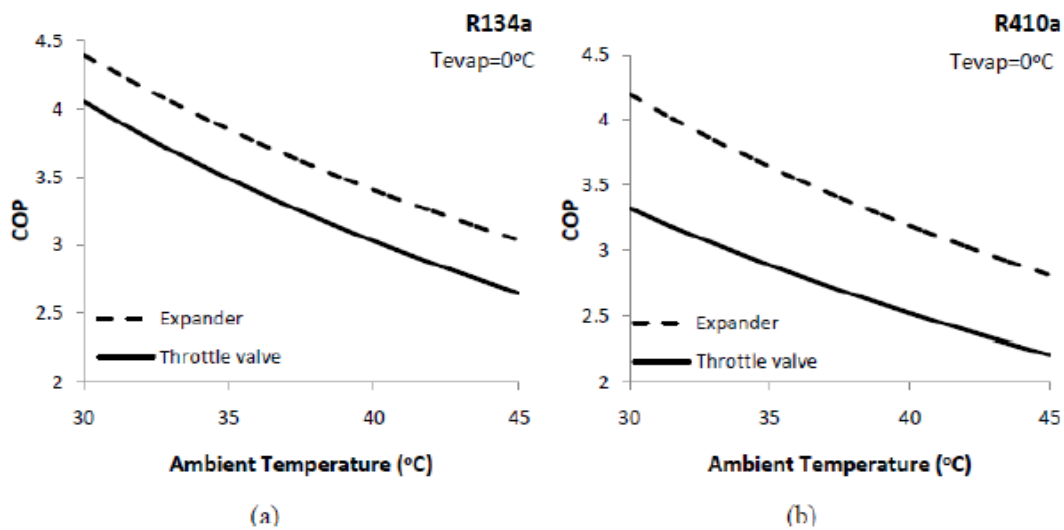
3.9 Οικονομικά στοιχεία εκτονωτών

Ο Subiantoro και ο Οοί το 2013 πραγματοποίησαν μια αρκετά εμπειριστατωμένη οικονομική μελέτη σχετικά με την εφαρμογή εκτονωτή σε συμβατικά συστήματα εμπορικής ψύξης (μικρής ισχύος), συμπεριλαμβανομένων εκείνων που χρησιμοποιούν το CO₂ και R-22, R-134A, NH₃, R-32 R404A & R-1234yf. Το συμπέρασμα ήταν ότι οι χρόνοι αποπληρωμής της εγκατάστασης του εκτονωτή στα συμβατικά συστήματα ψύξης είναι λιγότερο από 5 χρόνια, όταν η απόδοση του είναι 50%, ανάλογα με την χρήση και το ψυκτικό που χρησιμοποιείται. Βρέθηκε ότι εκτός από τα σύστημα CO₂, οι εκτονωτές είναι ιδιαίτερα ελκυστικοί για να χρησιμοποιηθούν για τα συστήματα R-404a, όπου ο χρόνος απόσβεσης είναι μικρότερος από 3 χρόνια.

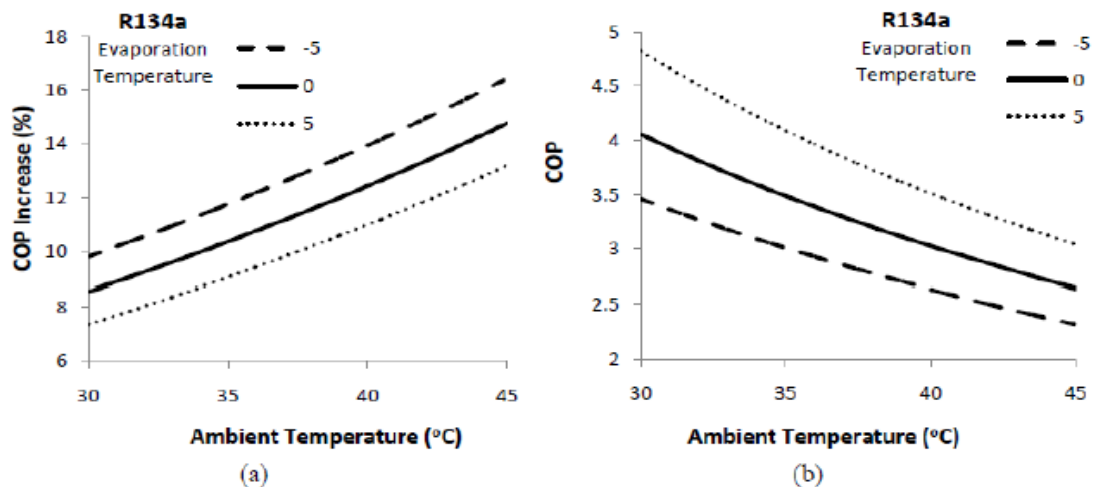
Τα αποτελέσματα βασίζονται στην υπόθεση ότι η πρόσθετη λιανική τιμή για την αντικατάσταση μιας συμβατικής βαλβίδας εκτόνωσης με ένα διαστολέα είναι US \$ 100, η οποία είναι μικρότερη από την τιμή ενός συμπιεστή λόγω μικρότερου φυσικού μέγεθος του εκτονωτή. Επίσης έγινε η παραδοχή ότι το σύστημα είναι σε λειτουργία για 8 ώρες ανά ημέρα και 250 ημέρες το χρόνο με το τιμολόγιο ηλεκτρικής ενέργειας να χρεώνει US\$0,0965 ανά kWh[43].

3.10 Παράγοντες προς διερεύνηση κατά τη λειτουργία της ψύξης

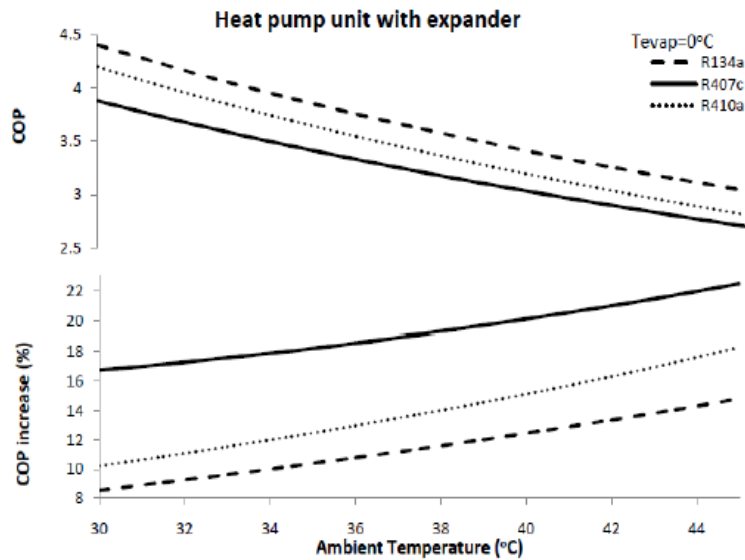
Κατά την παράγωγη ψύξης οι κυρίες παράμετροι που απαιτούν διερεύνηση είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος, το ψυκτικό μέσο, και η θερμοκρασία ατμοποίησης συγκριτικά με την επιρροή που έχουν στον COP (σχήμα 3.52, σχήμα 3.53, σχήμα 3.54). Όπως φαίνεται στα παρακάτω σχήματα, η εγκατάσταση ενός εκτονωτή σε μια αντλία θερμότητας, βεβαίως συναρτήσει των παραπάνω παραμέτρων, μπορεί να επιφέρει αύξηση του COP κατά 10%-20%. Η βελτίωση αυτή οφείλεται σε δυο παράγοντες: την μείωση του έργου συμπίεσης W_c κατά 10-15% (λόγω της ανάκτησης έργου κατά την εκτόνωση) και την αύξηση της θερμότητας ατμοποίησης (effective cooling) κατά 5%[45].



Σχήμα 3.52: Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή ψύξης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο a)R134a b)R410a[45].



Σχήμα 3.53: Επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης: (a) στην αύξηση του COP (b) στον COP[45].

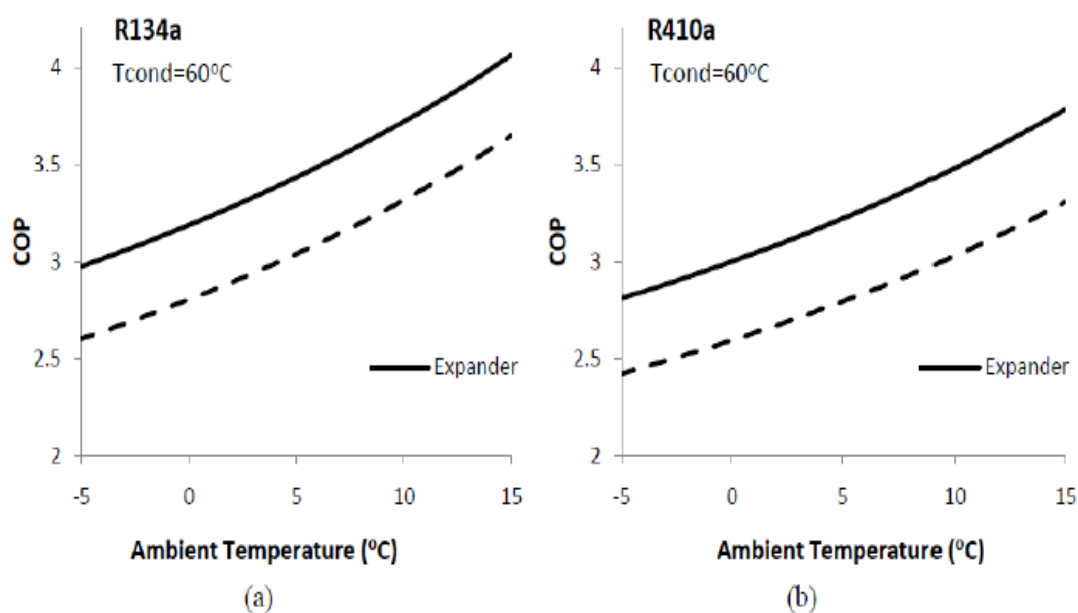


Σχήμα 3.54: Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή ψύξης για διαφορετικά οργανικά μέσα[45].

Η θερμοκρασία ατμοποίησης εξαρτάται από την εφαρμογή της μονάδας αντλίας θερμότητας και την επιθυμητή θερμοκρασία ψύξης. Η επίδραση της στον COP φαίνεται στο Σχήμα 3.52 για ψυκτικό μέσο R134a. Όσο μειώνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης, ο COP της μονάδας μειώνεται, ωστόσο αυξάνεται η δυνατότητα ανάκτησης έργου. Όσον αφορά την θερμοκρασία περιβάλλοντος, η αύξηση της μειώνει τον COP, αλλά προσφέρει αυξημένο δυναμικό για καλύτερη απόδοση έργου, αφού αυξάνεται ο λόγος πίεσης. Γενικά, υπό σταθερές συνθήκες λειτουργίας, όσο μειώνεται ο COP της μονάδας, τόσο αυξάνεται η δυνατότητα ανάκτησης ενεργείας μέσω του εκτονωτή. Το συμπέρασμα αυτό αποτυπώνεται στο Σχήμα 3.54 για διάφορα ψυκτικά μέσα. Έτσι αποδεικνύεται πως η προσαρμογή μιας εκτονωτικής μηχανής σε ένα κύκλο VCC, έχει πολλά πλεονεκτήματα ειδικά σε λιγότερο ευνοϊκές συνθήκες λειτουργίας, βελτιώνοντας έτσι την συνολική απόδοση του κύκλου[45].

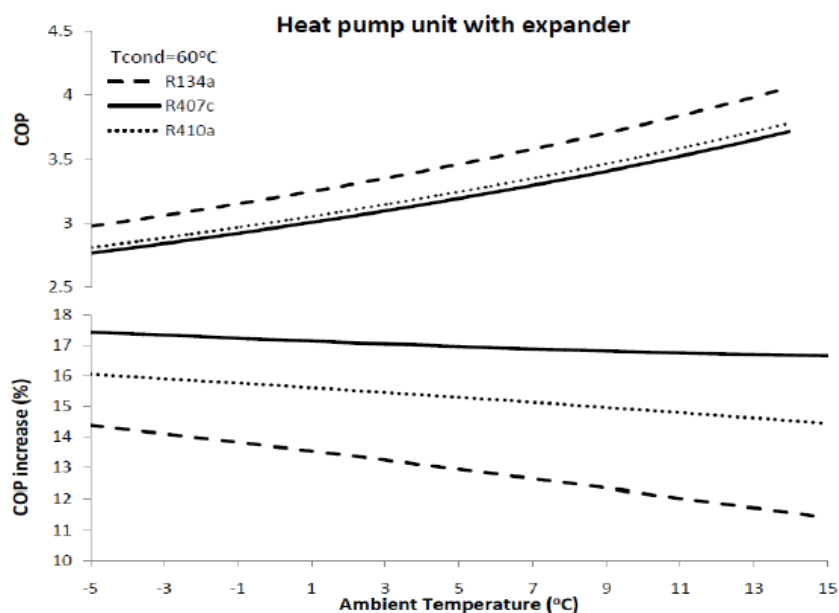
3.11 Παράγοντες προς διερεύνηση κατά τη λειτουργία της θέρμανσης

Για την παράγωγη θέρμανσης οι κυρίες παράμετροι προς διερεύνηση είναι η θερμοκρασία περιβάλλοντος και η επιλογή του ψυκτικού μέσου, όσον αφορά την βελτίωση του COP (σχήμα 3.55). Η θερμοκρασία συμπύκνωσης συνδέεται άμεσα με την θερμοκρασία της παραδιδόμενης θερμότητας. Αν υποθεθεί πως το νερό σαν μέσο μεταφοράς της θερμότητας πρέπει να ευρίσκεται στους 45°C, η θερμοκρασία συμπύκνωσης του ψυκτικού μέσου τίθενται οι 60°C. Ανάλογα με τους προαναφερθέντες παράγοντες, η εφαρμογή μιας μηχανής εκτόνωσης σε εφαρμογή θέρμανσης μπορεί να επιφέρει αύξηση του COP κατά 11%-18% (σχήμα 3.56). Η βελτίωση αυτή της απόδοσης οφείλεται αποκλειστικά στην μείωση του έργου συμπίεσης μέσω ανάκτησης έργου κατά την εκτόνωση[45].



Σχήμα 3.55: Επίδραση της χρήσης εκτονωτή στον COP σε εφαρμογή θέρμανσης συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για ψυκτικό μέσο α)R134a β)R410a[45].

Αναφορικά με την θερμοκρασία περιβάλλοντος, η αύξηση της επιφέρει αύξηση στον COP όπως αναμενόταν, ωστόσο μειώνει την δυνατότητα για ανάκτηση έργου. Σημαντική βελτίωση παρατηρείται για χαμηλές θερμοκρασίες περιβάλλοντος (κατ επέκταση θερμοκρασία ατμοποίησης) λόγω της αύξησης του λόγου πίεσης και κατά συνέπεια του μεγαλύτερου δυναμικού ανάκτησης έργου. Παρόμοια με την 22 περίπτωση της ψύξης, υπό σταθερές συνθήκες λειτουργίας όσο χαμηλότερος είναι ο COP της μονάδας τόσο μεγαλύτερη δυνατότητα υπάρχει για ανάκτηση ενέργειας[45].



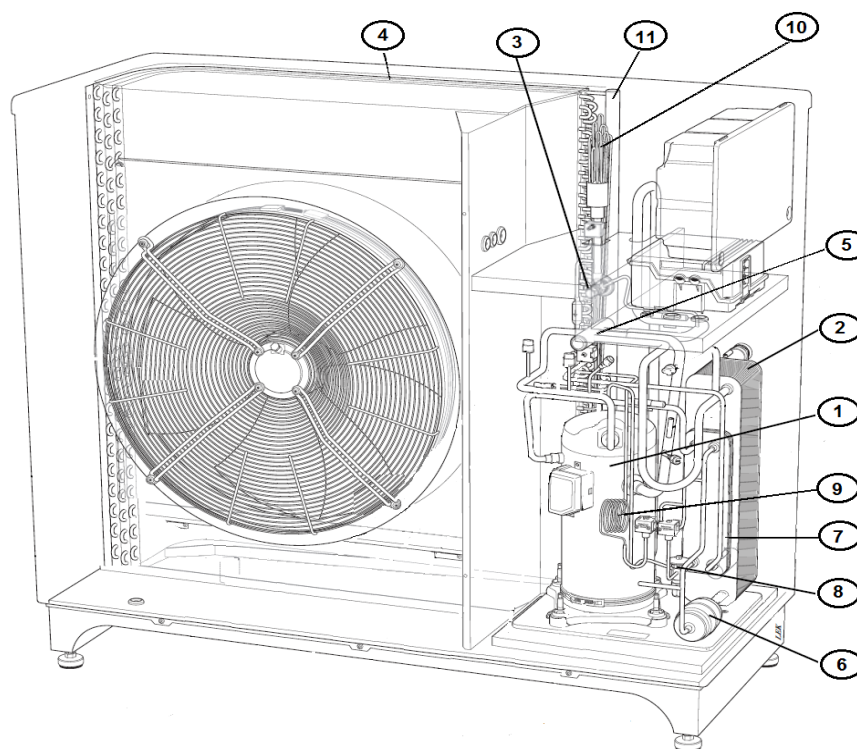
Σχήμα 3.56: Εξέλιξη του COP και της αύξησης του COP συναρτήσει της θερμοκρασίας περιβάλλοντος για εφαρμογή θέρμανσης για διαφορετικά οργανικά μέσα[45].

4. Αντλία θερμότητας Nibe

Στο κεφάλαιο αυτό παρουσιάζονται τα βασικά εξαρτήματα και ο τρόπος λειτουργίας τους, ενώ στη συνέχεια αναλύεται ο ψυκτικός κύκλος της μονάδας καθώς και οι λειτουργίες απόψυξης και ψεκασμού.

4.1 Περιγραφή εξαρτημάτων

Η περιγραφή αφορά τα μηχανικά εξαρτήματα της μονάδας και τα διάφορα πλεονεκτήματα-μειονεκτήματα τα οποία έχουν. Παρακάτω ακολουθεί το συνοπτικό σχέδιο της μονάδας έτσι ώστε να γίνεται αντιληπτό όχι μόνο ποιο είναι το κάθε εξάρτημα αλλά και το πώς είναι διατεταγμένη μια πραγματική ψυκτική διάταξη.



1	ΣΠΕΙΡΟΕΙΔΗΣ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗΣ (SCROLL COMPRESSOR)
2	ΥΔΡΟΨΥΚΤΟΣ ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΗΣ (WATER COOLLING CODENSSER)
3	ΘΕΡΜΟΣΤΑΤΙΚΗ ΕΚΤΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ (EXPANSION VALVE)
4	ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΗΣ (EVAPORATOR)
5	ΒΑΛΒΙΔΑ ΑΝΤΙΣΤΡΟΦΗΣ (REVERSING VALVE)
6	ΦΙΛΤΡΟ (FILTER)
7	ΕΝΑΛΛΑΚΤΗΣ ΥΠΟΨΥΞΗΣ (SUB COOLER)
8	ΔΕΥΤΕΡΕΥΟΥΣΑ ΕΚΤΟΝΩΤΙΚΗ ΒΑΛΒΙΔΑ
9	ΤΡΙΧΟΕΙΔΗΣ ΣΩΛΗΝΑΣ(CAPILLARI TUBE)
10	ΔΙΑΝΕΜΗΤΗΣ (DISTRIBUTOR)
11	ΣΥΛΛΕΚΤΗΣ (COLLECTOR)

Σχήμα 4.1 : Συνοπτικό σχέδιο αντλίας θερμότητας[46].

4.1.1 Συμπιεστής

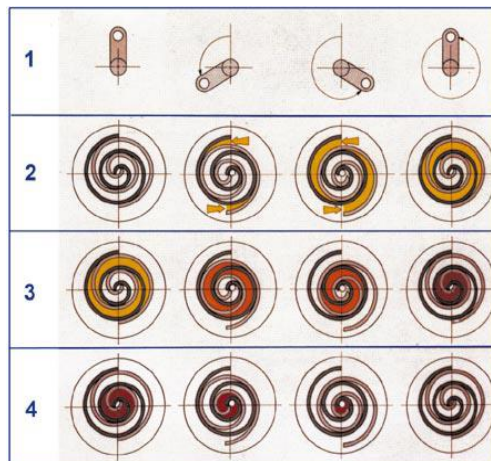
Ο συμπιεστής αναρροφά το ψυκτικό αέριο από τον ατμοποιητή και το συμπιέζει προς το συμπυκνωτή. Μ' αυτόν τον τρόπο δημιουργείται μία συνεχής διαφορά πίεσης μεταξύ της πλευράς αναρρόφησης και της πλευράς κατάθλιψης. Το συγκεκριμένο μηχάνημα έχει συμπιεστή τύπου scroll.



Σχήμα 4.2 : Συμπιεστής τύπου scroll [47].

Οι συμπιεστές αυτοί χρησιμοποιούνται ως επί το πλείστον σε μικρές συσκευές κλιματιστικών, αντλιών θερμότητας και σε συστήματα κλιματιστικών αυτοκινήτων. Διαθέτουν δυο σπείρες. Η πάνω είναι σταθερή ενώ η κάτω περιστρέφεται. Οι σπείρες έχουν τοιχώματα σπειροειδούς μορφής και η κάτω σπείρα είναι προσαρμοσμένη μέσα στην επάνω σπείρα. Καθώς η κινούμενη σπείρα μετατοπίζεται παράλληλα, το αέριο εισέρχεται στο μεταξύ διάστημα των σπειροειδών και συγκεκριμένα στα άκρα της διάταξης. Καθώς το αέριο κινείται εσωτερικά, ο όγκος του κενού μειώνεται και το αέριο συμπιέζεται. Τέλος η θυρίδα εκτόνωσης ανοίγει και το αέριο εκτονώνεται.

Οι σπειροειδείς συμπιεστές είναι κατά 20% πιο αποδοτικοί από όλους του περιστροφικούς που χρησιμοποιούνται σήμερα στις κλιματιστικές μονάδες. Στο σχήμα που ακολουθεί απεικονίζεται η φάση της συμπίεσης ενός σπειροειδή συμπιεστή:



Σχήμα 4.3 : Φάσεις συμπίεσης σε σπειροειδή συμπιεστή[48].

Τα βασικότερα πλεονεκτήματα των σπειροειδών συμπιεστών μπορούν να συνοψιστούν στα παρακάτω:

- Οι συμπιεστές αυτοί έχουν 70% λιγότερα κινούμενα εξαρτήματα από τους παλινδρομικούς και επομένως λιγότερες τριβές και λιγότερες φθορές. Αυτό σημαίνει μεγαλύτερες αποδόσεις και μακροζωία του συμπιεστή.
- Δεν επηρεάζονται από την παρουσία σταγόνων ψυκτικού υγρού που μπορεί να επιστρέψει στο συμπιεστή, καθώς και από την παρουσία ξένων σωματιδίων.
- Είναι σχεδιασμένοι για βέλτιστες αποδόσεις και λειτουργούν άψογα με τα σύγχρονα (άνευ χλωρίου) ψυκτικά υγρά.
- Λειτουργούν αθόρυβα και χωρίς κραδασμούς, παράγοντες πολύ σημαντικοί στις εγκαταστάσεις μικρών και μέσων μονάδων κλιματισμού.
- Στους συμπιεστές αυτούς, δημιουργείται ταυτόχρονη είσοδος ψυκτικού αερίου (αναρρόφηση) συμπίεση, και εξαγωγή του συμπιεσμένου αερίου. Αυτό σημαίνει πολύ μεγαλύτερη απόδοση, σε σύγκριση πάντα με τους παλινδρομικού τύπου, αφού δεν υπάρχουν «νεκροί χρόνοι».

Τα μοναδικά μειονεκτήματα των συμπιεστών τύπου αυτών αφορούν τις περιορισμένες χρήσεις τους, εφόσον:

- Χρησιμοποιούνται σε μονάδες κλιματισμού μικρής και μέσης ισχύος
- Μονό σε συμπιεστές κλειστού τύπου
- Έχουν περιορισμένη εφαρμογή για δεδομένη ισχύ[48].

4.1.2 Υδρόψυκτος συμπυκνωτής

Ο συμπυκνωτής είναι το εξάρτημα εκείνο στο οποίο συμπυκνώνεται (υγροποιείται) το υπέρθερμο ψυκτικό αέριο που συμπιέζεται προς αυτόν από το συμπιεστή.



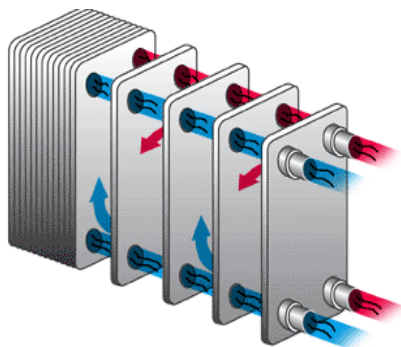
Σχήμα 4.4 : Πλακοειδής συμπυκνωτής[49].

Το ψυκτικό μέσο σε αέρια μορφή (κορεσμένος ή υπέρθερμος ατμός) συμπιέζεται από το συμπιεστή στο συμπυκνωτή, που ονομάζεται και υγροποιητής ή ψυγείο. Σκοπός του συμπυκνωτή είναι η αποβολή της λανθάνουσας και αισθητής θερμότητας του ψυκτικού αερίου λόγω συμπίεσης και η μετατροπή αυτού σε υγρό χαμηλής θερμοκρασίας κάτω από την ίδια πίεση. Η αποβολή της θερμότητας επιτυγχάνεται μέσω ενός άλλου ψυκτικού μέσου, που μπορεί να είναι αέρας ή νερό. Η συμπύκνωση του αερίου ψυκτικού μέσου είναι εξαιρετικής σημασίας, διότι από αυτήν εξαρτάται η πίεση συμπίεσης και κατά συνέπεια, η ισχύς του συμπιεστή που καταναλώνεται. Όσο χαμηλότερη είναι η πίεση συμπίεσης, τόσο μικρότερο είναι το έργο του συμπυκνωτή. Η αφαίρεση θερμότητας από το ψυκτικό μέσο στο συμπυκνωτή γίνεται σε 3 διαδοχικές φάσεις, κατά τις οποίες η πίεση παραμένει σταθερή:

- α. Αφαίρεση της θερμότητας υπερθέρμανσης και ψύξη του αερίου ψυκτικού μέσου μέχρι τη θερμοκρασία κορεσμού.
- β. Αφαίρεση της λανθάνουσας θερμότητας εξαέρωσης σε σταθερή θερμοκρασία. Το ψυκτικό μέσο υγροποιείται.
- γ. Αφαίρεση θερμότητας από το υγρό πια ψυκτικό μέσο, οπότε κατεβαίνει κι άλλο η θερμοκρασία του.

Η ψυκτική ισχύς έστω Q_{Σ} (kcal/h) ενός συμπυκνωτή είναι μεγαλύτερη από την ψυκτική ισχύ Q του συμπιεστή κατά ένα ποσό που αντιστοιχεί στο έργο συμπίεσης του συμπιεστή, αφού αφαιρεθούν ορισμένες απώλειες στο συμπιεστή, στις σωληνώσεις και σε άλλα τμήματα του δικτύου. Έτσι, ανάλογα με το ψυκτικό μέσο που ψύχει το συμπυκνωτή και ανάλογα με τις θερμοκρασίες που επικρατούν, ισχύει: $Q_{\Sigma} = (1,2 \text{ έως } 1,4) Q$. Στο σημείο αυτό πρέπει να δίνεται ιδιαίτερη προσοχή στην επιλογή του κατάλληλου συμπυκνωτή, διότι οι κατασκευαστές των συμπυκνωτών δίνουν το Q_{Σ} και όχι το αντίστοιχο Q .

Στην περίπτωση μας ο συμπυκνωτής είναι τύπου πλακών (plate type). Συγκεκριμένα αποτελείται από πολλές λεπτές μεταλλικές πλάκες με μεγάλη επίπεδη κυματοειδή επιφάνεια όπως παρακάτω φαίνεται :



Σχήμα 4.5 : Λειτουργία πλακοειδή συμπυκνωτή[50].

Οι πλάκες περιορίζουν τη ροή των υγρών διαμέσου της διαδρομής του εναλλάκτη και παρέχουν την επιφάνεια για τη μεταφορά θερμότητας. Η επιφάνεια είναι κυματοειδής ώστε να βελτιώσει τη μεταφορά θερμότητας. Οι αυλακώσεις σπάνε το οριακό στρώμα, προκαλώντας αναταράξεις με χαμηλούς αριθμούς Reynolds, αυξάνοντας σημαντικά τον συντελεστή μεταφοράς θερμότητας. Κάθε ρεύμα θερμού ρευστού έρχεται σε έμμεση επαφή με δύο ρεύματα ψυχρού, επιτυγχάνοντας έτσι μεγαλύτερη απόδοση στη συναλλασσόμενη θερμότητα.

Συγκρινόμενοι με τους εναλλάκτες κελύφους αυλών είναι μικρότεροι, ευκολότεροι στην αποσυναρμολόγηση και στην συντήρηση.

4.1.3 Εκτονωτική βαλβίδα

Η εκτονωτική βαλβίδα είναι εκείνο το βασικό εξάρτημα κάθε ψυκτικής εγκατάστασης που με την συνεργασία του συμβάλλει :

1. Στον έλεγχο της ακριβούς ποσότητας του διερχόμενου ψυκτικού ώστε ο εξατμιστής να μη παρουσιάζει έλλειψη ψυκτικού. Το αποτέλεσμα είναι η μονάδα να εργάζεται με τη μέγιστη της απόδοση και χωρίς να υπερφορτίζεται.

2. Προκαλώντας την εκτόνωση του υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας ψυκτικού υγρού, μειώνοντας την πίεση και την θερμοκρασία του σε επίπεδα λειτουργίας του εξατμιστή.

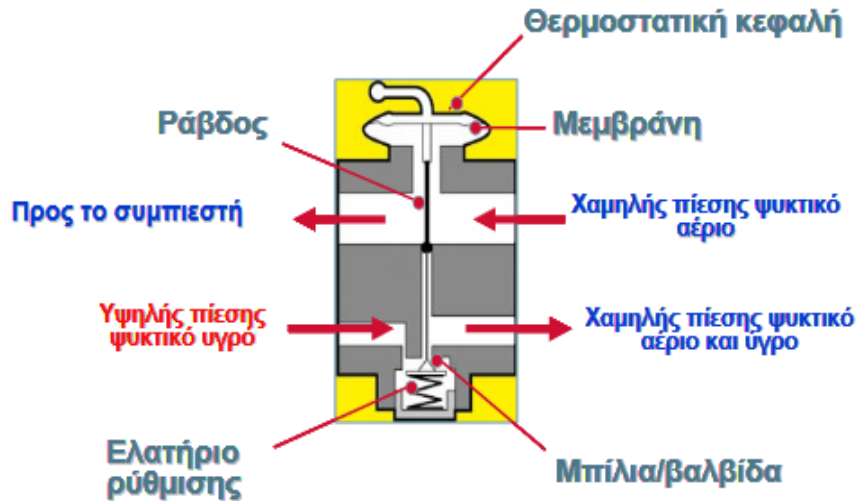


Σχήμα 4.6 : Θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα[51].

Τα είδη των χρησιμοποιούμενων εκτονωτικών βαλβίδων είναι :

- Ο τριχοειδής σωλήνας
- Η αυτόματη εκτονωτική βαλβίδα ή βαλβίδα σταθερής πίεσης
- Η ηλεκτρονική εκτονωτική βαλβίδα
- Η θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα ή θερμοεκτονωτική βαλβίδα ή βαλβίδα σταθερής υπερθέρμανσης
- Η βαλβίδα επίπλευσης χαμηλής - υψηλής πλευράς

Στην περίπτωση μας έχουμε θερμοστατική εκτονωτική βαλβίδα. Αυτή η εκτονωτική βαλβίδα, έχει μια οπή η οποία μειώνει την πίεση του ψυκτικού, πριν αυτό μπει στον εξατμιστή. Σε αυτή την πίεση, η θερμοκρασία του ψυκτικού είναι στους 0°C, που είναι και η θερμοκρασία εξατμίσεως (βρασμού) του. Η εκτονωτική βαλβίδα παράλληλα ρυθμίζει συνεχώς και την παροχή μάζας του ψυκτικού, ανάλογα με την τιμή της υπερθέρμανσης. Η θερμοστατική κεφαλή αντιδρά στην πίεση και στη θερμοκρασία που έχει το ψυκτικό βγαίνοντας από τον εξατμιστή. Όταν η υπερθέρμανση αυξάνει, δηλαδή μεγαλώνει η θερμοκρασία με την οποία βγαίνει το ψυκτικό από τον εξατμιστή, το αέριο που περιέχεται στην θερμοστατική κεφαλή διαστέλλεται. Έτσι μεγαλώνει το άνοιγμα της βαλβίδας. Αυτή η αυτορρύθμιση της βαλβίδας, επιτρέπει στον κλιματισμό να παρέχει ψύξη υπό οποιαδήποτε συνθήκες.



Σχήμα 4.7 : Λειτουργία θερμοστατικής εκτονωτικής βαλβίδας[52].

Η εκτονωτική βαλβίδα συνδυάζεται πάντοτε με την ύπαρξη ξηραντήρα στο κύκλωμα υψηλής πίεσης, (ο οποίος είναι ενσωματωμένος πάνω στο συμπυκνωτή ή είναι μεταξύ αυτού και της εκτονωτικής βαλβίδας) . Η θερμοστατική κεφαλή, δε θα πρέπει ποτέ να τροποποιείται. Είναι εύθραυστη και έχει διαστασιολογηθεί σύμφωνα με τη συγκεκριμένη εγκατάσταση. Η καταστροφή της θα οδηγήσει σε προβλήματα στη λειτουργία του κλιματισμού, όπως χαμηλή ψύξη ή αύξηση της υψηλής πίεσης. Για αυτό το λόγο θα πρέπει να χρησιμοποιείτε βαλβίδα με τον σωστό κωδικό για κάθε εγκατάσταση.

4.1.4 Ατμοποιητής

Ο ατμοποιητής είναι το τμήμα εκείνο της εγκατάστασης στο οποίο το ψυκτικό υγρό μετατρέπεται σε αέριο (ατμοποιείται), απορροφώντας μεγάλα ποσά θερμότητας.



Σχήμα 4.8 : Ατμοποιητές ξηρής εκτόνωσης[53].

Λόγω των ποικίλων απαιτήσεων στις εφαρμογές της ψύξης και προς αντιμετώπιση τους οι εξατμιστές κατασκευάζονται και λειτουργούν κατά διάφορους τρόπους.

Έτσι τους εξατμιστές τους κατατάσσουμε στις εξής βασικές κατηγορίες:

1. Αναλόγως του χρησιμοποιούμενου εκτονωτικού μέσου (βαλβίδας) σε:

- Στοιχεία ξηρής εκτόνωσης και σε
- Στοιχεία υπερχειλιστικά (υγρής εκτόνωσης)

2. Αναλόγως της κατασκευαστικής μορφής της εσωτερικής τους επιφάνειας σε:

- Στοιχεία με γυμνούς σωλήνες,
- Στοιχεία με πρόσθετα μεταλλικά πτερύγια
- Στοιχεία τύπου πλάκας

3. Αναλόγως του χρησιμοποιούμενου μέσου ψύξης, χώρου και προϊόντων, σε:

- Στοιχεία αέρα (φυσικής ή βιασμένης κυκλοφορίας)
- Στοιχεία βυθιζόμενου ή εμβαπτιζόμενου τύπου

Στην περίπτωση μας έχουμε ατμοποιητή ξηρής εκτόνωσης. Ατμοποιητές ξηρής εκτόνωσης ονομάζουμε εκείνους που λειτουργούν με τις παρακάτω εκτονωτικές βαλβίδες: θερμοεκτονωτική, αυτόματη εκτονωτική και τριχοειδή σωλήνα. Τα στοιχεία ξηρής εκτόνωσης χρησιμοποιούνται ευρέως στην εμπορική ψύξη. Η επιτρεπόμενη πτώση πίεσης πρέπει να είναι τέτοιου μεγέθους ώστε να μη μειώνεται η ταχύτητα του ψυκτικού κάτω του ορίου κατά το οποίο να συσσωρεύεται το ψυκτέλαιο εντός του εξατμιστή και να μειώνει τη ψυκτική του ικανότητα λόγω ατελούς ατμοποίησης του υγρού.

4.1.5 Βαλβίδα αντιστροφής

Στις αντλίες θερμότητας τύπου αέρα-αέρα, οι ρόλοι των δύο εναλλακτών θερμότητας της εσωτερικής και της εξωτερικής μονάδας, δεν είναι σταθεροί αλλά εναλλάσσονται, ανάλογα με το εάν η μονάδα κλιματισμού βρίσκεται σε θερινή ή σε χειμερινή λειτουργία. Έτσι κατά τη διάρκεια του θερινού κλιματισμού, στον εναλλάκτη θερμότητας της εξωτερικής μονάδας εκτελείται η λειτουργία της συμπύκνωσης του ψυκτικού υγρού, ενώ στον εναλλάκτη της εσωτερικής μονάδας εκτελείται η λειτουργία της ατμοποίησης του ατμού του ψυκτικού μέσου.

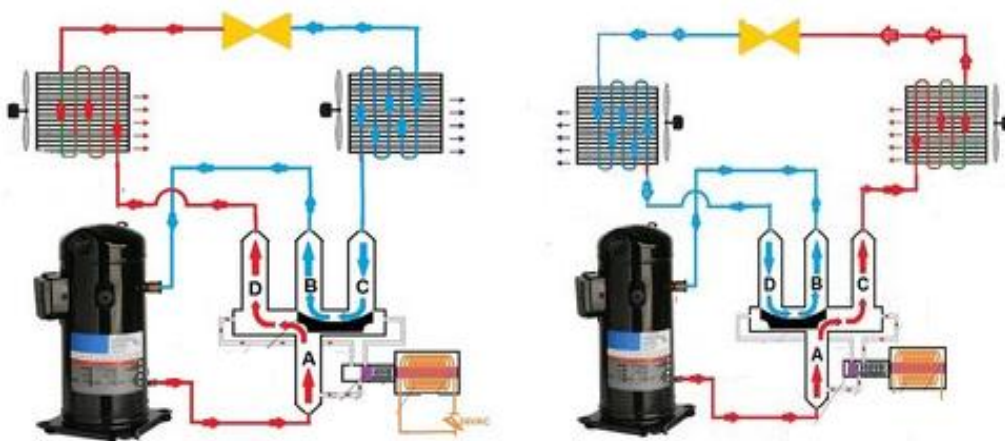
Κατά τη διάρκεια του χειμερινού κλιματισμού, οι ρόλοι των εναλλακτών αντιστρέφονται, οπότε είναι απαραίτητη και η αντιστροφή του ψυκτικού κύκλου, ενώ το μέσω με το οποίο επιτυγχάνεται αυτό είναι λεγόμενη βαλβίδα αντιστροφής.



Σχήμα 4.9 : Βαλβίδα αντιστροφής απλής κλιματιστικής συσκευής[54].

Συγκεκριμένα, με την ολίσθηση του δρομέα προς τη μια ή προς την άλλη κατεύθυνση η οποία γίνεται με την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα / πιλότο η αναρρόφηση του συμπιεστή μπορεί να έρχεται σε επικοινωνία με την εσωτερική ή την εξωτερική μονάδα.

Με αυτόν τον τρόπο επιτυγχάνεται η αντίστοιχη επιθυμητή λειτουργία όπως παρακάτω φαίνεται.



Σχήμα 4.10: Λειτουργία της βαλβίδα αντιστροφής κατά τη θερινή και τη χειμερινή περίοδο[54].

Στην περίπτωση της αντλίας θερμότητας που μελετάμε αυτή έχει μόνο λειτουργία θέρμανσης έτσι η συγκεκριμένη βαλβίδα χρησιμοποιείται για να κάνει την απόψυξη του εξωτερικού στοιχείου όταν αυτό κριθεί αναγκαίο.

4.1.6 Φίλτρο αφυγραντής

Το φίλτρο αφυγραντής είναι εγκατεστημένο στον κλάδο υψηλής πίεσης στο τμήμα μεταξύ συμπυκνωτή και εξατμιστή, και στα νεότερα συστήματα είναι ενσωματωμένο στο συμπυκνωτή.



Σχήμα 4.11 : Συνήθης φίλτρο-αφυγραντές εμπορικού τύπου[55].

Το φίλτρο αφυγραντής εξυπηρετεί τρεις βασικές λειτουργίες:

- Αποτελεί μια αποθήκη για το ψυκτικό μέσο και το ψυκτέλαιο. Για αυτήν τη λειτουργία είναι πολύ κρίσιμος ο σχεδιασμός του φίλτρου, το μέγεθος και η σωστή τοποθέτησή του. Η αντικατάστασή του με διαφορετικό μπορεί να οδηγήσει σε υποβάθμιση του κλιματιστικού. Το ψυκτικό μέσο από το συμπυκνωτή διέρχεται από το φίλτρο και το αφυγραντικό υλικό αποθηκεύεται στο δοχείο. Εάν κατά τη διαδικασία της συμπύκνωσης μέρος του ψυκτικού δεν έχει υγροποιηθεί, το μέρος του σε μορφή ατμών επειδή είναι ελαφρότερο οδηγείται στο ανώτερο μέρος του φίλτρου ενώ το υγροποιημένο κατακάθεται στον πυθμένα απ' όπου και στη συνέχεια οδηγείται στην εκτονωτική βαλβίδα. Με αυτόν τον τρόπο εξασφαλίζεται ότι μόνο υγρό ψυκτικό μέσο φτάνει στην εκτονωτική βαλβίδα όπου και εκτονώνεται απορροφώντας θερμότητα κατά την αεριοποίηση του.
- Αποτελεί ένα φίλτρο για ακαθαρσίες που μπορεί να κυκλοφορήσουν στο κύκλωμα κατά τη λειτουργία του κλιματιστικού. Για το σκοπό αυτό τα φίλτρα περιέχουν ένα υλικό με μικρούς πόρους οι οποίοι κατακρατούν οποιοδήποτε υλικό μολύνει το ψυκτικό μέσο.
- Αποτελούν μία παγίδα για υγρασία που έχει εγκλωβιστεί εντός του κυκλώματος. Για το σκοπό αυτό περιέχουν ένα υδρόφιλο υλικό XR3, XR5, XR7 ή XR9 που εκτελεί την αφύγρανση του ψυκτικού μέσου, παγιδεύοντας την υγρασία.

Το φίλτρο αφυγραντής πρέπει να αντικαθιστάτε σε τακτά χρονικά διαστήματα αφού με την πάροδο του χρόνου το πορώδες φίλτρο μπορεί να βουλώσει από τα υλικά που κατακρατεί ή το υδρόφιλο υλικό που περιέχει να κορεστεί χάνοντας την ικανότητα του να απορροφά υγρασία. Σε κάθε περίπτωση η μη έγκαιρη αντικατάστασή του μπορεί να οδηγήσει σε αυξημένη φθορά γιατί:

- Η περιορισμένη ροή οδηγεί σε πλημμυρή λίπανση του συμπιεστή.
- Ο κορεσμός οδηγεί σε ύπαρξη υγρασίας στο κύκλωμα. Άμεση συνέπεια είναι η διάβρωση των μερών του κλιματιστικού και η αλλοίωση του ψυκτελαίου που όταν απορροφήσει υγρασία υποβαθμίζεται η λιπαντική του ικανότητα.

4.1.7 Εναλλάκτης υπόψυξης

Υπόψυξη στο ψυκτικό κύκλο συναντάμε στη διαδρομή του ψυκτικού υγρού από την καμπύλη κορεσμού στην έξοδο του συμπυκνωτή, μέχρι την είσοδο της εκτονωτικής βαλβίδας. Το ψυκτικό ρευστό, αφού έχει αλλάξει φάση, πριν μπει στο στραγγαλιστικό, εξακολουθεί να αποβάλλει θερμότητα με αποτέλεσμα να πέφτει και άλλο η θερμοκρασία του και να γίνεται υπόψυκτο υγρό. Είναι επιθυμητό για μία εγκατάσταση ψύξης να πετύχουμε όσο το δυνατό μεγαλύτερη υπόψυξη έτσι ώστε να βελτιώσουμε την ικανότητα της ψυκτικής μηχανής, αυξάνοντας το Κ.Ψ.Α. Επίσης παγώνοντας το ψυκτικό υγρό ακόμα περισσότερο, δίνεται η δυνατότητα να υγροποιηθεί τυχόν ατμός που βρίσκεται μέσα σε αυτό, με αποτέλεσμα το ψυκτικό να πηγαίνει ακόμα πιο παγωμένο στην εκτονωτική και να αυξάνει την ποσότητα υγρού που περνάει από αυτή. Οι συσκευές με τις οποίες μπορούμε να το πετύχουμε αυτό είναι οι λεγόμενοι εναλλάκτες υπόψυξης.

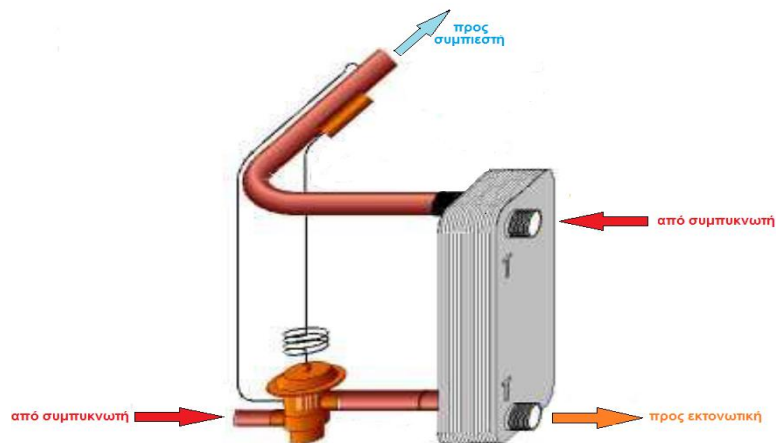


Σχήμα 4.12 : Εναλλάκτες υπόψυξης εμπορικού τύπου[49].

Στην ουσία δηλαδή αυτό που συμβαίνει είναι ότι το ψυκτικό μπαίνει στην εκτονωτική βαλβίδα σε χαμηλότερη θερμοκρασία και επομένως είναι σε θέση να απορροφήσει περισσότερη θερμότητα κατά την ατμοποίηση στον ατμοποιητή.

4.1.8 Δευτερεύουσα εκτονωτική βαλβίδα

Η εκτονωτική βαλβίδα αυτή βρίσκεται στην είσοδο του ψυχρού ρεύματος του εναλλάκτη υπόψυξης και δεν διαφέρει σε τίποτα από την εκτονωτική βαλβίδα η οποία βρίσκεται στην είσοδο του ατμοποιητή. Όμως συγκριτικά αυτή πάντοτε επιτρέπει τη διέλευση μικρότερης παροχής και συνήθως προκαλεί μικρότερη ισενθαλπική πτώση στο ψυκτικό ρευστό σε μια ενδιάμεση πίεση του εναλλάκτης υπόψυξης. Η βαλβίδα αυτή μπορεί να είναι θερμοεκτονωτική, αυτόματη εκτονωτική ή και τριχοειδή σωλήνα. Στην περίπτωση μας είναι θερμοεκτονωτική. Παρακάτω φαίνεται ο τρόπος σύνδεσής της.



Σχήμα 4.13 : Συνδεσμολογία θερμοεκτονωτικής με εναλλάκτη υπόψυξης[56].

Συγκεκριμένα η βαλβίδα αυτή παραλαμβάνει από την έξοδο του συμπυκνωτή μια ποσότητα ψυκτικού υγρού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και την εκτονώνει ισενθαλπικά μετατρέποντάς την σε μέσης πίεσης και θερμοκρασίας, η οποία είναι ικανή να παραλάβει το φορτίο της υπόψυξης αλλά και να ψύξη κατά ένα ποσοστό το συμπιεστή.

4.1.9 Τριχοειδής σωλήνας

Ο τριχοειδής σωλήνας είναι το πιο απλό εκτονωτικό μέσω και χρησιμοποιείτε ευρύτατα σε μικρές ψυκτικές συσκευές, όπως είναι τα οικιακά ψυγεία, μερικοί τύποι επαγγελματικών ψυγείων και σε μικρές κλιματιστικές μονάδες.

Συγκεκριμένα είναι ένας χαλκοσωλήνας πολύ μικρής εσωτερικής διαμέτρου (0,8-1,4mm) και μήκους που κυμαίνεται από 30-40cm. Παρακάτω φαίνονται διάφοροι συνηθισμένοι τύποι τριχοειδή σωλήνα.



Σχήμα 4.14 : Συνήθης τριχοειδή σωλήνες εμπορικού τύπου[57].

Λειτουργικοί παράμετροι :

- α) Αν αυξήσουμε τη διάμετρο του τριχοειδή σωλήνα, πρέπει ταυτόχρονα να αυξήσουμε και το μήκος του για να έχουμε το ίδιο ψυκτικό αποτέλεσμα
- β) Αν αυξήσουμε τη διάμετρο ή μειώσουμε το μήκος του τότε αυξάνεται η θερμοκρασία εξάτμισης
- γ) Αν μειώσουμε τη διάμετρο του τριχοειδούς σωλήνα ή αυξήσουμε το μήκος του, τότε η θερμοκρασία εξάτμισης μειώνεται

Τα πλεονεκτήματα που παρουσιάζει είναι :

- α) Δεν έχει κινούμενα μέρη, άρα δε παρουσιάζονται βλάβες και φθορές λόγω τριβών
- β) Δεν απαιτείται καμία συντήρηση σε όλη τη διάρκεια της ζωής του
- γ) Έχει μικρό κόστος προμήθειας
- δ) Δεν απαιτείται η εγκατάσταση συλλέκτη, καθώς η ποσότητα του ψυκτικού μέσου είναι καθορισμένη με ακρίβεια
- ε) Όταν σταματήσει ο συμπιεστής, το ψυκτικό συνεχίζει να ρέει προς τον εξατμιστή μέσα από τον τριχοειδή σωλήνα, μέχρι να εξισωθούν οι πιέσεις κατάθλιψης και αναρρόφησης. Έτσι στην επόμενη εκκίνηση ο λόγος συμπίεσης θα είναι 1:1 και η απαιτούμενη ροπή εκκίνησης του ηλεκτροκινητήρα θα είναι μικρή.

Τα μειονεκτήματα που παρουσιάζει είναι :

- α) Πρόβλημα μερικής ή ολικής απόφραξης από διάφορα μικροσκοπικά σωματίδια. Γι' αυτό τοποθετείται φίλτρο – ξηραντής στην είσοδο του τριχοειδούς σωλήνα
- β) Δε δέχεται καμία ρύθμιση μετά την τοποθέτηση του
- γ) Πρέπει η ποσότητα του ψυκτικού μέσου να υπολογισθεί με ακρίβεια
- δ) Πρέπει να ληφθεί μέριμνα αν έχει συγκεντρωθεί μεγάλη ποσότητα ψυκτικού υγρού στην είσοδο του εξατμιστή, γιατί αλλιώς μπορεί να έχουμε προβλήματα κατά την εκκίνηση του συμπιεστή
- ε) Περίπτωση σπασίματος ή τσακίσματος του τριχοειδή σωλήνα.

Στην δική μας την περίπτωση ο τριχοειδής σωλήνας χρησιμοποιείται για την εκτόνωση μιας ποσότητας ψυκτικού υγρού υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας από την έξοδο του συμπυκνωτή, την οποία όπως θα δούμε παρακάτω την αναμιγνύει με την έξοδο του εναλλάκτη υπόψυξης για να κάνει την ενδιάμεση ψύξη του συμπιεστή.

4.1.10 Διανεμητής

Όταν οι ατμοποιητές των ψυκτικών εγκαταστάσεων είναι μεγάλης ικανότητας, η τροφοδότησή τους με ψυκτικό από την εκτονωτική βαλβίδα γίνεται με τους λεγόμενους διανεμητές ψυκτικού υγρού. Υπάρχουν διάφοροι τύποι διανεμητών όπως τύπου Βεντούρι, τύπου πτώσης πίεσης, φυγοκεντρικού τύπου και τύπου συλλέκτη. Οι συνηθέστεροι διανεμητές στις ψυκτικές εγκαταστάσεις είναι οι τύπου βεντούρι. Όπως ακριβώς έχουμε και στην δική μας περίπτωση.



Σχήμα 4.15 : Διανεμητές τύπου Βεντούρι[58].

Οι διανεμητές προσαρμόζονται στην έξοδο της εκτονωτικής βαλβίδας και τροφοδοτούν τον ατμοποιητή ομοιόμορφα σε διάφορα σημεία του. Έτσι περιορίζεται το μήκος της διαδρομής του ψυκτικού μέσα στον ατμοποιητή και άρα το μέγεθος της πτώση της πίεσης λόγω των τριβών. Σε μερικές περιπτώσεις η εκτονωτική βαλβίδα και ο διανεμητής αποτελούν ένα ενιαίο συγκρότημα. Σε άλλες όμως περιπτώσεις ο διανεμητής αποτελεί ένα εντελώς ξεχωριστό εξάρτημα που εύκολα προσαρμόζεται στην έξοδο της εκτονωτικής βαλβίδας. Επίσης σε ατμοποιητές μεγάλων διαστάσεων μπορεί η διανομή του ψυκτικού να γίνεται από δυο ή και περισσότερους διανεμητές.

Επίσης όσο αφορά την τοποθέτηση του διανεμητή, η πιο σωστή θέση είναι η κατακόρυφη(διανομή προς τα πάνω ή προς τα κάτω). Σε αυτή τη θέση παρατηρούνται καλύτερα χαρακτηριστικά συμπεριφοράς του διανεμητή και αποδοτικότερη λειτουργία της εγκατάστασης. Αντίθετα η οριζόντια τοποθέτηση του πρέπει να αποφεύγεται.

4.1.11 Συλλέκτης

Ο συλλέκτης τοποθετείται στην έξοδο του εναλλάκτη θερμότητας και συγκεκριμένα του ατμοποιητή στην περίπτωση μας και σε αντιστοιχία με το διανεμητή, αυτός δεν κάνει τη διανομή, αλλά τη συλλογή του ψυκτικού μέσου από τον εναλλάκτη.

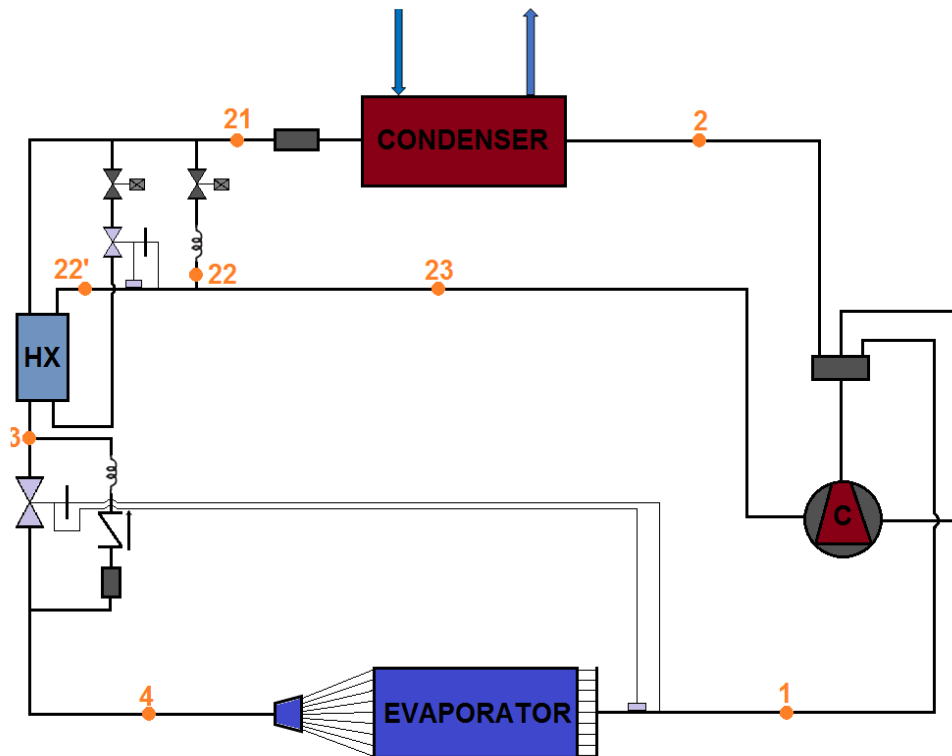


Σχήμα 4.16 : Συλλέκτες του εμπορίου[58].

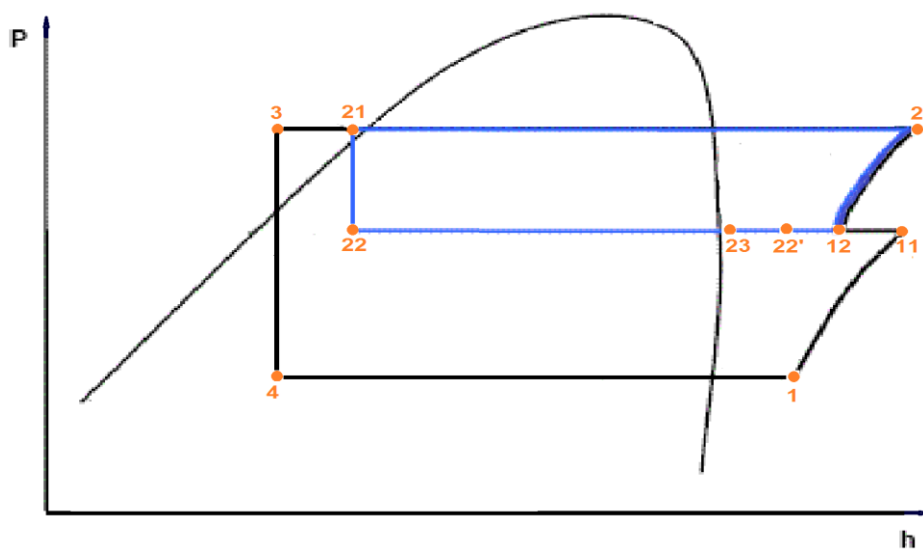
Στην πραγματικότητα στην τεχνολογία της ψύξης έχει επικρατήσει όλα αυτά να τα λέμε διανεμητές τάδε τύπου πχ εδώ έχουμε διανεμητή τύπου συλλέκτη και αυτό διότι η είσοδος και η έξοδος σε ένα στοιχείο δεν είναι συγκεκριμένη αλλά εξαρτάτε από το εάν η αντλία λειτουργεί για ψύξη ή για θέρμανση αφού ο κύκλος αντιστρέφεται.

4.2 Κατάσταση κανονικής λειτουργίας

Παρακάτω παρουσιάζονται το μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας και ο θερμοδυναμικός της κύκλος σε p-h διάγραμμα ενώ στη συνέχεια ακολουθεί η επεξήγηση της λειτουργίας αυτών.



Σχήμα 4.17 : Μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας



Σχήμα 4.18 : Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας

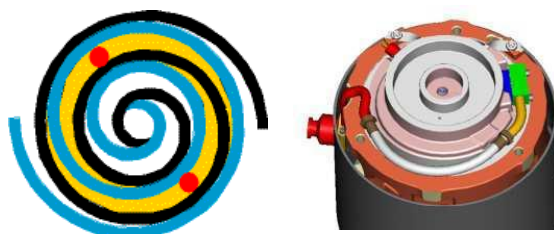
Περιγραφή κύκλου αντλίας θερμότητας σε κανονική λειτουργία

Όταν μιλάμε για κανονική λειτουργία εδώ εννοούμε τη λειτουργία της θέρμανσης διότι η συγκεκριμένη αντλία δεν έχει λειτουργία ψύξης. Στην κατάσταση 2 έχουμε υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας παροχής μάζας m . Ο ατμός αυτός εισερχόμενος στο συμπυκνωτή απορρίπτει θερμότητα στο νερό με αποτέλεσμα να συμπυκνώνεται και να εξέρχεται από αυτόν ως υγρό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας κατάστασης 21. Στη συνέχεια ποσότητα μάζας $m-m_a-m_b$ αυτής της κατάστασης διέρχεται από τον εναλλάκτη υπόψυξης και υποψύχεται περαιτέρω στην κατάσταση 3. Το υγρό αυτό εκτονώνεται ισενθαλπικά σε μίγμα χαμηλής ποιότητας, πίεσης και θερμοκρασίας κατάστασης 4 και εισέρχεται στον ατμοποιητή, στον οποίο προσδίδεται θερμότητα από το περιβάλλον και βγαίνει από αυτόν στην κατάσταση 1 υπέρθερμος ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Ο υπέρθερμος ατμός 1 συμπιέζεται και φτάνει σε μια ενδιάμεση πίεση κατάσταση 11 όπου αναμιγνύεται με τον υπέρθερμο ατμό μέσης πίεσης και μάζας m_a και m_b του συστήματος ψεκασμού κατάστασης 23 και μας δίνουν την κατάσταση 12. Έτσι τελικά καθώς προχωράει η συμπίεση στην έξοδο του συμπιεστή θα πάρουμε υπέρθερμο ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας κατάστασης 2.

Επίσης να αναφέρουμε ότι στην κανονική λειτουργία η βαλβίδα πιλότος σπρώχνει το έμβολο της τετράοδης βαλβίδας βάση της πίεσης που επικρατεί στην υψηλή πλευρά και όχι βάση του ηλεκτρομαγνητικού πηνίου όπως συμβαίνει παρακάτω στη φάση της απόψυξης.

4.3 Περιγραφή συστήματος ψεκασμού

Ο ατμός μάζας m_b και κατάστασης 21 εκτονώνεται ισενθαλπικά στη μέση πίεση κατάσταση 22 και εισέρχεται στον εναλλάκτη υπόψυξης από τον οποίο και εξέρχεται ισόθλιπτα (κατάσταση 22'). Αντίστοιχα επίσης ποσότητα μάζας m_a από την έξοδο του συμπυκνωτή εκτονώνεται στην ενδιάμεση πίεση και αναμιγνύεται αδιαβατικά με την ποσότητα m_b και ψεκάζεται στο σπειροειδή συμπιεστή (κατάσταση 23). Συγκεκριμένα δηλαδή η ψύξη επιτυγχάνεται με την προσθήκη του ατμού προς το συμπύεση στην ενδιάμεση πίεση και στην θερμοκρασία της κατάστασης 23 η οποία ελέγχεται από τη συσκευή εκτόνωσης.



Σχήμα 4.19 : Θέση των θυρών ψεκασμού και ο εσωτερικός αγωγός[56].

Ο ατμός διέρχεται διαμέσω του εσωτερικού αγωγού στις θύρες οι οποίες βρίσκονται συμμετρικά τοποθετημένες όπως φαίνεται στα αριστερά του Σχήμα 4.19 σε ένα ενδιάμεσο στάδιο της διαδικασίας συμπίεσης.

Το μέγεθος και η θέση αυτών των θυρών έχουν βελτιστοποιηθεί για να εξασφαλιστεί η μέγιστη τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς και της ψυκτικής ικανότητας σε τυπικές συνθήκες λειτουργίας. Στα δεξιά του σχήματος 4.19 φαίνεται μια ενιαία σύνδεση του αγωγού εισόδου με το κέλυφος και τις θυρίδες έγχυσης μέσω ενός εύκαμπτου σωλήνα.

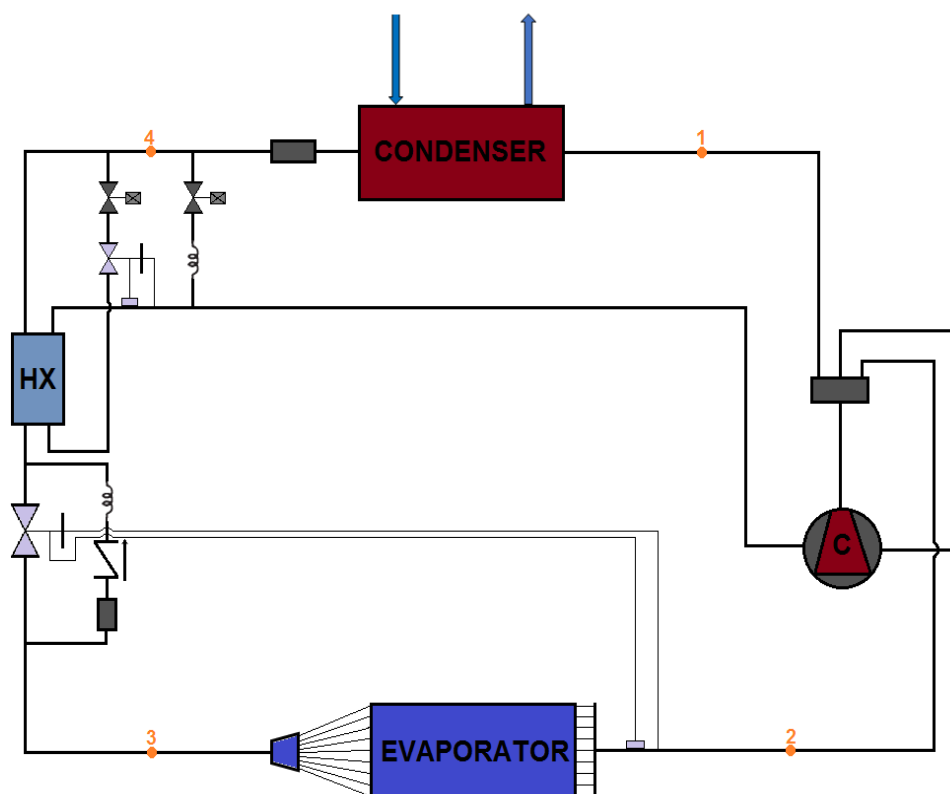
Αυτό το σύστημα προσφέρει τα εξής πλεονεκτήματα εν συγκρίσει με ένα συμβατικό κύκλο :

A) Αύξηση της ψυκτικής ικανότητας αφού το ψυκτικό μπαίνει στην εκτονωτική βαλβίδα σε χαμηλότερη θερμοκρασία και επομένως είναι σε θέση να απορροφήσει περισσότερη θερμότητα κατά τη φάση της ατμοποίησης.

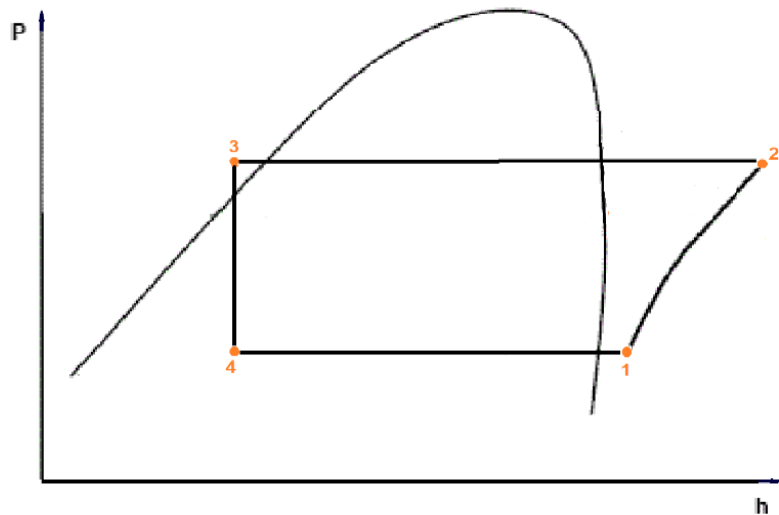
B) Αύξηση του συντελεστή λειτουργίας (COP) διότι μειώνεται το ειδικό έργο που απαιτείται για τη συμπίεση.

4.4 Λειτουργία απόψυξης

Παρακάτω παρουσιάζονται το μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας και ο ψυκτικός της κύκλος σε p-h διάγραμμα ενώ στη συνέχεια ακολουθεί η επεξήγηση της λειτουργίας αυτών



Σχήμα 4.20 : Μονογραμμικό σχέδιο της αντλίας θερμότητας



Σχήμα 4.21 : Θεωρητικός κύκλος σε P-h διάγραμμα

Περιγραφή κύκλου αντλίας θερμότητας σε λειτουργία απόψυξης

Η λειτουργία της απόψυξης επιτυγχάνεται με αντιστροφή του κύκλου ψύξης μέσω της τετράοδης βαλβίδας. Πλέον ο συμπιεστής τροφοδοτείται από τον υδρόψυκτο εναλλάκτη με υπέρθερμο ψυκτικό ατμό χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (κατάσταση 1) και τροφοδοτεί τον αερόψυκτο εναλλάκτη με υπέρθερμο ψυκτικό ατμό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας (κατάσταση 2). Στη συνέχεια συμπυκνώνεται προσφέροντας τη θερμότητα για να πραγματοποιηθεί η απόψυξη (κατάσταση 3) και εισέρχεται στο τριχοειδή εκτονωτικό στοιχείο από το οποίο μετατρέπεται σε μίγμα χαμηλής ποιότητας πίεσης και θερμοκρασίας (κατάσταση 4). Στη φάση αυτή οι ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες είναι κλειστές και έτσι μιλάμε για απλό κύκλο. Επομένως το ψυκτικό ρευστό ατμοποιείται στον υδρόψυκτο εναλλάκτη και κινεί ο κύκλος (κατάσταση 1).

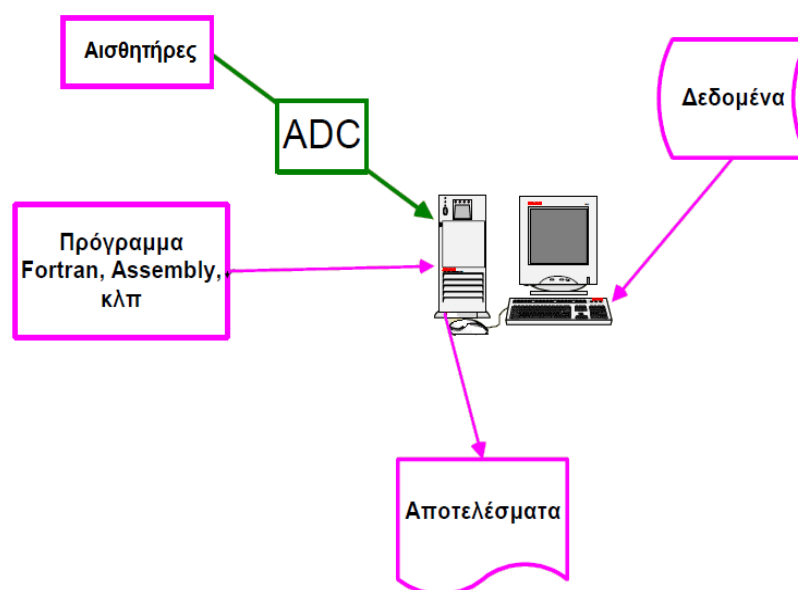
5. Αντικατάσταση εκτονωτικής βαλβίδας με εκτονωτή

Έγινε μια έρευνα με σκοπό να προσδιοριστεί η δυνατότητα της χρήσης ενός παλινδρομικού εκτονωτή αντί στραγγαλιστικής βαλβίδας σε μία αντλία θερμότητας 5 ton με R-407c. Περιγράφονται η διαδικασία λήψης των μετρήσεων, τα ενεργειακά αποτελέσματα της αρχικής λειτουργίας με εκτονωτική βαλβίδα, καθώς και όλη η διαδικασία της μετατροπής ώστε η μονάδα να λειτουργεί α)με στραγγαλιστική βαλβίδα β)με εκτονωτή και γ)συνδυασμένα με εκτονωτή και στραγγαλιστική βαλβίδα.

5.1 Διαδικασία λήψης μετρήσεων αρχικής λειτουργίας

Για το σκοπό αυτό χρησιμοποιήθηκε η μετρητική διάταξη του σχήματος 5.1. Η διάταξη αυτή αποτελείται από πέντε αισθητήρες πίεσης στα σημεία (1, 2, 3, 21, 23) και οκτώ αισθητήρες θερμοκρασίας στα σημεία (1, 2, 3, 4, 21, 22, 22', 23) καθώς και ένας αισθητήρας μέτρησης της παροχής του νερού στο συμπυκνωτή (σχήμα 5.2) . Επίσης φέρει μία κάρτα ADC η οποία μετατρέπει απλώς το αναλογικό σήμα των αισθητήρων σε ψηφιακή πληροφορία που διαβάζει ο Η/Υ. Ακόμα χρησιμοποιήθηκε ένα πρόγραμμα το οποίο εκτελεί τις εντολές που του έχουμε δώσει βάσει των δεδομένων και των ψηφιακών σημάτων και γίνεται η επεξεργασία από τον Η/Υ για να πάρουμε τα δεδομένα.

Κατά τη διάρκεια της λήψης των μετρήσεων η θερμοκρασία του περιβάλλοντος ήταν 16.9°C. Η καταγραφή των μετρήσεων πραγματοποιήθηκε ανά δέκα δευτερόλεπτα και διήρκεσε περίπου 1.5 ώρα. Επίσης οι αρχικές μετρήσεις δεν ελήφθησαν υπόψη, διότι αφορούσαν το μεταβατικό στάδιο λειτουργίας της αντλίας. Τα αποτελέσματα των μετρήσεων εμφανίζονται στον πίνακα 5.1.



Σχήμα 5.1: Μετρητική διάταξη αρχικής λειτουργίας

Πίνακας 5.1: Αποτελέσματα μετρήσεων

P1 [bar]	P2 [bar]	P3 [bar]	P4 [bar]	P21 [bar]	P23 [bar]	T1 [C]	T2 [C]	T3 [C]	T21 [C]	T22 [C]	T22' [C]	T23 [C]
5.49	23.08	22.58	7.57	22.89	10.96	15.1	89.0	26.6	51.0	27.0	38.3	38.4
5.50	23.12	22.62	7.55	22.93	10.99	15.1	89.2	26.7	51.0	27.1	38.7	38.7
5.49	23.16	22.65	7.58	22.97	11.03	15.1	89.2	26.8	51.1	27.2	38.8	38.9
5.49	23.19	22.69	7.55	23.01	11.04	15.1	89.4	26.8	51.1	27.2	38.6	38.8
5.49	23.22	22.72	7.55	23.04	11.02	15.1	89.4	26.8	51.1	27.3	38.1	38.4
5.49	23.24	22.74	7.57	23.05	11.00	15.1	89.4	26.8	51.1	27.3	37.9	38.2
5.49	23.25	22.76	7.56	23.07	11.00	15.1	89.4	26.8	51.1	27.3	38.0	38.2
5.49	23.27	22.77	7.55	23.08	11.01	15.1	89.4	26.8	51.1	27.2	38.0	38.3
5.49	23.28	22.78	7.58	23.10	11.02	15.1	89.4	26.8	51.1	27.2	38.2	38.6
5.49	23.29	22.79	7.58	23.11	11.03	15.1	89.4	26.8	51.1	27.2	38.4	38.8
5.50	23.31	22.82	7.57	23.13	11.05	15.1	89.4	26.9	51.1	27.3	38.7	39.0
5.50	23.33	22.83	7.56	23.15	11.07	15.1	89.4	26.9	51.1	27.4	38.7	39.0
5.49	23.35	22.86	7.56	23.17	11.07	15.1	89.4	27.0	51.1	27.5	38.4	38.8
5.49	23.36	22.87	7.58	23.18	11.06	15.1	89.4	27.0	51.1	27.5	38.1	38.4
5.49	23.37	22.88	7.56	23.19	11.03	15.1	89.7	26.9	51.1	27.4	37.8	38.2
5.49	23.37	22.88	7.56	23.19	11.02	15.1	89.7	26.9	51.1	27.3	37.8	38.2
5.49	23.38	22.89	7.56	23.20	11.03	15.1	89.7	26.9	51.1	27.3	38.0	38.3
5.49	23.38	22.89	7.57	23.20	11.05	15.1	89.7	26.9	51.1	27.3	38.2	38.5
5.49	23.39	22.89	7.60	23.21	11.05	15.1	89.7	26.9	51.1	27.3	38.4	38.6
5.49	23.39	22.90	7.57	23.21	11.06	15.1	90.0	26.9	51.3	27.4	38.5	38.6
5.49	23.40	22.90	7.59	23.22	11.07	15.1	90.1	26.9	51.4	27.4	38.5	38.7
5.49	23.40	22.91	7.58	23.22	11.07	15.1	90.1	27.0	51.4	27.5	38.5	38.8
5.50	23.41	22.92	7.56	23.23	11.08	15.1	90.1	27.0	51.4	27.5	38.6	38.8
5.50	23.42	22.93	7.56	23.24	11.10	15.1	90.1	27.0	51.4	27.5	38.5	38.8
5.49	23.43	22.94	7.56	23.25	11.10	15.1	90.1	27.0	51.4	27.6	38.3	38.6
5.49	23.44	22.95	7.55	23.26	11.07	15.1	90.1	27.0	51.4	27.6	37.9	38.2
5.49	23.44	22.95	7.55	23.26	11.05	15.1	90.1	27.0	51.4	27.6	37.7	38.0
5.49	23.45	22.96	7.55	23.27	11.05	15.1	90.1	26.9	51.4	27.6	37.6	37.9
5.48	23.45	22.97	7.55	23.28	11.05	15.1	90.1	26.9	51.4	27.6	37.6	37.8
5.48	23.46	22.97	7.54	23.28	11.04	15.1	90.1	26.9	51.4	27.5	37.5	37.8
5.48	23.46	22.98	7.54	23.29	11.04	15.1	90.1	26.9	51.4	27.5	37.6	37.7
5.48	23.46	22.98	7.54	23.28	11.03	15.1	90.1	26.8	51.4	27.5	37.7	37.7
5.48	23.46	22.98	7.53	23.29	11.04	15.1	90.1	26.8	51.4	27.5	37.7	37.8
5.49	23.47	22.98	7.56	23.29	11.04	15.1	90.1	26.8	51.4	27.4	37.8	37.9
5.49	23.47	22.99	7.55	23.29	11.04	15.1	90.1	26.8	51.5	27.5	37.8	37.9
5.49	23.47	22.99	7.55	23.30	11.06	15.1	90.3	26.8	51.5	27.5	37.9	38.0
5.49	23.47	22.99	7.56	23.30	11.06	15.1	90.3	26.9	51.6	27.5	37.9	38.0
5.49	23.48	22.99	7.57	23.30	11.06	15.1	90.3	26.9	51.6	27.5	37.9	38.0
5.49	23.48	23.00	7.57	23.30	11.05	15.1	90.5	27.0	51.6	27.5	37.9	38.0
5.49	23.48	23.00	7.54	23.31	11.06	15.1	90.5	27.0	51.6	27.5	37.9	38.1

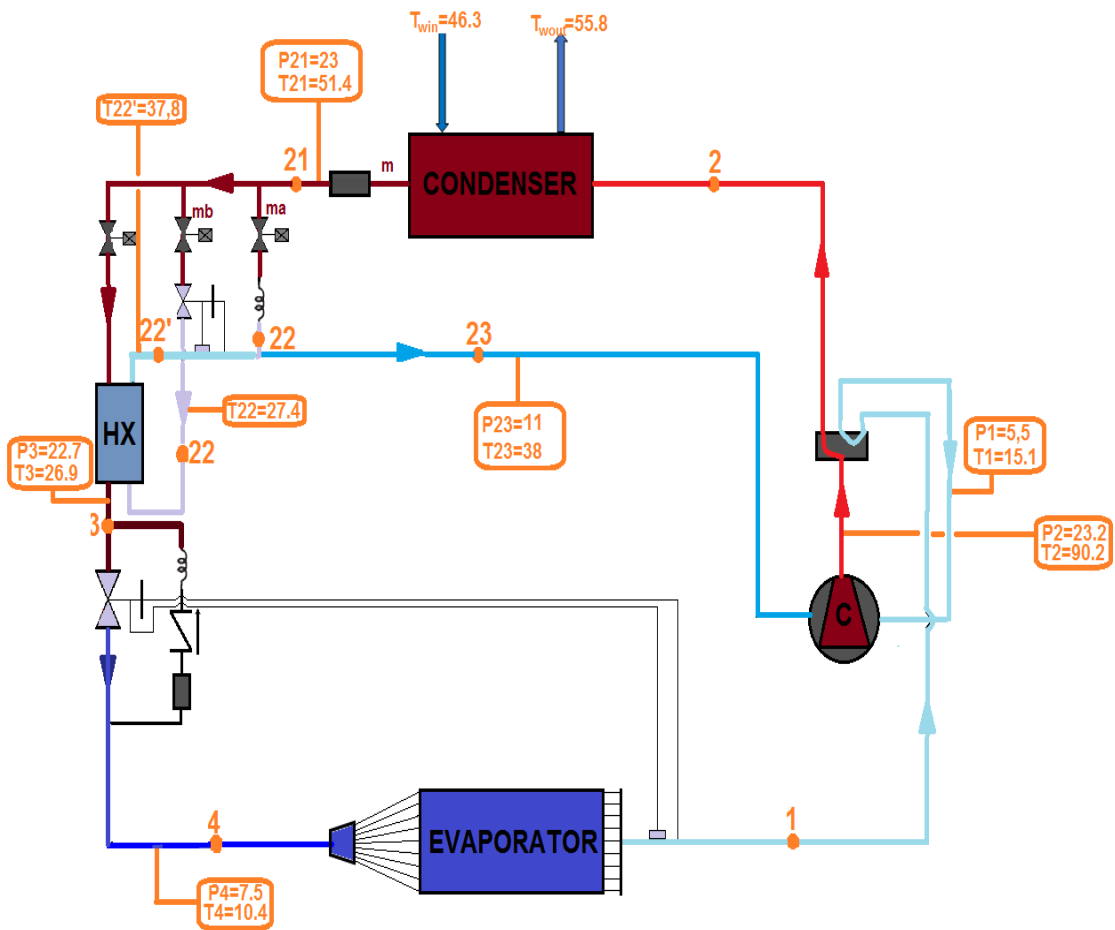
Συνέχεια πίνακα 5.1

P1 [bar]	P2 [bar]	P3 [bar]	P4 [bar]	P21 [bar]	P23 [bar]	T1 [C]	T2 [C]	T3 [C]	T21 [C]	T22 [C]	T22' [C]	T23 [C]
5.49	23.49	23.00	7.57	23.31	11.07	15.1	90.6	26.9	51.6	27.5	38,0	38.2
5.49	23.49	23.01	7.58	23.31	11.07	15.1	90.6	26.9	51.6	27.6	38.0	38.1
5.50	23.50	23.01	7.57	23.31	11.08	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.0	38.2
5.50	23.50	23.01	7.56	23.32	11.08	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.1	38.2
5.50	23.50	23.02	7.57	23.32	11.09	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.1	38.3
5.50	23.50	23.02	7.57	23.32	11.08	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.0	38.2
5.50	23.50	23.02	7.57	23.33	11.08	15.1	90.6	27.1	51.6	27.6	38.0	38.2
5.50	23.51	23.02	7.57	23.33	11.09	15.1	90.6	27.1	51.6	27.6	38.1	38.3
5.50	23.51	23.02	7.59	23.33	11.09	15.1	90.6	27.1	51.6	27.6	38.1	38.3
5.50	23.51	23.03	7.58	23.34	11.10	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.1	38.3
5.50	23.52	23.03	7.58	23.34	11.10	15.1	90.6	27.1	51.6	27.6	38.1	38.2
5.50	23.52	23.04	7.56	23.35	11.09	15.1	90.6	27.1	51.6	27.6	38.1	38.1
5.50	23.52	23.04	7.57	23.35	11.10	15.1	90.6	27.0	51.6	27.7	37.9	38.1
5.50	23,52	23.04	7.57	23,34	11.08	15.1	90.6	27.0	51.6	27.7	37.8	38.0
5.50	23.51	23.04	7.57	23,34	11.09	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	37.9	38.0
5.50	23.52	23.04	7.58	23,35	11.09	15.1	90.7	27.0	51.6	27.6	38.0	38.0
5.50	23.52	23.04	7.57	23,34	11.09	15.1	90.7	27.0	51.6	27.6	38.0	38.1
5.50	23.52	23.04	7.55	23,35	11.09	15.1	90.6	27.0	51.6	27.6	38.0	38.2
5.50	23.52	23.04	7.57	23,35	11.09	15.1	90.7	27.0	51.6	27.6	38.0	38.1
5.50	23.52	23.04	7.56	23,35	11.09	15.1	90.7	27.0	51.6	27.6	38.0	38.1
5.50	23.53	23.04	7.56	23,35	11.09	15.1	90.6	27.0	51.6	27.7	38.1	38.2
5.50	23.53	23.05	7.56	23,35	11.09	15.1	90.6	27.1	51.6	27.7	38.1	38.2
5.50	23.53	23.05	7.55	23,35	11.10	15.1	90.6	27.1	51.6	27.7	38.1	38.2
5.50	23.54	23.06	7.57	23,36	11.10	15.1	90.6	27.1	51.6	27.7	38.0	38.2
5.50	23.54	23.06	7.55	23,36	11.09	15.1	90.7	27.1	51.6	27.7	37.9	38.0
5.50	23.55	23.07	7.57	23,37	11.10	15.1	90.6	27.1	51.6	27.7	37.7	37.9
5.50	23.55	23.07	7.56	23,38	11.08	15.1	90.8	27.1	51.6	27.7	37.6	37.8
5.50	23.56	23.08	7.56	23,38	11.09	15.1	90.8	27.0	51.6	27.7	37.6	37.8
5.49	23.56	23.08	7.56	23,38	11.07	15.1	90.8	27.0	51.6	27.6	37.5	37.7
5.50	23.56	23.08	7.55	23,38	11.06	15.1	90.8	27.0	51.6	27.6	37.5	37.7
5.49	23.56	23.08	7.56	23,38	11.06	15.1	91.0	26.9	51.6	27.5	37.5	37.7
5.49	23.56	23.08	7.56	23,38	11.07	15.1	91.0	26.9	51.6	27.5	37.6	37.8
5.49	23.55	23.07	7.56	23,38	11.07	15.1	90.9	26.9	51.6	27.5	37.7	38.0
5.50	23.56	23.07	7.56	23,38	11.08	15.1	90.8	27.0	51.5	27.5	37.9	38.1
5.50	23.55	23.07	7.54	23,37	11.08	15.1	91.0	27.0	51.6	27.5	37,9	38.1
5.50	23.56	23.08	7.57	23,38	11.09	15.1	91.0	27.0	51.6	27.6	37.9	38.1
5.51	23.57	23.09	7.57	23,39	11.10	15.1	91.0	27.0	51.5	27.6	37.9	38.1
5.50	23.56	23.07	7.55	23,38	11.09	15.1	91.1	27.0	51.5	27.6	37.8	38.0
5.48	21.67	21.14	7.45	21.45	10.71	15.1	91.1	26.9	51.5	27.5	37.8	37.9

Πίνακας 5.2: Μέσες τιμές των αποτελεσμάτων των μετρήσεων

	1	2	3	4	21	22	22'	23
T(°C)	15.1	90.2	26.9	10.4	51.4	27.4	37.8	38
P(Bar)	5.5	23.2	22.7	7.5	23			11

Επίσης η παροχή του νερού στο συμπυκνωτή καθώς και η θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου ήταν : $m_w=0.58$ kg/sec, $T_{win}=46.3$ °C, $T_{wout}=55.8$ °C και $c_{pw}= 4.182$ kJ/kgk. Στο σχήμα 5.2 παρουσιάζεται η εγκατάσταση μαζί με τις ενδείξεις των μετρητικών οργάνων στη μόνιμη λειτουργία.



Σχήμα 5.2: Εγκατάσταση στη μόνιμη λειτουργία

5.2 Ενεργειακοί ισολογισμοί

Βάση των μετρήσεων μας και του λογισμικού REFPROP για R-407c προκύπτουν άμεσα οι ενθαλπίες του παρακάτω πίνακα :

Πίνακας 5.3 : Αποτελέσματα ενθαλπιών

	1	2	3	4	21	22	22'	23
h(kj/kg)	421.45	471.21	239.45	$h_4=h_3$	279.58	$h_{22}=h_{21}$	432.52	$h_{23}=h_{22'}$

1) Υδροψυκτος συμπυκνωτής

Το ποσό της θερμότητας που προσλαμβάνει το νερό (w) είναι :

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w (h_{out} - h_{in}) = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{out} - T_{in}) = 22.9 \text{ KW}$$

Το ποσό της θερμότητας που αποβάλλει το ψυκτικό ρευστό (R) είναι :

$$\dot{Q}_R = \dot{m} (h_2 - h_{21})$$

Θεωρώντας ότι ο συμπυκνωτής μας είναι πολύ καλά μονωμένος θα έχει μηδενικές θερμικές απώλειες ως προς το περιβάλλον και επομένως :

$$\dot{Q}_R = \dot{Q}_w = \dot{m} (h_2 - h_{21}) = \dot{m}_w c_{p_w} (T_{out} - T_{in}) \Rightarrow$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_w c_{p_w} (T_{out} - T_{in})}{(h_2 - h_{21})}$$

$$\dot{m} = 0.1195 \text{ kg/sec}$$

2) Αδιαβατική ανάμιξη κόμβου κ.

$$\dot{m}_a h_{22} + \dot{m}_b h_{22'} = (\dot{m}_a + \dot{m}_b) h_{23}$$

Όμως αφού $h_{22} = h_{23}$ από την ανωτέρω σχέση προκύπτει ότι $\dot{m}_a = 0$

3) Εναλλάκτης υπόψυξης

Ποσό θερμότητας του ψυχρού ρεύματος (c) :

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_b (h_{22'} - h_{22})$$

Ποσό θερμότητας του θερμού ρεύματος (H) :

$$\dot{Q}_H = (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b) (h_{21} - h_3)$$

Θεωρώντας ότι οι θερμικές απώλειες είναι αμελητέες τότε :

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_H = \dot{m}_b(h_{22'} - h_{22}) = (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)(h_{21} - h_3) \Rightarrow$$

$$\dot{m}_b (h_{22'} - h_{22} + h_{21} - h_3) = \dot{m} (h_{21} - h_3) \Rightarrow$$

$$\dot{m}_b = \frac{\dot{m}(h_{21} - h_3)}{h_{22'} - h_{22} + h_{21} - h_3}$$

$$\dot{m}_b = 0.02483 \text{ kg/sec}$$

4) Συμπιεστής

Θεωρώντας ότι οι θερμικές απώλειες κατά τη φάση της συμπίεσης είναι αμελητέες τότε :

$$\dot{W}_C - \dot{m}h_2 + (\dot{m}_a + \dot{m}_b)h_{23} + (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)h_1 = 0 \Rightarrow$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}h_2 - (\dot{m}_a + \dot{m}_b)h_{23} - (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)h_1 \Rightarrow \dot{W}_C = 5.67 \text{ KW}$$

5) Ατμοποιητής

$$\dot{Q}_L = (\dot{m} - \dot{m}_b - \dot{m}_a)(h_1 - h_4) = 17.18 \text{ KW}$$

6) Συντελεστής λειτουργίας

$$\text{COP}_{\text{HP}} = \frac{\dot{Q}_W}{\dot{W}_C}$$

$$\text{COP}_{\text{HP}} = 4.04$$

5.3 Κύκλος λειτουργίας της αντλίας θερμότητας

Για την είναι εφικτός ο σχεδιασμός του κύκλου απαιτείται η εύρεση των ενθαλπιών h_{11} και h_{12} . Για το σκοπό αυτό κάνουμε την εξής θεώρηση. Θεωρούμε ότι σε όλη τη βαθμίδα ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης παραμένει σταθερός και ίσος με :

$$\eta_{is} = \frac{h_{11is} - h_1}{h_{11} - h_1} = \frac{h_{2is} - h_{12}}{h_2 - h_{12}}$$

Στη συνέχεια πραγματοποιούμε την εξής επαναληπτική διαδικασία με τη μέθοδο της χαλάρωσης υποθέτοντας τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.

$$P_1, T_1 \Rightarrow s_1 = 1.8038 \text{ kJ/kgk} \quad \text{όμως} \quad s_{11} = s_1, P_{11} = P_{23} \Rightarrow h_{11is} = 439 \text{ kJ/kgk}$$

1^η Δοκιμή έστω $\eta_{is} = 0.70$

$$\eta_{is} = \frac{h_{11is} - h_1}{h_{11} - h_1} \Rightarrow h_{11} = 446.521 \text{ kj/kg}$$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_b)h_{23} + (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)h_{11} = \dot{m}h_{12} \Rightarrow h_{12} = 443.611 \text{ kj/kg}$$

$$h_{12}, P_{12} = P_{23} \Rightarrow s_{12} = 1.8181 \text{ kj/kgk}$$

$$s_2 = s_{12}, P_2 \Rightarrow h_{2is} = 463.60 \text{ kj/kg}$$

$$\eta_{is'} = \frac{h_{2is} - h_{12}}{h_2 - h_{12}} = 0.724$$

2^η Δοκιμή έστω $\eta_{is} = 0.7 \times \eta_{is} + 0.3 \times \eta_{is'} = 0.707$

$$\eta_{is} = \frac{h_{11is} - h_1}{h_{11} - h_1} \Rightarrow h_{11} = 446.263 \text{ kj/kg}$$

$$(\dot{m}_a + \dot{m}_b)h_{23} + (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)h_{11} = \dot{m}h_{12} \Rightarrow h_{12} = 443.407 \text{ kj/kg}$$

$$h_{12}, P_{12} = P_{23} \Rightarrow s_{12} = 1.8175 \text{ kj/kgk}$$

$$s_2 = s_{12}, P_2 \Rightarrow h_{2is} = 463.40 \text{ kj/kg}$$

$$\eta_{is'} = \frac{h_{2is} - h_{12}}{h_2 - h_{12}} = 0.719$$

3^η Δοκιμή έστω $\eta_{is} = 0.7 \times \eta_{is} + 0.3 \times \eta_{is'} = 0.711$

$$\eta_{is} = \frac{h_{11is} - h_1}{h_{11} - h_1} \Rightarrow h_{11} = 446.14 \text{ kj/kg}$$

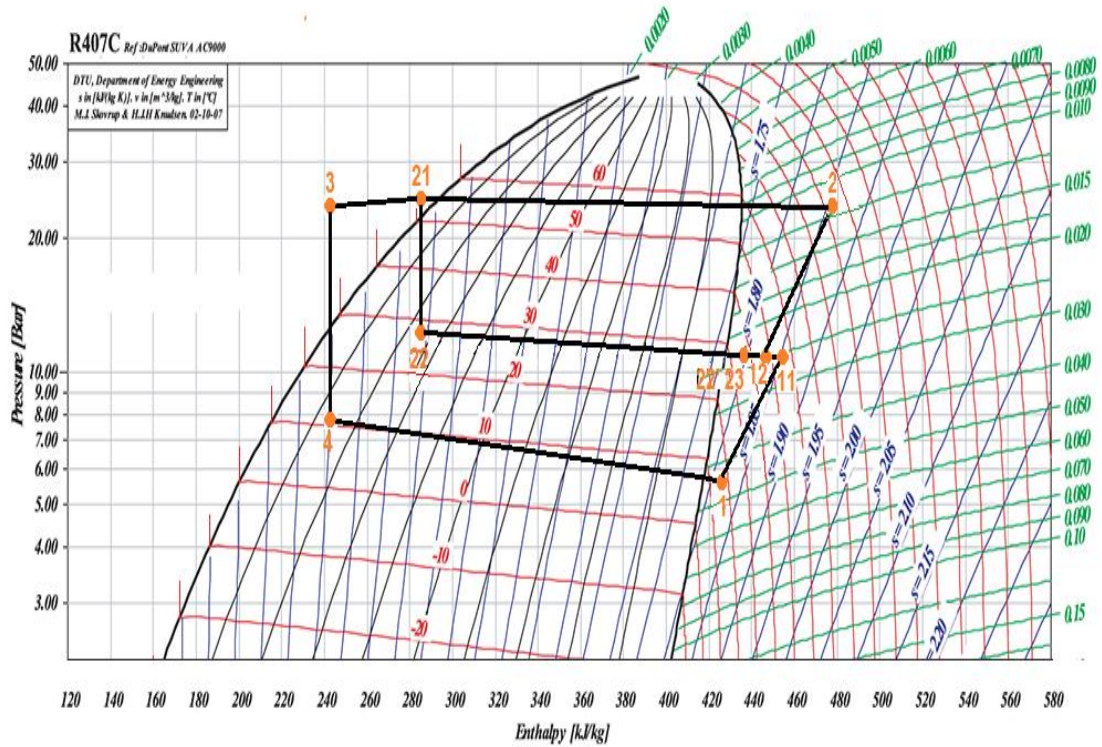
$$(\dot{m}_a + \dot{m}_b)h_{23} + (\dot{m} - \dot{m}_a - \dot{m}_b)h_{11} = \dot{m}h_{12} \Rightarrow h_{12} = 443.309 \text{ kj/kg}$$

$$h_{12}, P_{12} = P_{23} \Rightarrow s_{12} = 1.8170 \text{ kj/kgk}$$

$$s_2 = s_{12}, P_2 \Rightarrow h_{2is} = 463.20 \text{ kj/kg}$$

$$\eta_{is'} = \frac{h_{2is} - h_{12}}{h_2 - h_{12}} = 0.712$$

Επομένως η επαναληπτική διαδικασία σταματάει διότι $\eta_{is'} \approx \eta_{is} = 0.71$ και άρα οι ζητούμενες ενθαλπίες είναι $h_{11} = 446.14 \text{ kj/kg}$ και $h_{12} = 443.31 \text{ kj/kg}$. Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζεται ο πραγματικός ψυκτικός κύκλος.



Σχήμα 5.3: Πραγματικός κύκλος λειτουργίας

5.4 Μετατροπή αντλίας θερμότητας

Εδώ περιγράφονται όλες οι εργασίες προετοιμασίας που πραγματοποιήθηκαν ώστε να μπορεί να ξεκινήσει η μετατροπή του κυκλώματος. Στη συνέχεια βήμα-βήμα παρουσιάζεται αναλυτικά η κατασκευή του, ενώ τελειώνοντας αναφέρονται οι λειτουργικές δυνατότητες αυτού καθώς και η μετατροπή του μετρητικού συστήματος.

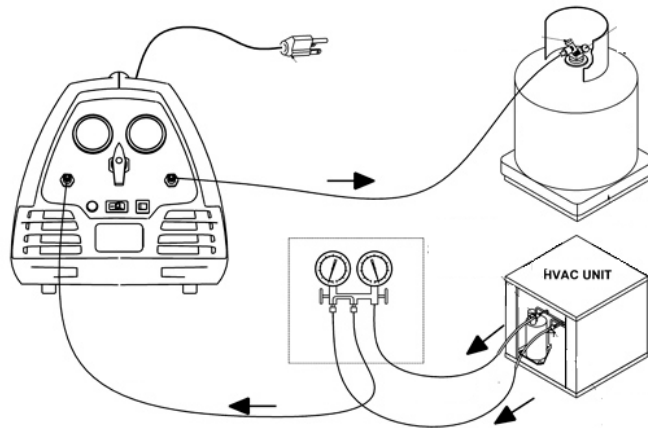
5.4.1 Εργασίες προετοιμασίας

Αρχικά με απενεργοποιημένη την αντλία θερμότητας συνδέθηκε σε αυτήν συσκευή ανάκτησης του ψυκτικού ρευστού (σχήμα 5.4) στις πλευρές υψηλής και χαμηλής πίεσης έτσι ώστε το ψυκτικό ρευστό και το έλαιο να συλλεχθούν και να καθαριστούν ώστε να είναι έτοιμα να επαναχρησιμοποιηθούν όταν ολοκληρωθούν οι εργασίες της μετατροπής.



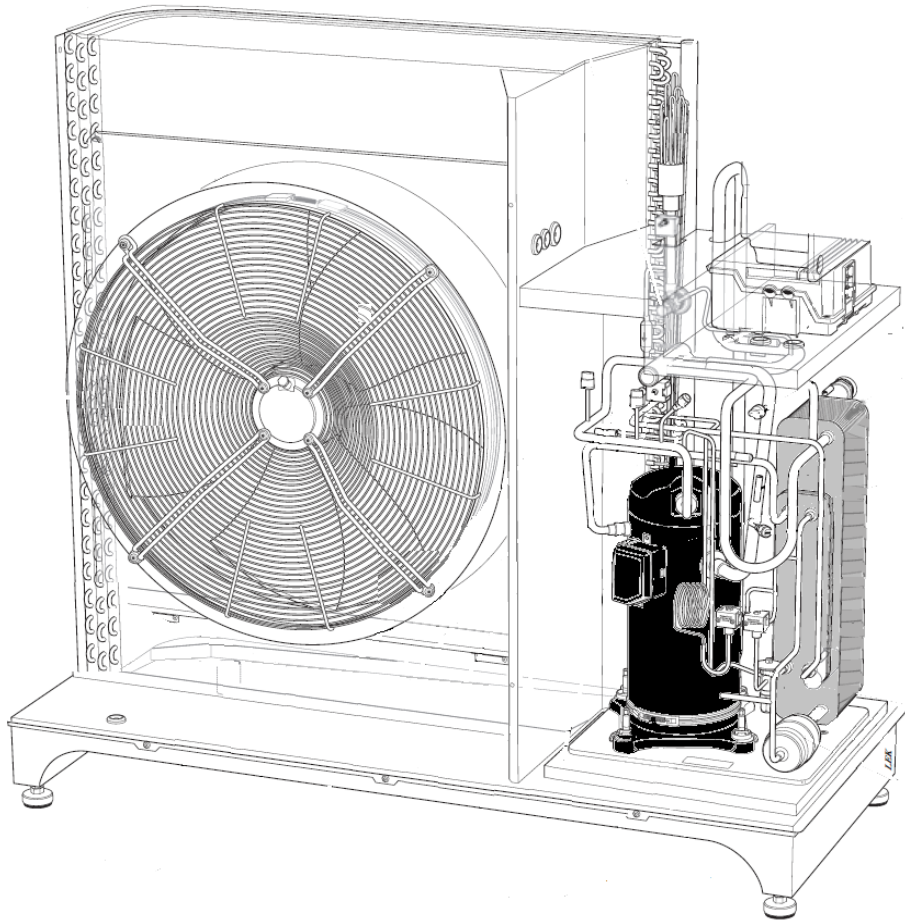
Σχήμα 5.4 : Συσκευή ανάκτησης ψυκτικού ρευστού[59].

Αφού πραγματοποιήθηκαν όλες οι απαραίτητες συνδέσεις μεταξύ του συστήματος ανάκτησης του ψυκτικού ρευστού και της αντλίας θερμότητας (σχήμα 5.5) η συσκευή αυτή τέθηκε σε λειτουργία για πάνω από μία ώρα έτσι ώστε να γίνει η συλλογή.



Σχήμα 5.5 : Σύνδεση συσκευής ανάκτησης με αντλία

Ύστερα από την αποσύνδεση του συστήματος ανάκτησης έγινε διακοπή της τροφοδοσίας του ηλεκτρικού ρεύματος ως προς την αντλία και αφαιρέθηκαν όλοι οι απαραίτητοι κοχλίες για να αποσυνδεθεί το εξωτερικό κάλυμμα (σχήμα 5.6) ώστε να πραγματοποιηθούν οι απαραίτητες εργασίες των μετατροπών.



Σχήμα 5.6 : Αντλία θερμότητας χωρίς κάλυμμα

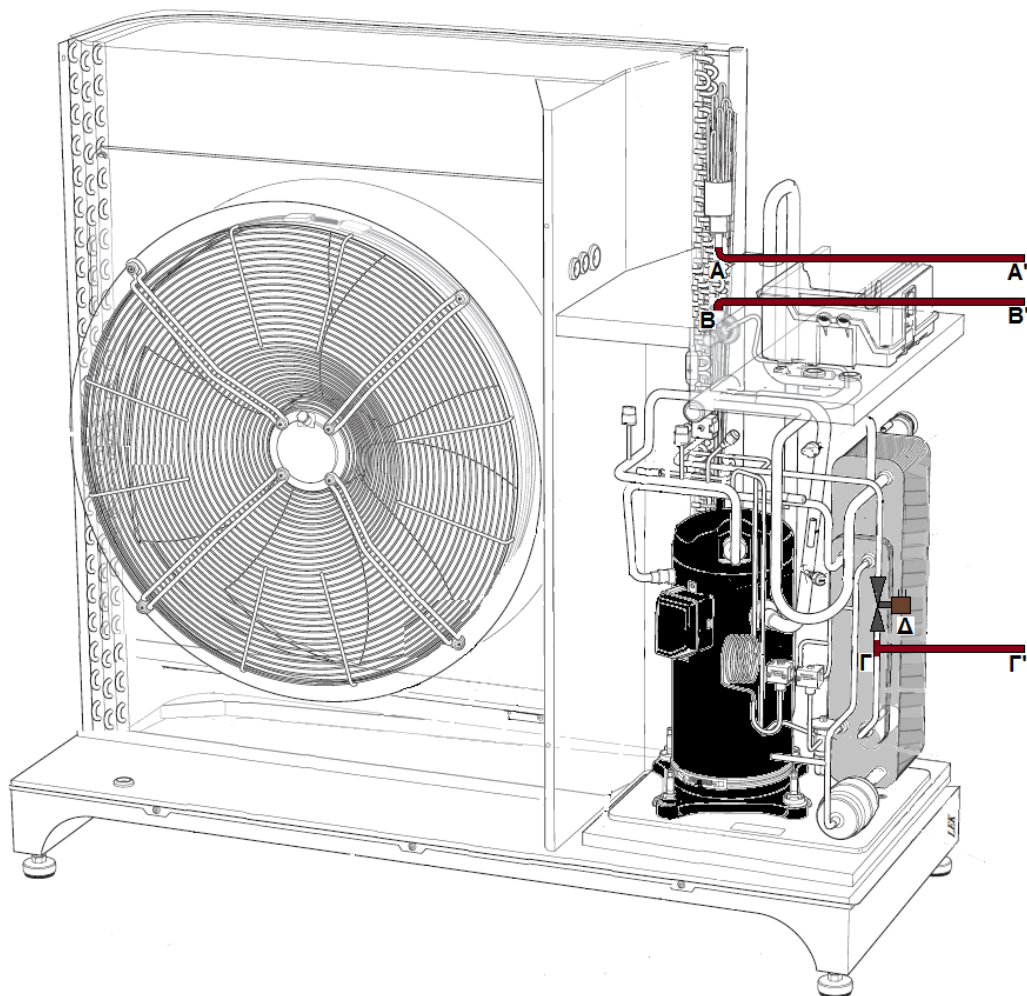
5.4.2 Εργασίες μετατροπών

Τα εξαρτήματα τα οποία χρειάστηκαν για να πραγματοποιηθεί το κύκλωμα της πειραματικής διάταξης είναι τα εξής : δίοδες βάνες, ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες, χάλκινα βοηθητικά εξαρτήματα, χαλκοσωλήνες βαρέως τύπου, μονώσεις κτλ.

Μπορούμε να χωρίσουμε τις εργασίες σε δύο μέρη, σε αυτές που πραγματοποιήθηκαν εντός των ορίων της μονάδας δηλαδή στο εσωτερικό της και αυτές που πραγματοποιήθηκαν εκτός των ορίων της εξωτερικά. Έτσι οι εργασίες μπορούν να διακριθούν σε εσωτερικές και εξωτερικές.

Εσωτερικές εργασίες

Για να πραγματοποιηθούν οι εσωτερικές εργασίες, το πρώτο πράγμα που έγινε ήταν να αφαιρεθεί το κέλυφος (σχήμα 5.6). Στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε η μετατροπή όπως φαίνεται στο σχήμα 5.7.



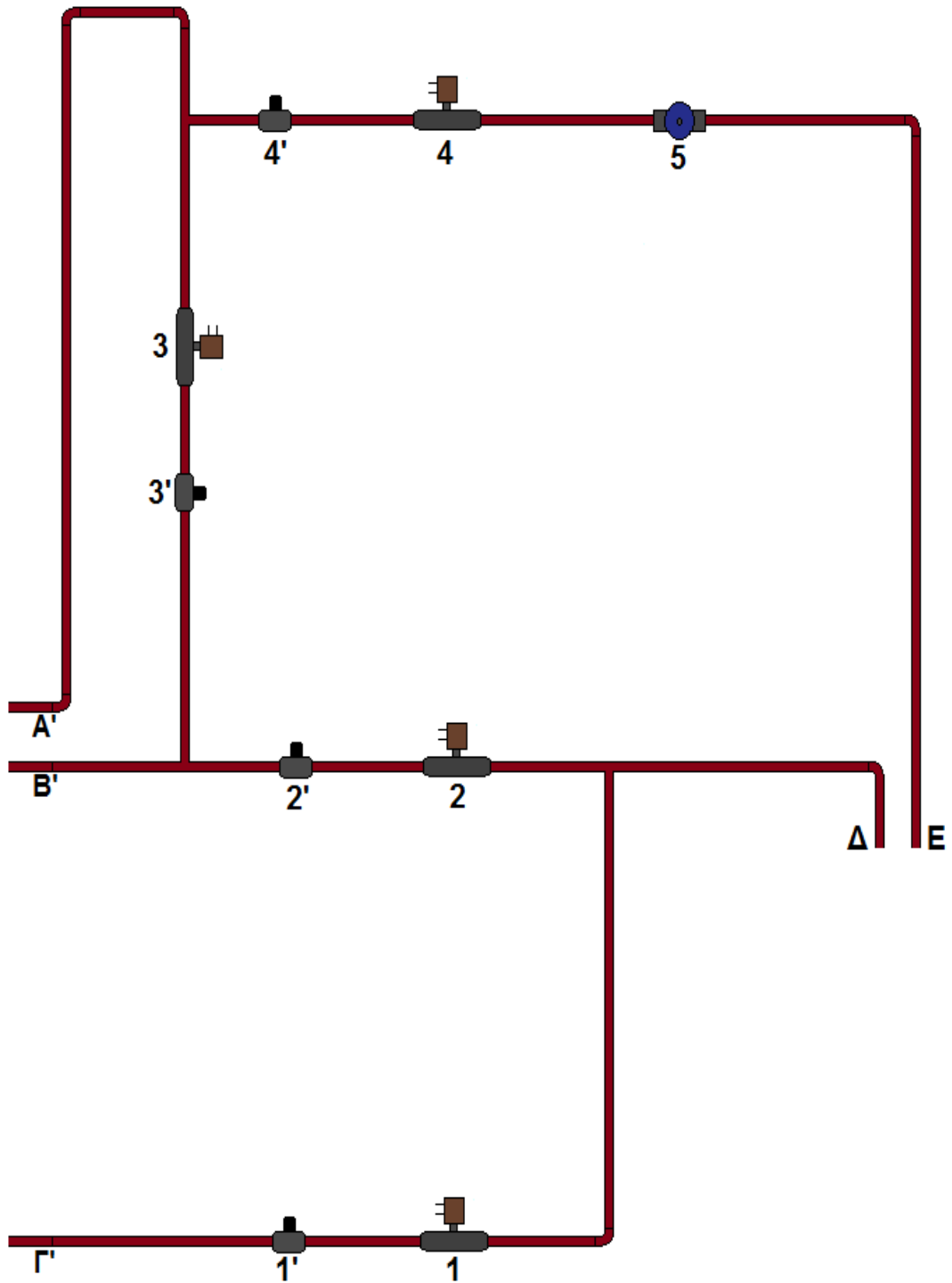
Σχήμα 5.7 : Τροποποιημένη αντλία θερμότητας

Συγκεκριμένα πραγματοποιήθηκαν οι εξής εργασίες:

Αφαιρέθηκε το ευθύγραμμο τμήμα του αγωγού, το οποίο συνέδεε τα σημεία A και B. Στην είσοδο του διανεμητή του ψυκτικού ρευστού (σημείο A) τοποθετήθηκε το ευθύγραμμο τμήμα AA', ενώ στην έξοδο της κύριας εκτονωτικής βαλβίδας (σημείο B) τοποθετήθηκε το ευθύγραμμο τμήμα BB'. Επιπλέον στην έξοδο του εναλλάκτη υπόψυξης (σημείο Γ) τοποθετήθηκε το ευθύγραμμο τμήμα ΓΓ' καθώς και η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα (σημείο Δ).

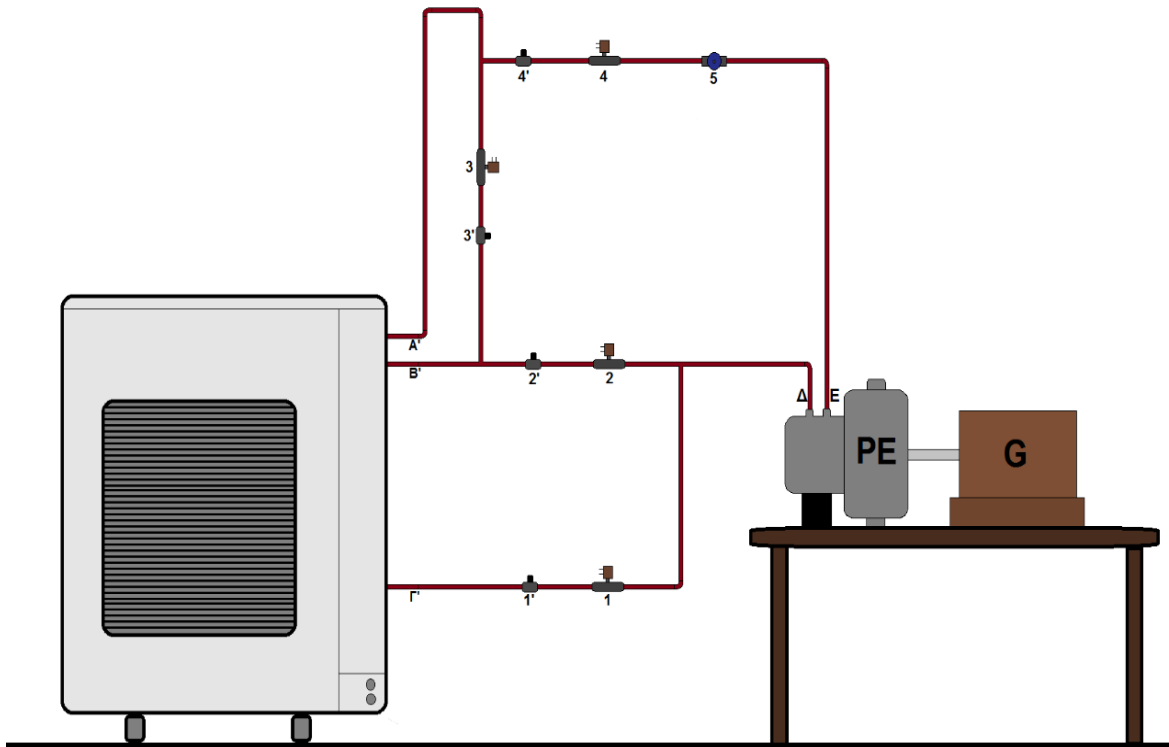
Εξωτερικές εργασίες

Οι εργασίες αυτές αποτελούν τη κατασκευή του παρακάτω δικτύου. Στο δίκτυο αυτό τα σημεία A', B' και Γ' τα αναφέραμε πριν και στην ουσία αποτελούν τη συνδεσμολογία με το εσωτερικό δίκτυο. Τα σημεία Δ-Ε είναι η είσοδος-έξοδος στον εκτονώτη αντίστοιχα. Οι αριθμοί αποτελούν τα εξαρτήματα της εγκατάστασης και συγκεκριμένα από το 1' έως το 4' έχουμε τις δύοδες βάνες, από το 1 έως το 4 τις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες ενώ το 5 είναι μία χειροκίνητη βάνα.



Σχήμα 5.8 : Εξωτερικό δίκτυο σωληνώσεων

Στη συνέχεια ακολουθούν το συνοπτικό σχέδιο της εγκατάστασης, καθώς και μια φωτογραφία αυτής.



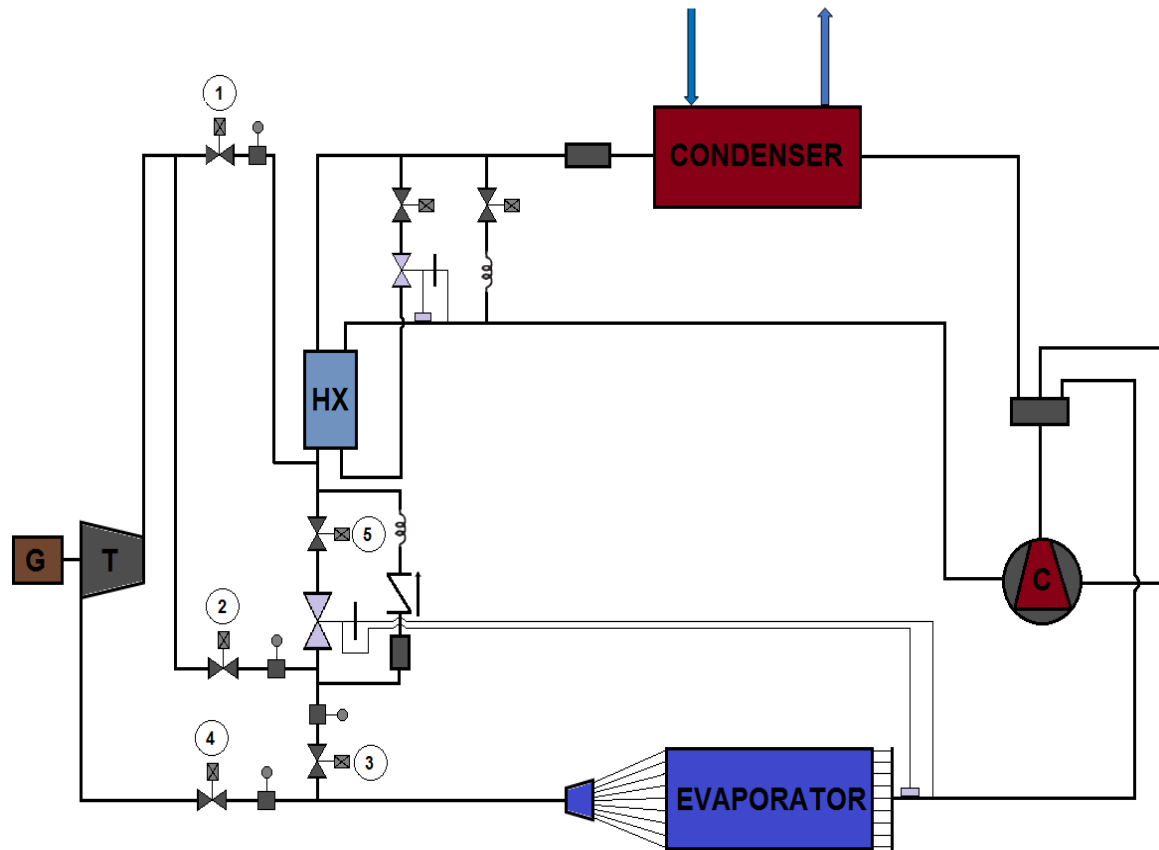
Σχήμα 5.9 : Συνοπτικό σχέδιο εγκατάστασης



Σχήμα 5.10 : Φωτογραφία πειραματικής εγκατάστασης

5.5 Δυνατότητες λειτουργίας πειραματικής διάταξης

Παρακάτω παρουσιάζονται το μονογραμμικό σχέδιο της πειραματικής διάταξης ενώ στη συνέχεια ακολουθεί η επεξήγηση των λειτουργιών αυτής.



Σχήμα 5.11 : Μονογραμμικό σχέδιο πειραματικής διάταξης

Δυνατότητες λειτουργίας

- 1) Λειτουργία με εκτονωτική βαλβίδα
Ανοικτές 5-3 & Κλειστές 1-2-4

- 2) Λειτουργία με εκτονωτή
Ανοικτές 1-4 & Κλειστές 2-3-5

3) Παράλληλη λειτουργία εκτονωτικής βαλβίδας με εκτονωτή

Ανοικτές 5-1-4-3 & Κλειστές 2

4) Σε σειρά λειτουργία εκτονωτικής βαλβίδας με εκτονωτή

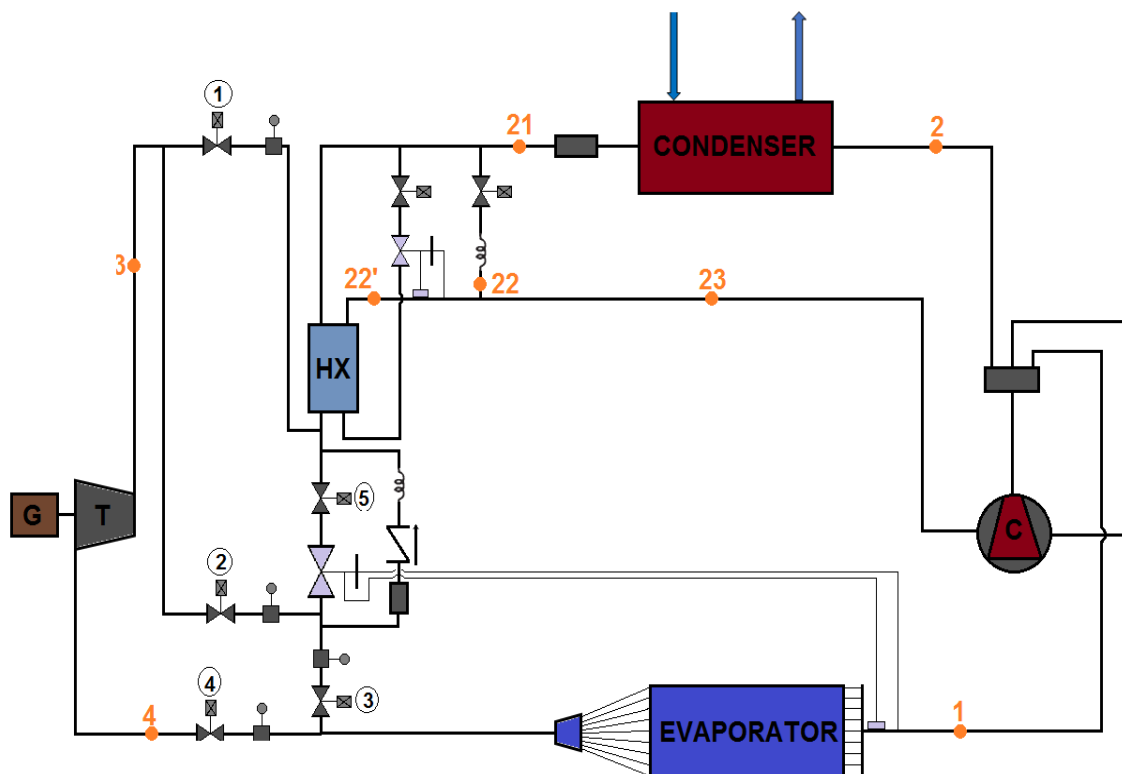
Ανοικτές 5-2-4 & Κλειστές 1-3

5) Συνδυασμένη σε σειρά λειτουργία εκτονωτικής βαλβίδας με εκτονωτή

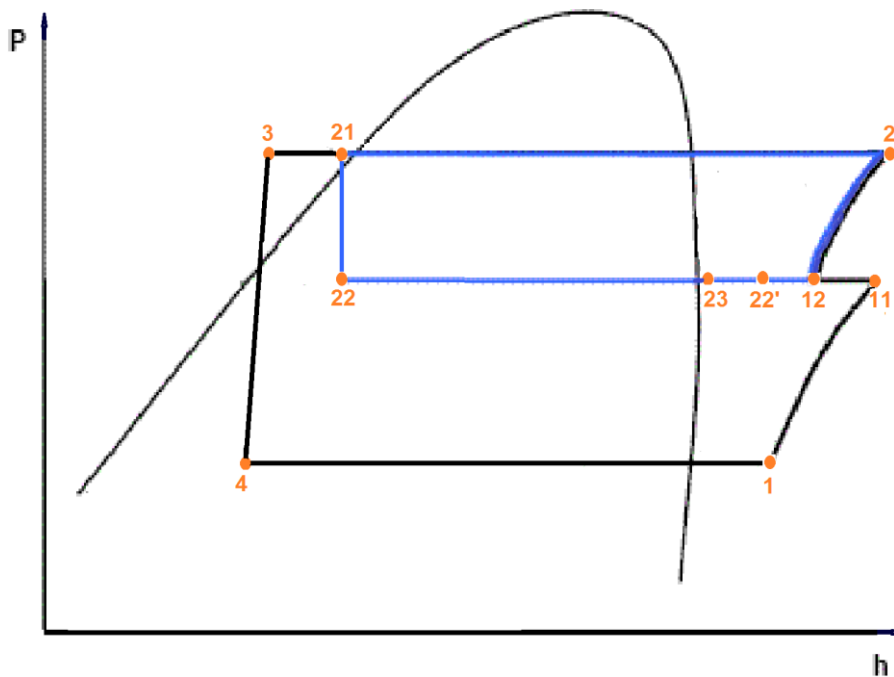
Ανοικτές 5-2-4-3 & Κλειστές 1

5.6 Λειτουργία πειραματικής διάταξης με εκτονωτή

Παρακάτω παρουσιάζονται το μονογραμμικό σχέδιο της πειραματικής διάταξης σε κατάσταση λειτουργίας με εκτονωτή και ο θερμοδυναμικός της κύκλος σε p-h διάγραμμα ενώ στη συνέχεια ακολουθεί η επεξήγηση της λειτουργίας αυτών.



Σχήμα 5.12 : Μονογραμμικό σχέδιο πειραματικής διάταξης σε λειτουργία με εκτονωτή



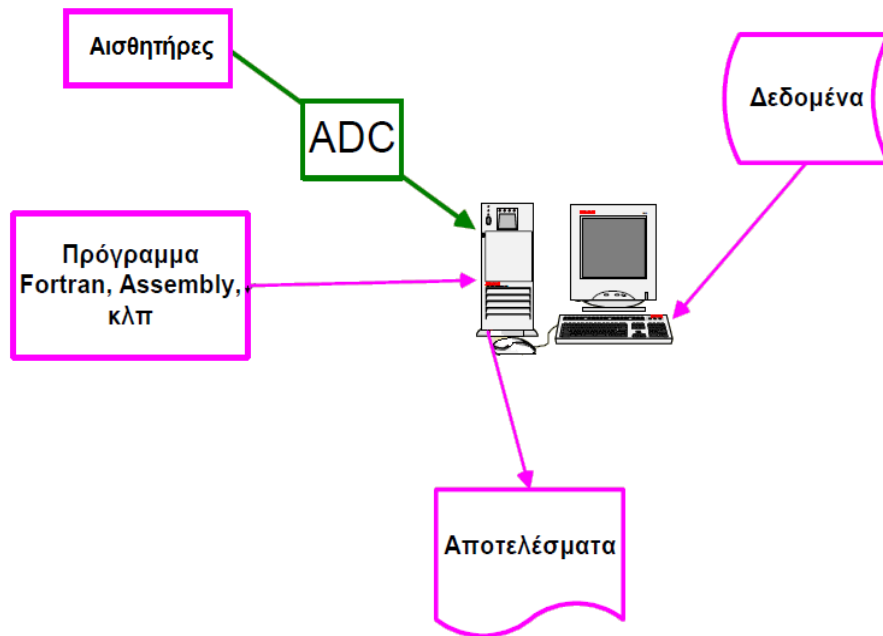
Σχήμα 5.13 : Θεωρητικός κύκλος λειτουργίας με εκτονωτή

Περιγραφή κύκλου πειραματικής διάταξης σε λειτουργία με εκτονωτή

Κατά την λειτουργία αυτήν όπως έχει ήδη αναφερθεί οι ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες 1-4 παραμένουν ανοικτές ενώ η 2-3-5 κλειστές. Η μοναδική διαφορά που έχει αυτή η λειτουργία από την κατάσταση κανονικής λειτουργίας της αντλίας θερμότητας είναι ότι πλέον η διαδικασία της εκτόνωσης δεν γίνεται στην εκτονωτική βαλβίδα αλλά στον εκτονωτή με αποτέλεσμα αυτή η μεταβολή (3-4) να μην είναι πλέον ισενθαλπική αλλά πολυτροπική.

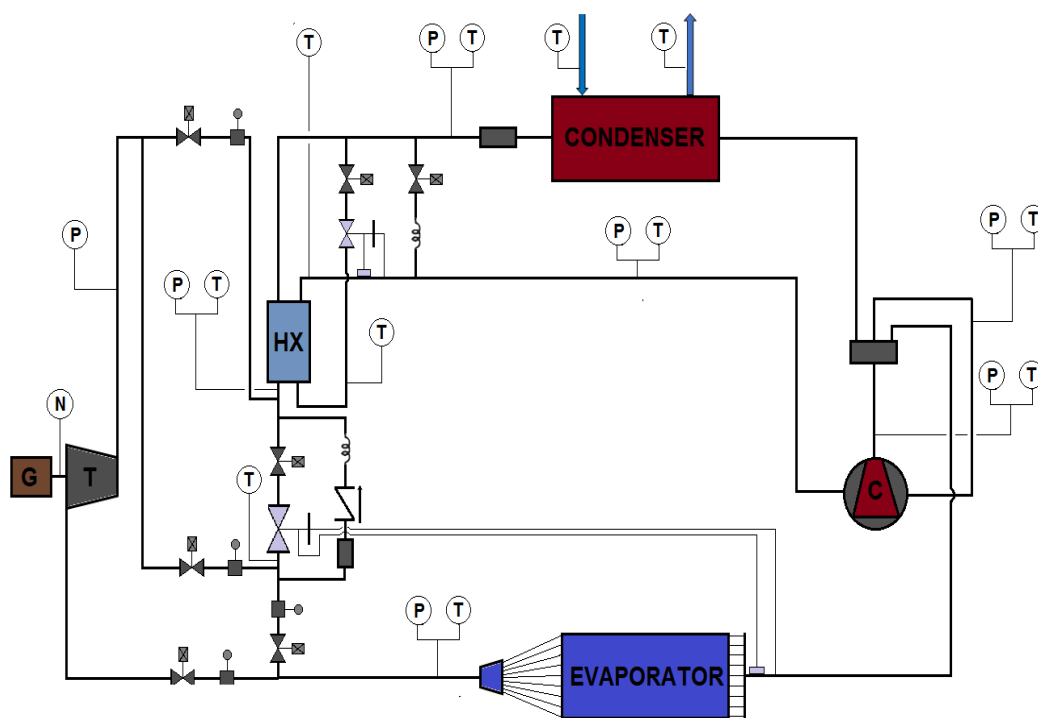
5.7 Σύστημα καταγραφής

Το σύστημα καταγραφής παρουσιάζεται στο σχήμα 5.14. Η διάταξη αυτή αποτελείται από επτά αισθητήρες πίεσης, έντεκα αισθητήρες θερμοκρασίας, ένα αισθητήρα μέτρησης των στροφών καθώς και ένας αισθητήρα μέτρησης της παροχής του νερού στο συμπυκνωτή (σχήμα 5.15). Επίσης φέρει μία κάρτα ADC η οποία μετατρέπει απλώς το αναλογικό σήμα των αισθητήρων σε ψηφιακή πληροφορία που διαβάζει ο Η/Υ. Ακόμα χρησιμοποιήθηκε ένα πρόγραμμα το οποίο εκτελεί τις εντολές που του έχουμε δώσει βάσει των δεδομένων και των ψηφιακών σημάτων και γίνεται η επεξεργασία από τον Η/Υ για να πάρουμε τα δεδομένα.



Σχήμα 5.14: Σύστημα καταγραφής δεδομένων

Στη συνέχεια ακολουθεί το σχέδιο της πειραματικής διάταξης με τα αισθητήρια στα σημεία όπου έχουν τοποθετηθεί.



Σχήμα 5.15: Σχέδιο πειραματικής διάταξης με τα αισθητήρια

6. Οικονομική ανάλυση μετατροπής της αντλίας θερμότητας

Στο κεφάλαιο αυτό αρχικά υπολογίστηκαν τα οικονομικά στοιχεία της εγκατάστασης του εκτονωτή στην αντλία θερμότητας ενώ στη συνέχεια πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας με παραμέτρους το κόστος του εκτονωτή, την αύξηση του COP και τις ώρες λειτουργίας, έτσι ώστε να βρεθεί ενδεικτικά υπό ποιες προϋποθέσεις το σύστημα αυτό μπορεί να γίνει εμπορικά ελκυστικό.

6.1 Οικονομική αξιολόγηση της μετατροπής

Η βασική θεώρηση που έχει γίνει στη μελέτη που ακολουθεί είναι ότι έχει υπολογιστεί το εμπορικό κόστος του εκτονωτή-γεννήτριας το οποίο εκτιμάται ότι δεν μπορεί να ξεπερνάει το αντίστοιχο του συμπιεστή-ηλεκτροκινητήρα. Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν στους υπολογισμούς φαίνονται στον πίνακα 6.1 .

Πίνακας 6.1: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

Κόστος (€)	Τιμή kWh (€)	COP _π	Αύξηση cop%	Θερμική ισχύς μονάδας (KW)	Μήνες	Λειτουργία (hr/day)	cf
500	0.1	3.58	8	22.9	4	12	0.9

Οι υπολογισμοί που πραγματοποιήθηκαν είναι οι εξής :

$$\text{Ετήσιες ώρες λειτουργίας (ΕΛ)} = 4(\text{μην/έτος}) \times 30(\text{ημ/μην}) \times 12(\text{hr/ημ}) \times 0.9$$

$$\text{Ετήσιο κόστος ενέργειας (ΕΚ)} = 22.9 \times 3.58^{-1}(\text{KW}) \times 4 \times 30 \times 12 (\text{hr/έτος}) \times 0.10 (\text{€/KWh})$$

$$\text{ΕΚ με εκτονωτή (ΕΚ}_N) = 22.9 \times 3.58^{-1} \times 1.08^{-1} (\text{KW}) \times 4 \times 30 \times 12 (\text{hr/έτος}) \times 0.10 (\text{€/KWh})$$

$$\text{Ετήσιο κέρδος επένδυσης (ΕΚΕ)} = \text{ΕΚ} - \text{ΕΚ}_N$$

$$\text{Χρόνος Απόσβεσης (ΧΑ)} = \Sigma\text{Κ} / \text{ΕΚΕ}$$

Τα αποτελέσματα των υπολογισμών παρουσιάζονται στον πίνακα 6.2

Πίνακας 6.2 : Αποτελέσματα οικονομικών υπολογισμών

Ώρες λειτουργίας ανά έτος	ΚΕ (€/έτος)	ΚΕ με expander (€/έτος)	Χρόνος Απόσβεσης (έτη)
1440	829.1	767.7	8.1

Όπως παρατηρούμε ο χρόνος απόσβεσης (8.1 έτη) είναι αρκετά υψηλότερος από τον αναμενόμενο κάτω από πέντε έτη που είχαν υπολογίσει στην οικονομική τους μελέτη ο Subiantoro και ο Οοί, ωστόσο αυτό είναι φυσιολογικό διότι η συγκεκριμένη αντλία θερμότητας δεν έχει θερινή λειτουργία με αποτέλεσμα να λειτουργεί μόνο τη χειμερινή περίοδο με αρκετά μεγάλο COP. Στην περίπτωση όμως που έχουμε μια αντίστοιχη αντλία η οποία λειτουργεί κατά τις δύο περιόδους, τότε τα αποτελέσματά της είναι αρκετά συμφέρουσα όπως παρατηρούμε στον πίνακα 6.4 .

Πίνακας 6.3: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

Κόστος (€)	Τιμή kWh (€)	COP _π	Αύξηση COP%	Θερμική ισχύς μονάδας (KW)	Μήνες	Λειτουργία (hr/day)	cf
500	0.1	3.05	8	22.9	7	12	0.9

Πίνακας 6.4 : Αποτελέσματα οικονομικών υπολογισμών

Ώρες λειτουργίας ανά έτος	ΚΕ (€/έτος)	ΚΕ με expander (€/έτος)	Χρόνος Απόσβεσης (έτη)
2520	1704.9	1578.6	4.0

6.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος

Εδώ έχουμε υπολογίσει τα εξής σενάρια. Στις πρώτες τρεις περιπτώσεις έχουμε σταθερές τις ώρες λειτουργίας και μεταβάλλουμε το COP ενώ στις επόμενες τρεις έχουμε σταθερό το COP και μεταβάλλουμε τις ώρες λειτουργίας. Σε κάθε περίπτωση οι σχέσεις υπολογισμού είναι αυτές του κεφαλαίου 6.1

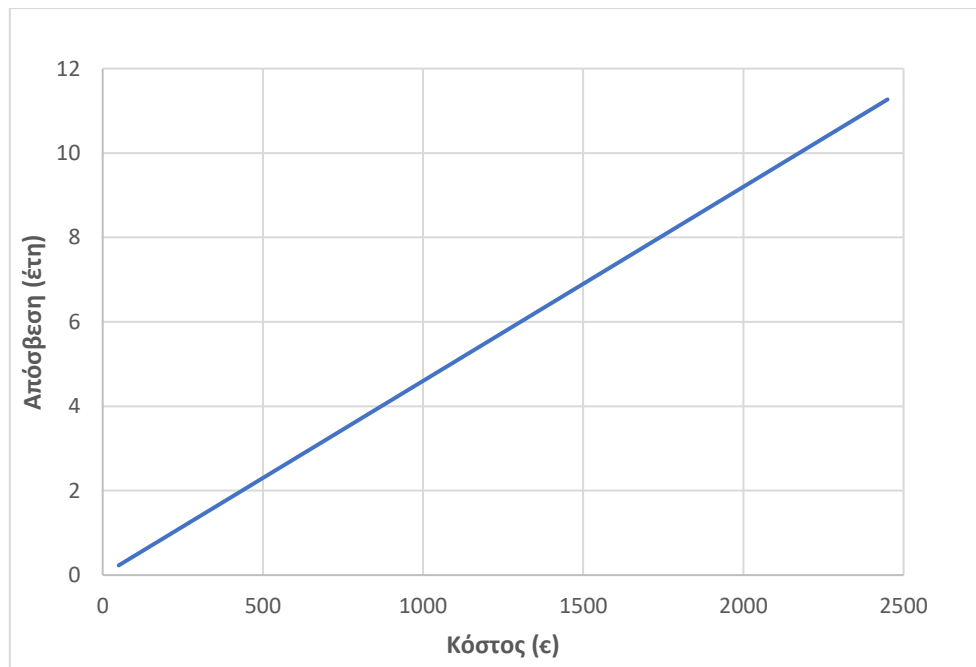
6.2.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος για τρεις περιπτώσεις αύξησης του COP

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.5

Πίνακας 6.5: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

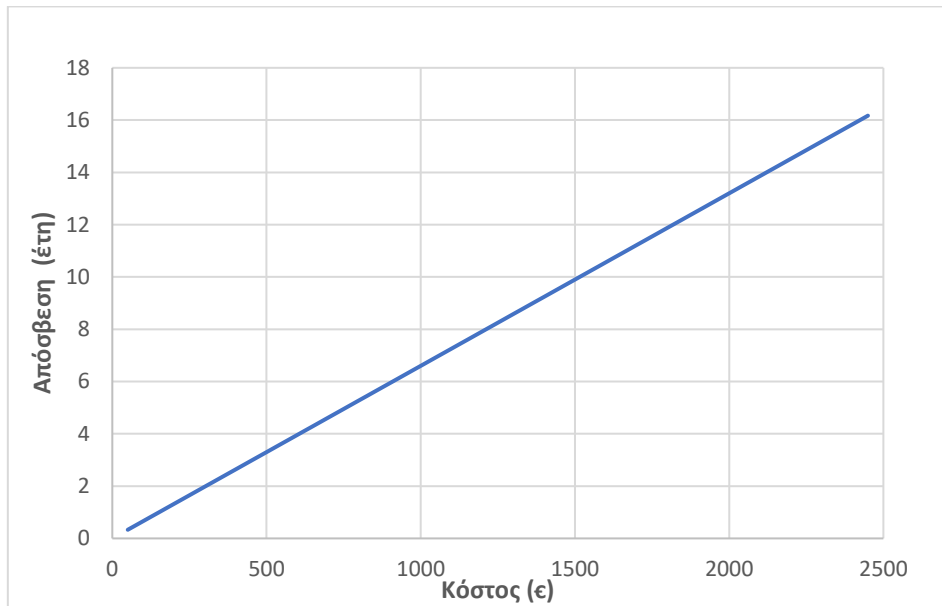
COP	Ώρες Λειτουργίας	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (KW)
3	2500	0.1	20

1) Περίπτωση με αύξηση COP ίση με 15 % (για 2500 hr)



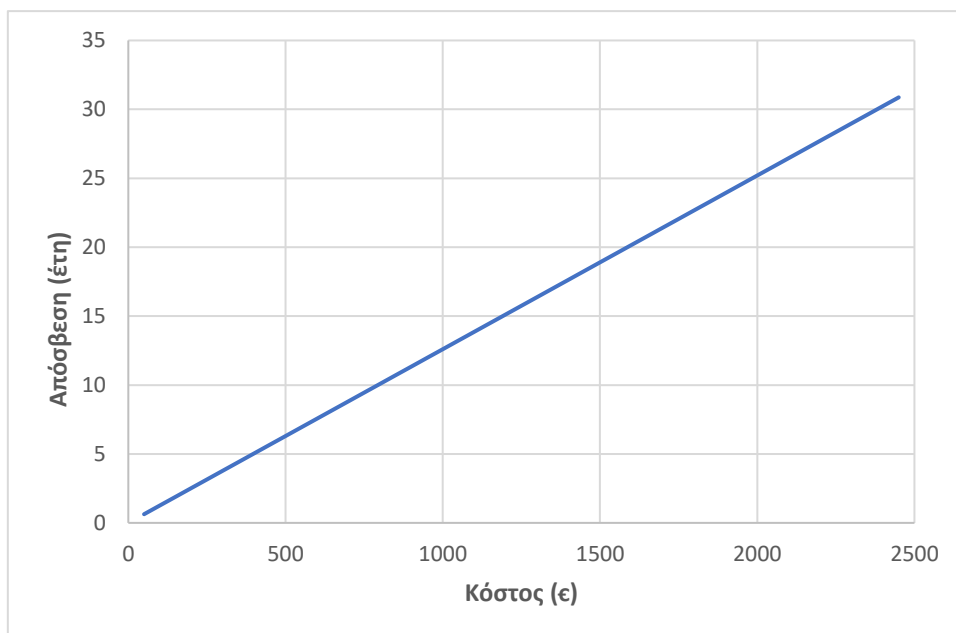
Σχήμα 6.1 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

2) Περίπτωση με αύξηση COP ίση με 10 % (για 2500 hr)



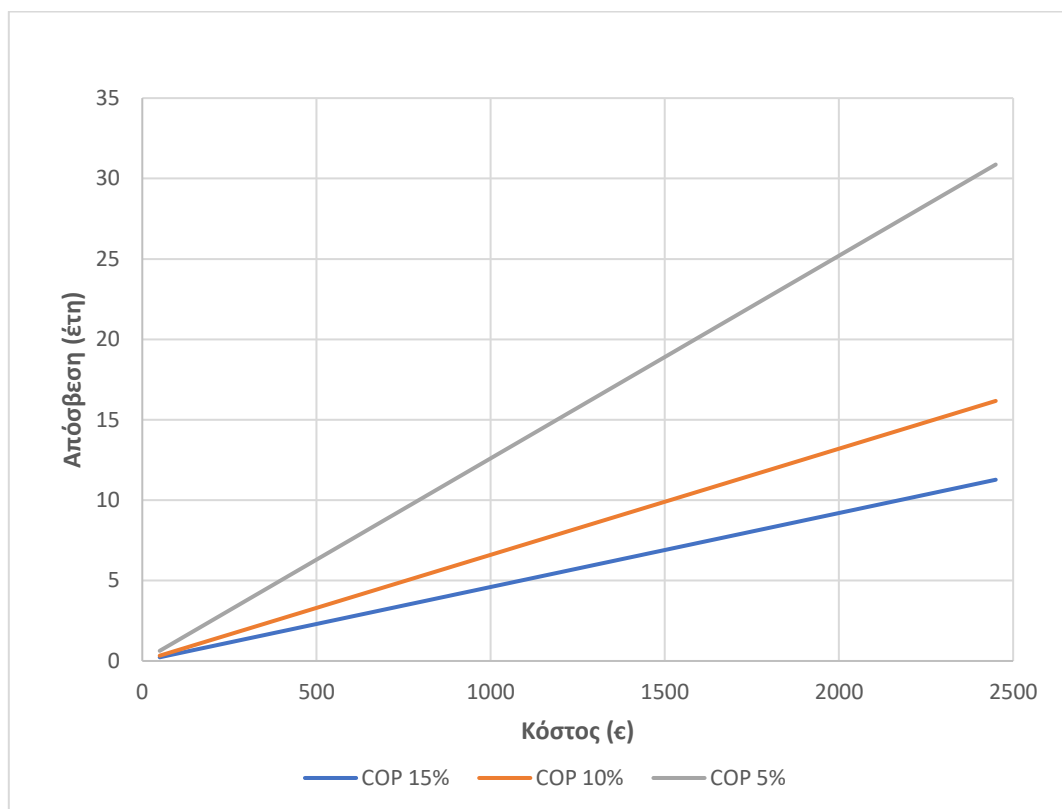
Σχήμα 6.2 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

3) Περίπτωση με αύξηση COP ίση με 5 % (για 2500 hr)



Σχήμα 6.3 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.4 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για 2500 ώρες λειτουργίας ανά έτος είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 15% θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 1100€.
- 2) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 10 % θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 800€
- 3) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 5% θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 400€

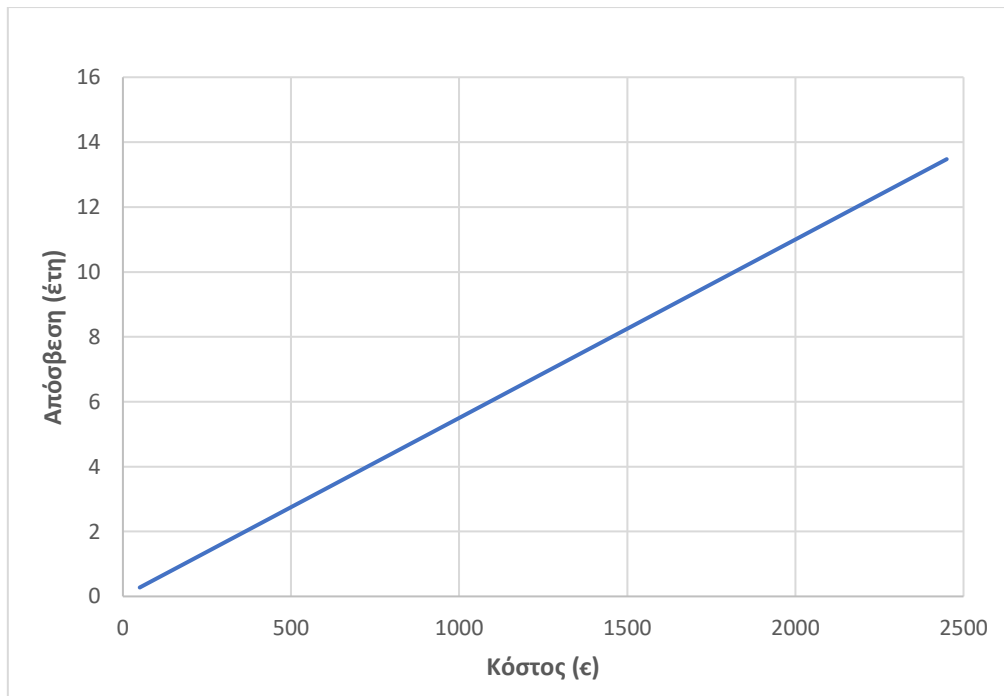
6.2.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο το κόστος για τρεις περιπτώσεις ωρών λειτουργίας

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.6

Πίνακας 6.6: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

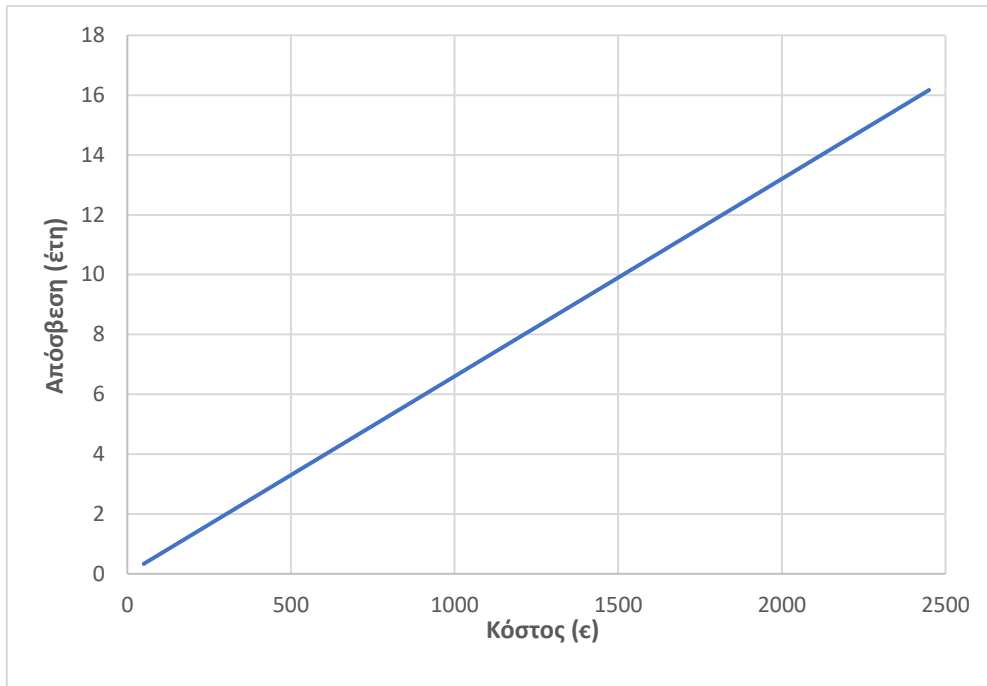
COP	Αύξηση COP %	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (KW)
3	10	0.1	20

1) Περίπτωση με 3000 ώρες λειτουργίας (για αύξηση COP ίση με 10%)



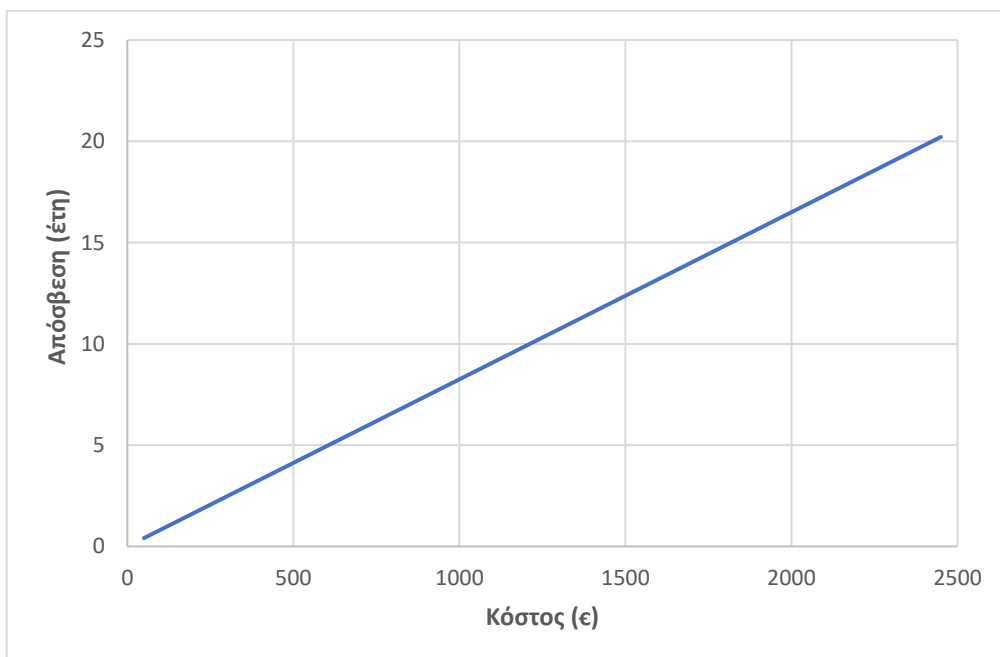
Σχήμα 6.5 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

2) Περίπτωση με 2500 ώρες λειτουργίας (για αύξηση COP ίση με 10%)



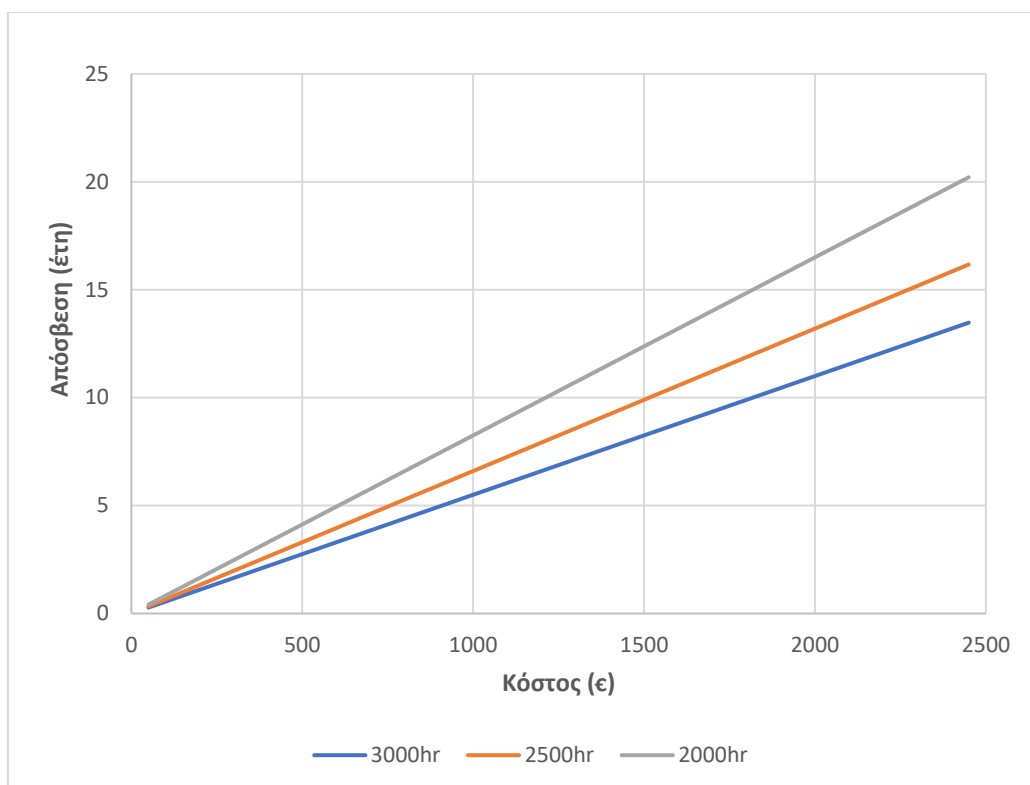
Σχήμα 6.6 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

3) Περίπτωση με 2000 ώρες λειτουργίας (για αύξηση COP ίση με 10%)



Σχήμα 6.7 : Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.8 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει του κόστους

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για αύξηση COP=10% είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 3000hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 900€.
- 2) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2500hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 750€
- 3) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2000hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 600€

6.3 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP

Εδώ έχουμε υπολογίσει τα εξής σενάρια. Στις πρώτες τρεις περιπτώσεις έχουμε σταθερές τις ώρες λειτουργίας και μεταβάλλουμε το κόστος ενώ στις επόμενες τρεις έχουμε σταθερό το κόστος και μεταβάλλουμε τις ώρες λειτουργίας. Σε κάθε περίπτωση οι σχέσεις υπολογισμού είναι αυτές του κεφαλαίου 6.1

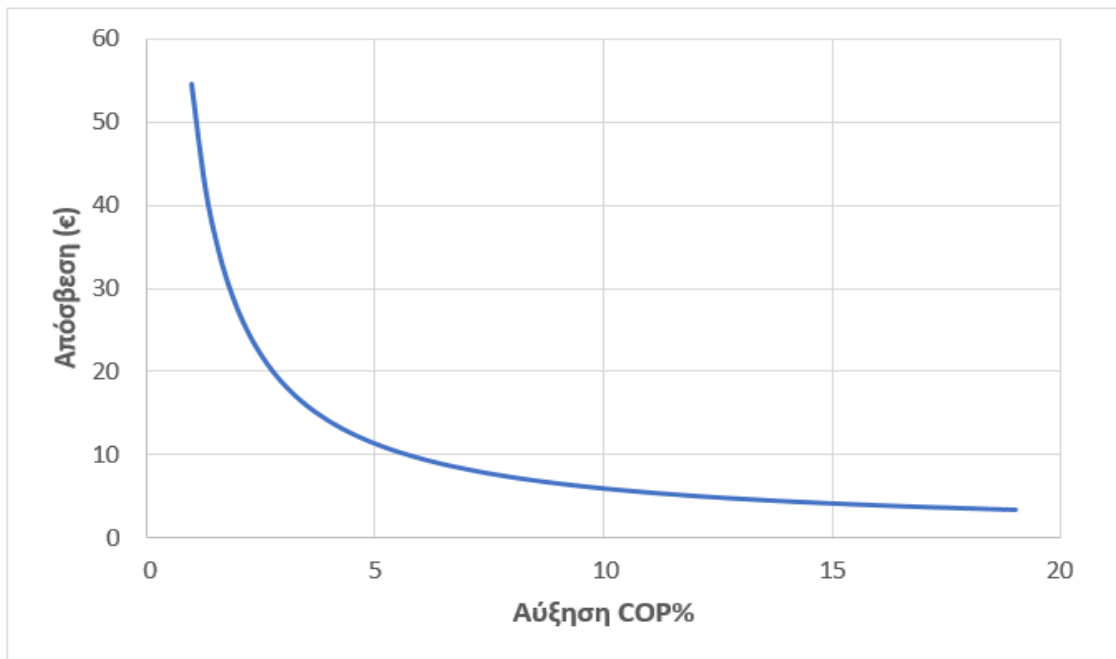
6.3.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP για τρεις περιπτώσεις του κόστους

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.7

Πίνακας 6.7: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

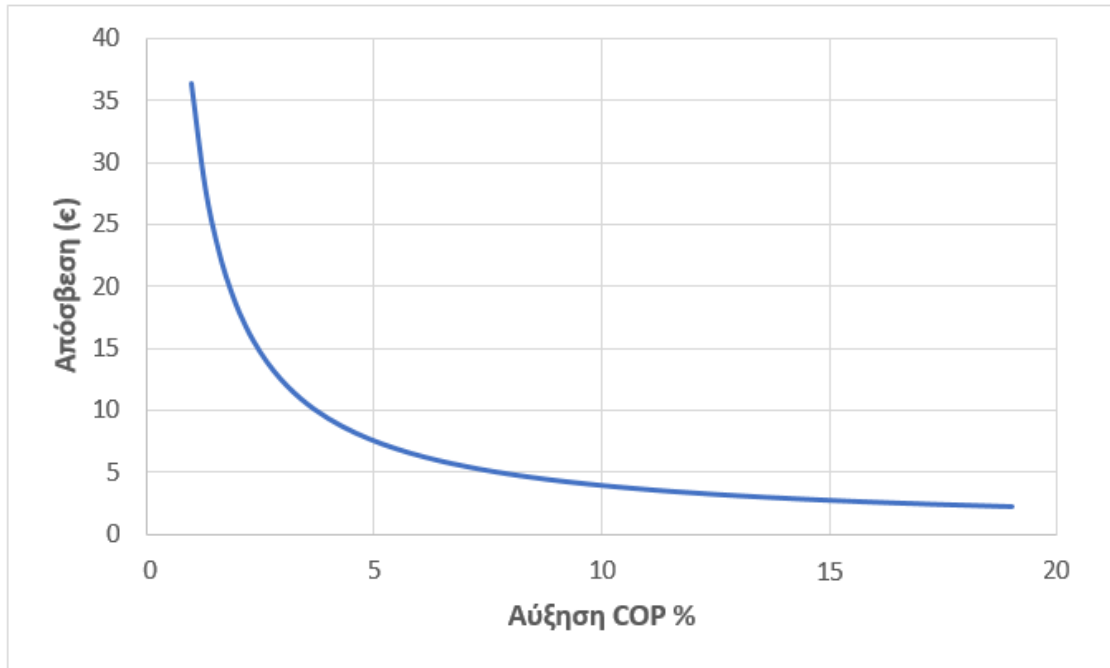
COP	Ώρες λειτουργίας	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (KW)
3	2500	0.1	20

1) Περίπτωση με κόστος 900 ευρώ (για 2500 ώρες λειτουργίας)



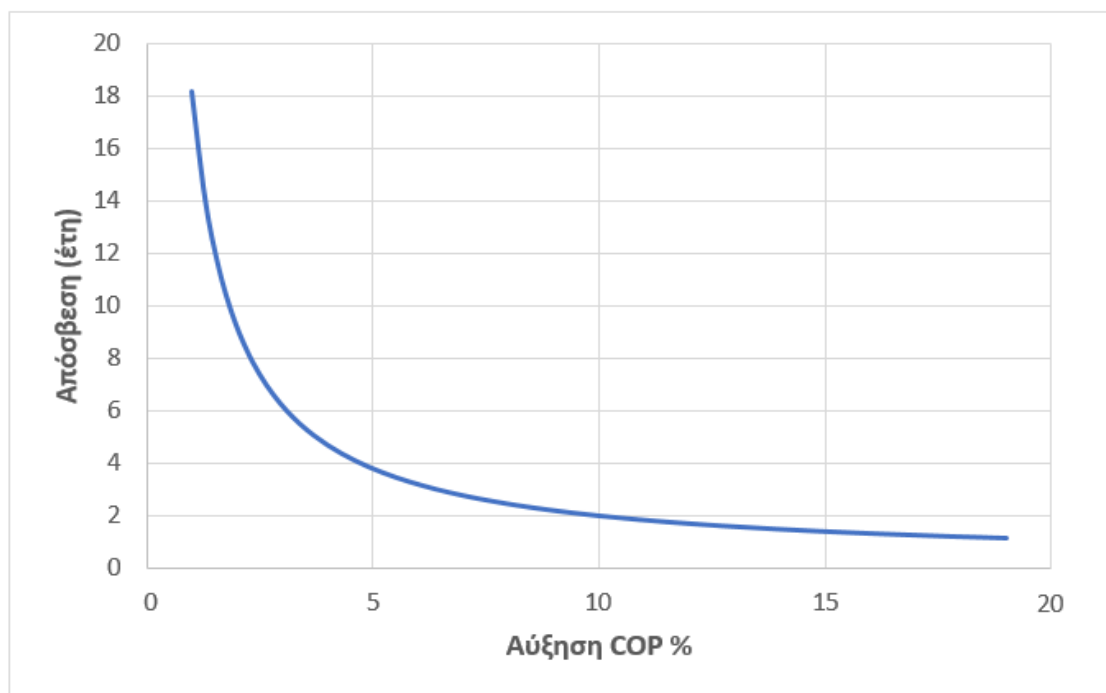
Σχήμα 6.9: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

2) Περίπτωση με κόστος 600 ευρώ (για 2500 ώρες λειτουργίας)



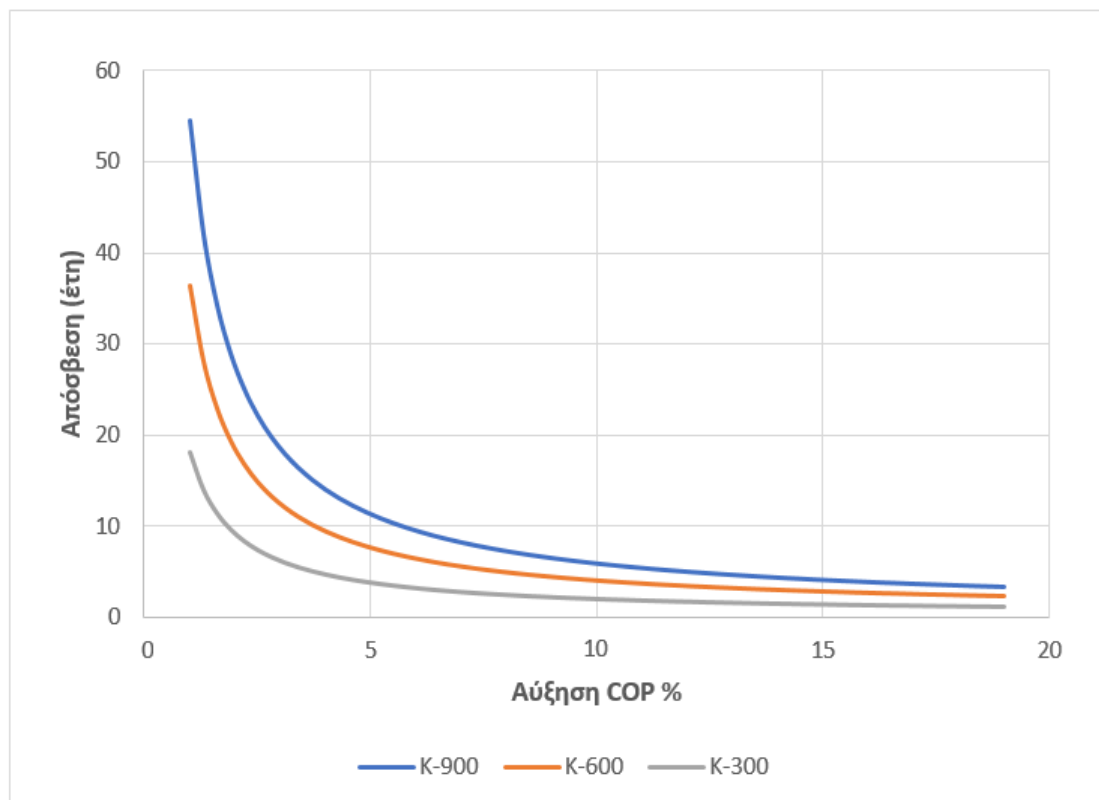
Σχήμα 6.10: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

3) Περίπτωση με κόστος 300 ευρώ (για 2500 ώρες λειτουργίας)



Σχήμα 6.11: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.12 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για 2500hr λειτουργίας είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 900€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 12%.
- 2) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 600€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 8%.
- 3) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 300€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 4%.

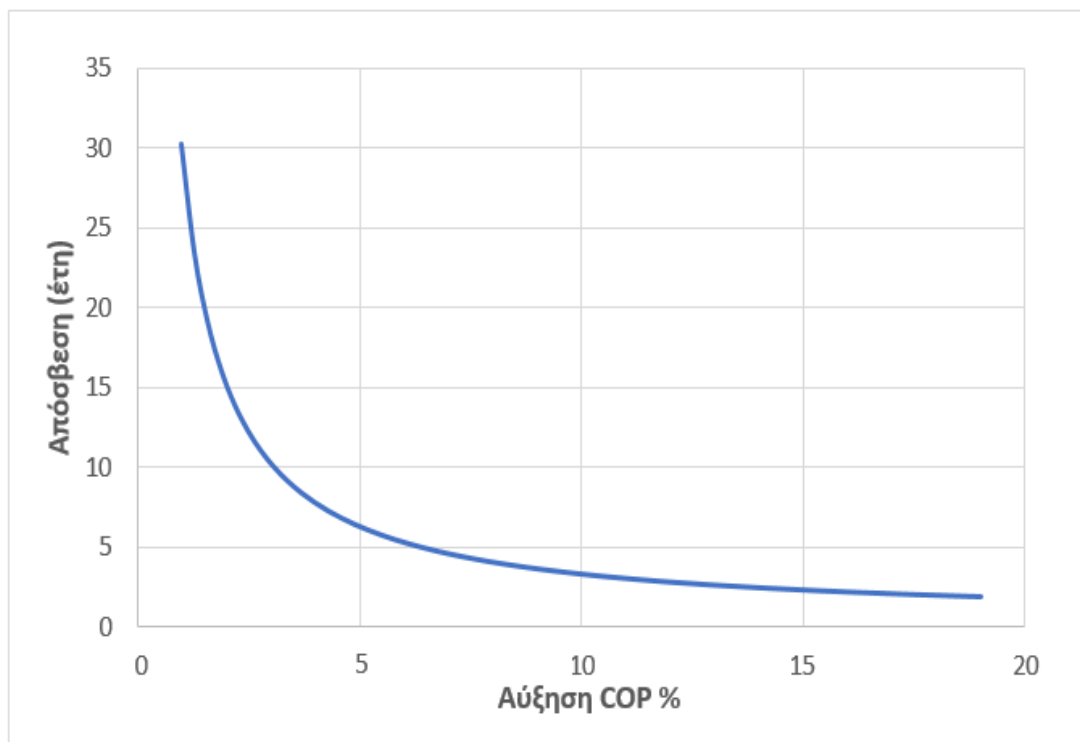
6.3.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την αύξηση του COP για τρεις περιπτώσεις ετήσιας λειτουργίας.

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.8

Πίνακας 6.8: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

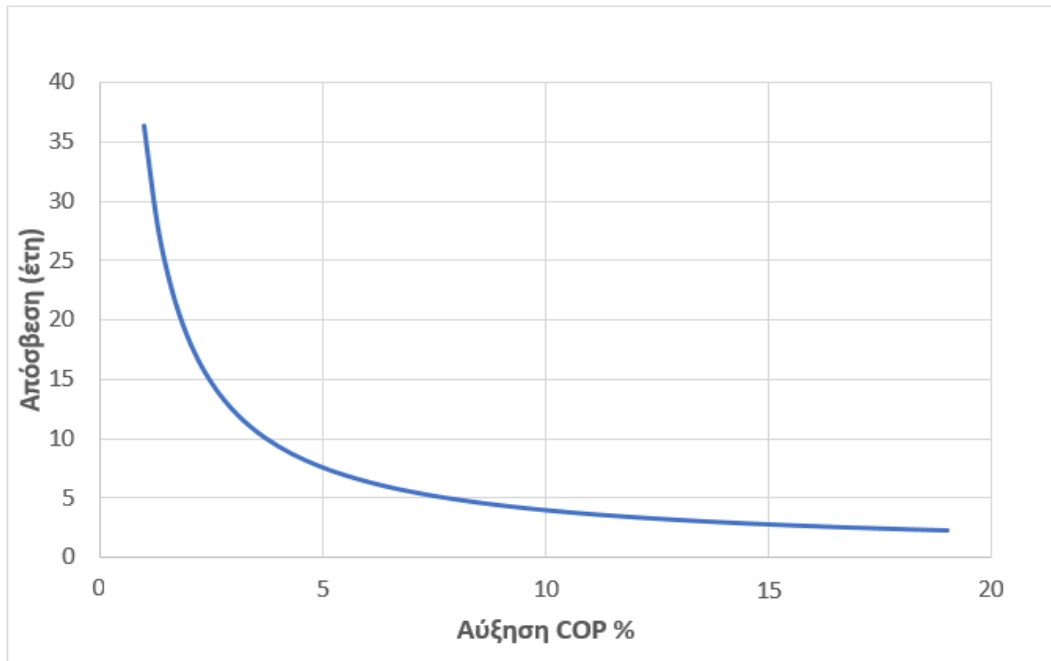
COP	Κόστος (€)	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (KW)
3	600	0.1	20

1) Περίπτωση με 3000 ώρες λειτουργίας (για κόστος 600 ευρώ)



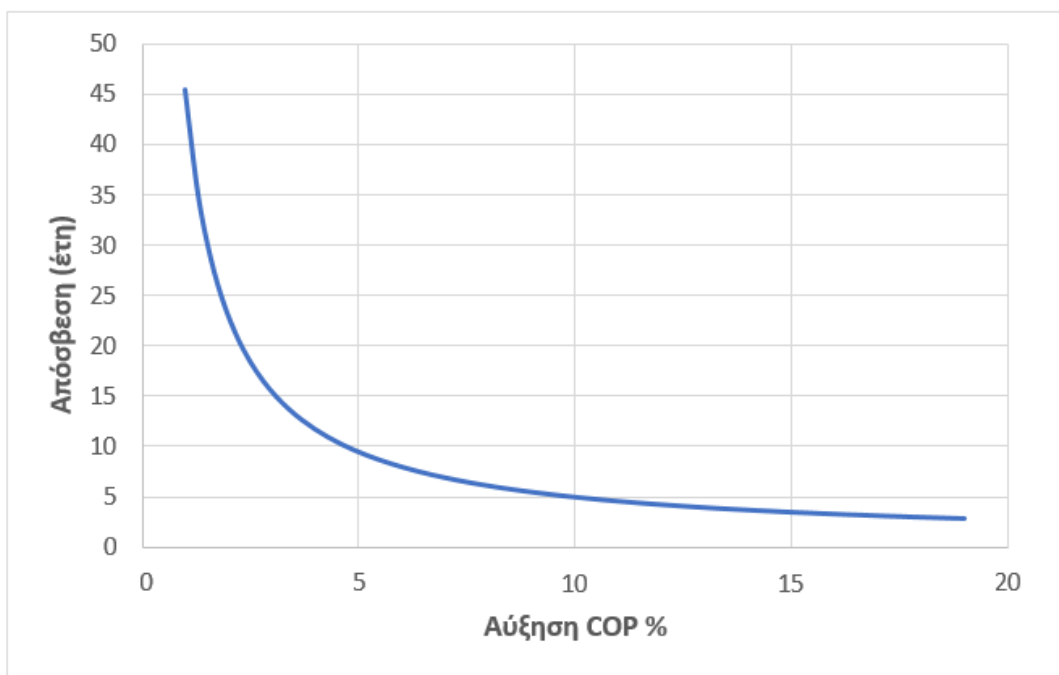
Σχήμα 6.13: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

2) Περίπτωση με 2500 ώρες λειτουργίας (για κόστος 600 ευρώ)



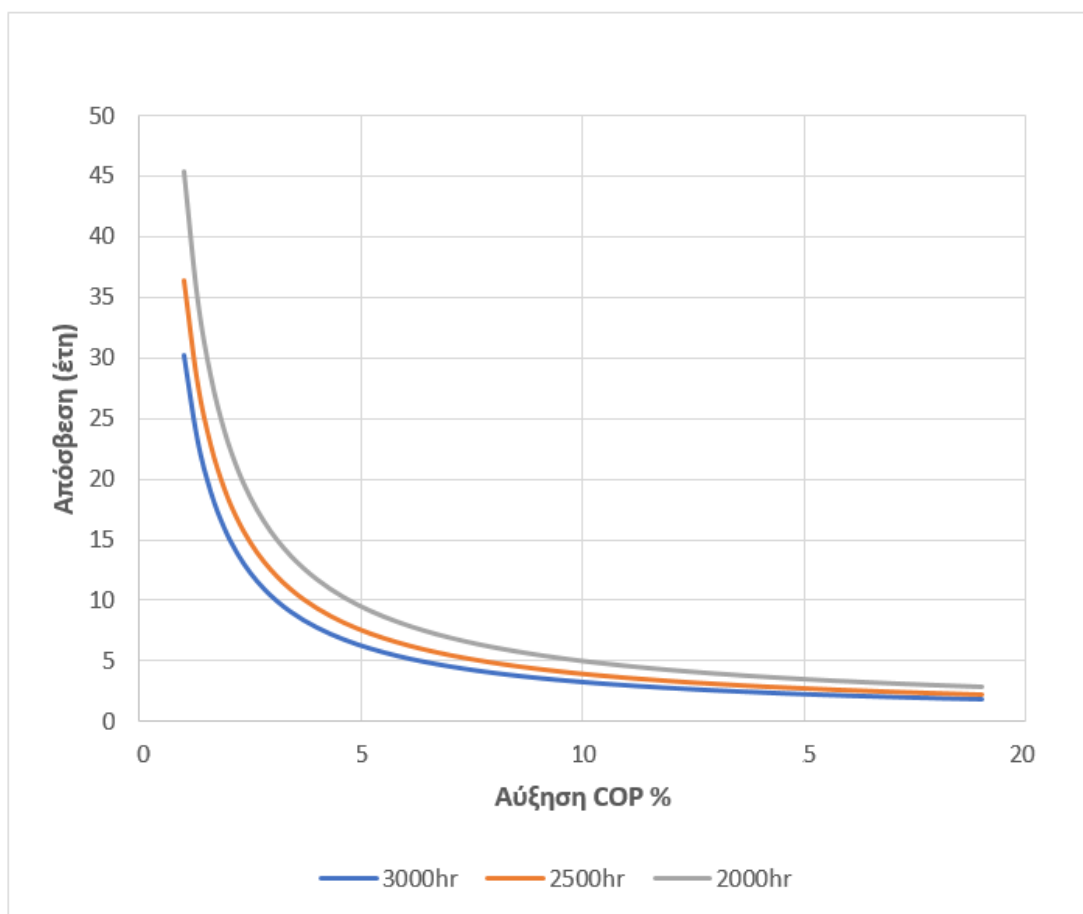
Σχήμα 6.14: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

3) Περίπτωση με 2000 ώρες λειτουργίας (για κόστος 600 ευρώ)



Σχήμα 6.15: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.16 : Συγκριτικό διάγραμμα μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει της αύξησης COP

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν το κόστος μετατροπής είναι 600€ τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 3000hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 6%.
- 2) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2500hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 8%.
- 3) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2000hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 10%.

6.4 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία

Εδώ έχουμε υπολογίσει τα εξής σενάρια. Στις πρώτες τρεις περιπτώσεις έχουμε σταθερή την αύξηση του COP και μεταβάλλουμε το κόστος ενώ στις επόμενες τρεις έχουμε σταθερό το κόστος και μεταβάλλουμε την αύξηση του COP. Σε κάθε περίπτωση οι σχέσεις υπολογισμού είναι αυτές του κεφαλαίου 6.1

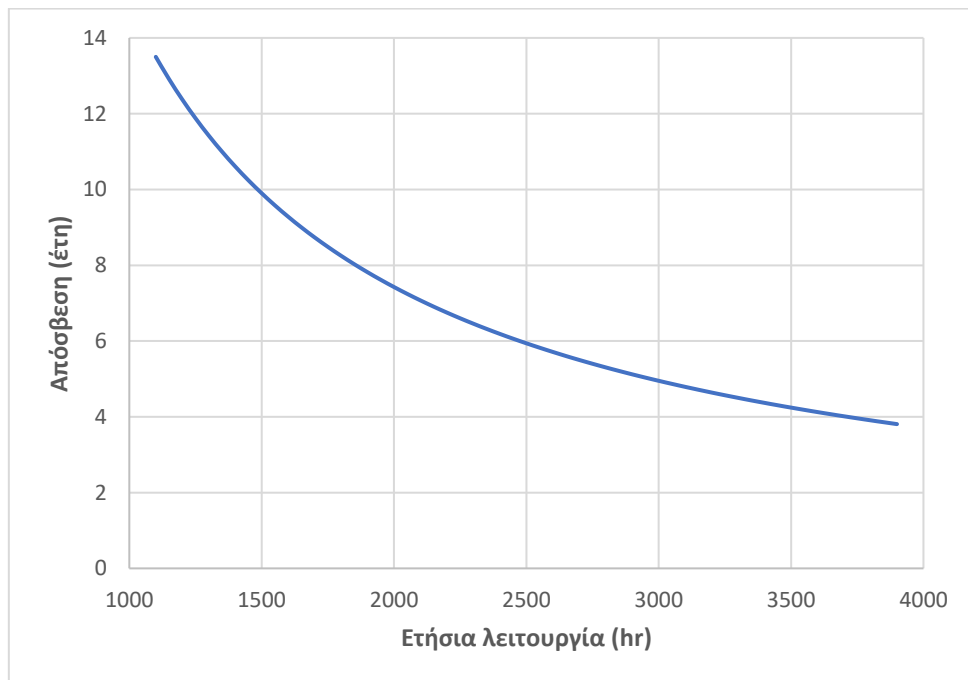
6.4.1 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία για τρεις περιπτώσεις του κόστους

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.9

Πίνακας 6.9: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

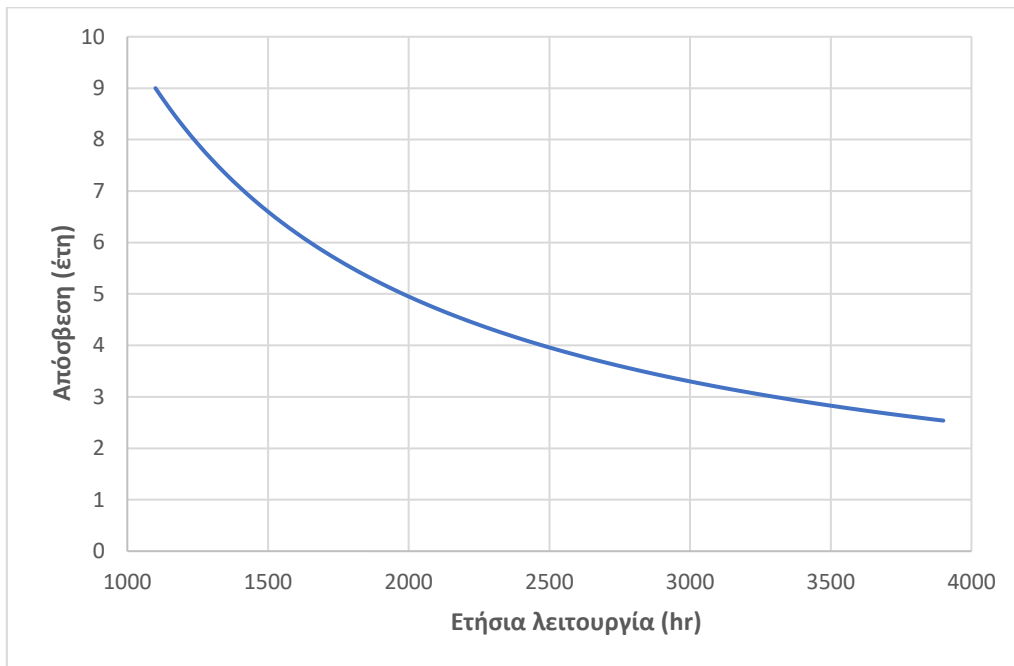
COP	Αύξηση COP %	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (KW)
3	10	0.1	20

1) Περίπτωση με κόστος 900 ευρώ (για αύξηση COP 10%)



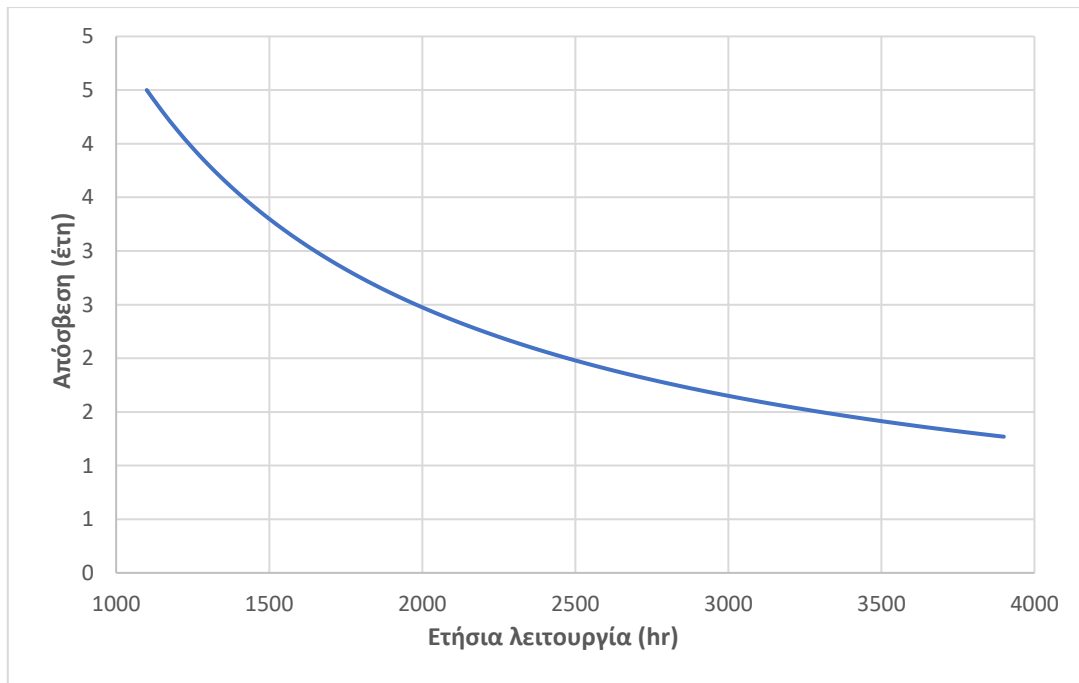
Σχήμα 6.17: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

2) Περίπτωση με κόστος 600 ευρώ (για αύξηση COP 10%)



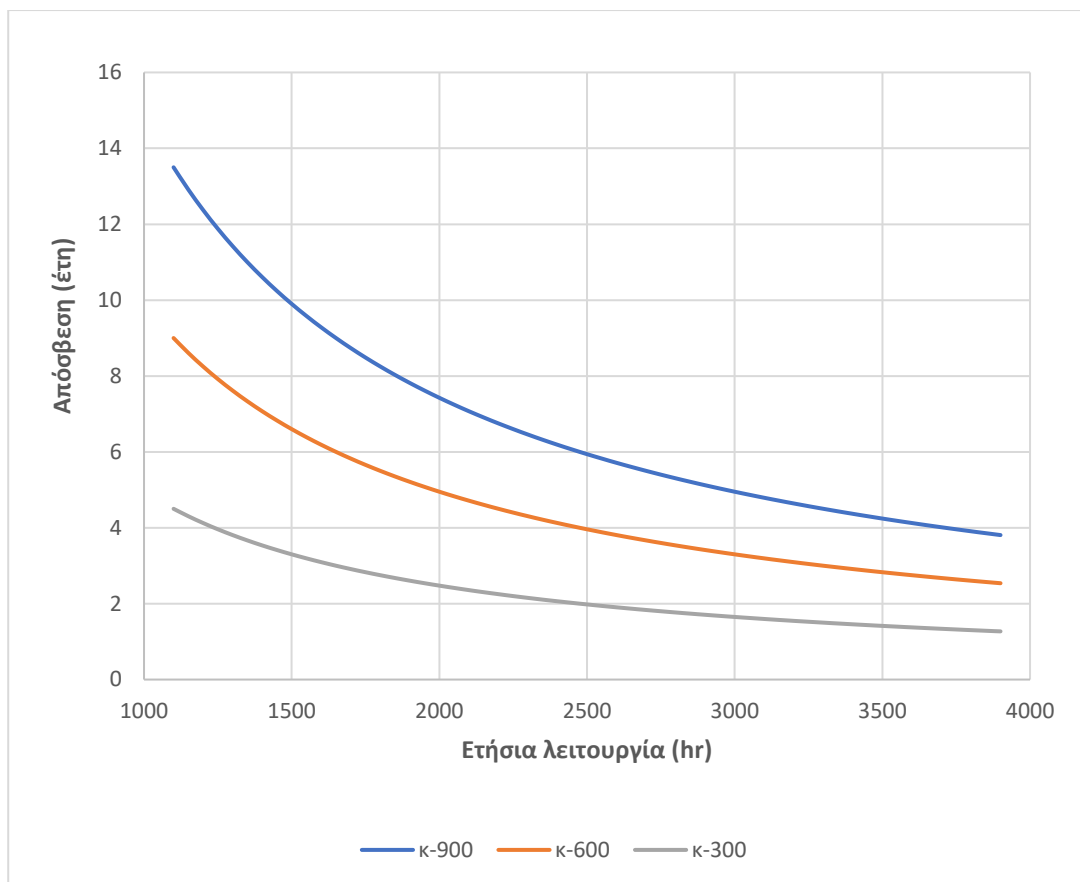
Σχήμα 6.18: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

3) Περίπτωση με κόστος 300 ευρώ (για αύξηση COP 10%)



Σχήμα 6.19: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.20 : Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν επιτευχθεί αύξηση COP=10% τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 900€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 3000hr.
- 2) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 600€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 2000hr.
- 3) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 300€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 1000hr.

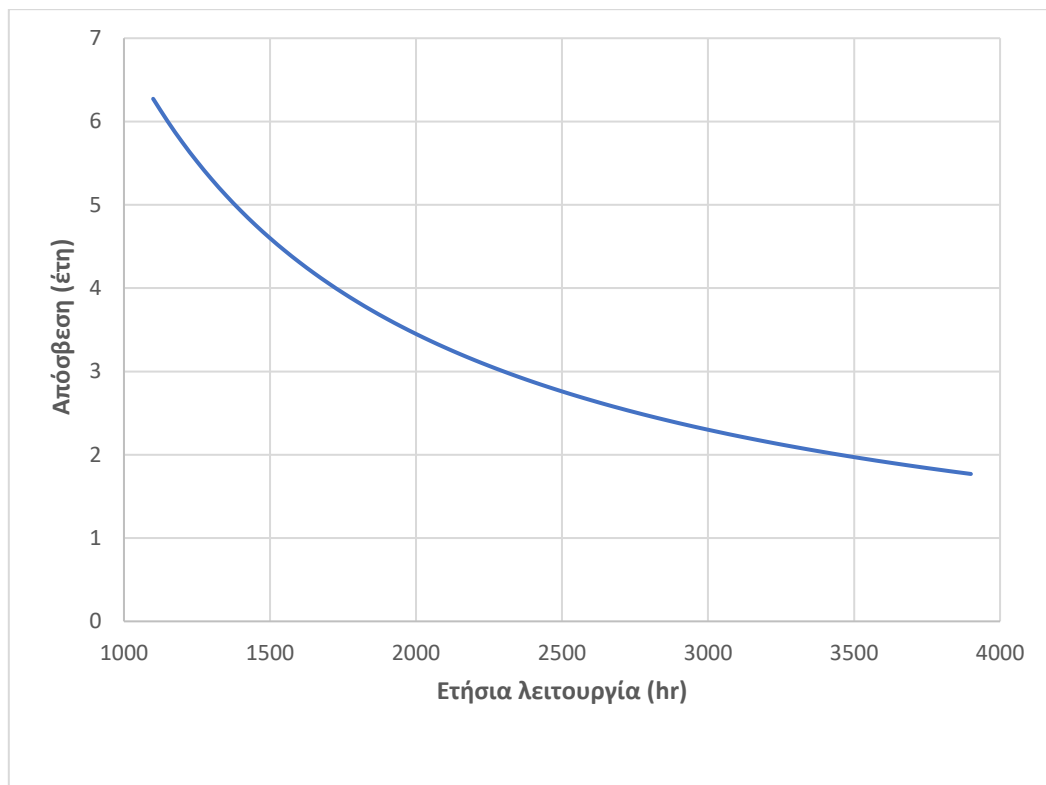
6.4.2 Ανάλυση ευαισθησίας με παράμετρο την ετήσια λειτουργία για τρεις περιπτώσεις αύξησης του COP

Τα δεδομένα τα οποία χρησιμοποιήθηκαν για τον υπολογισμό των παρακάτω διαγραμμάτων παρουσιάζονται στον πίνακα 6.10

Πίνακας 6.10: Δεδομένα οικονομικών υπολογισμών

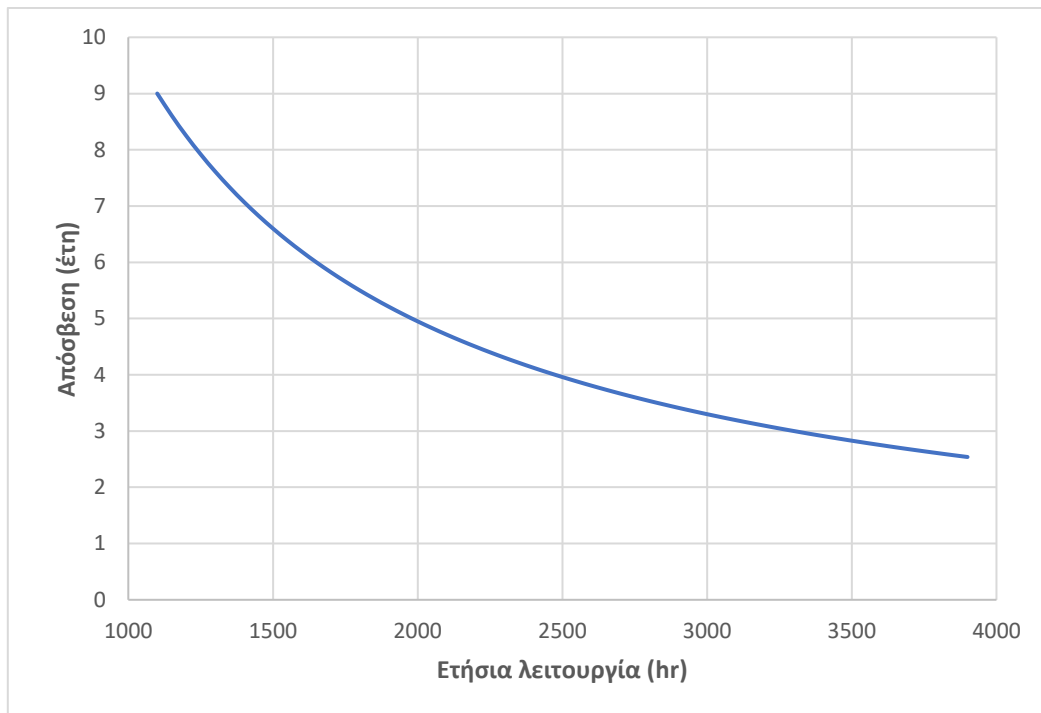
COP	Κόστος (€)	KWh (€)	Ισχύς μονάδας (kW)
3	600	0.1	20

1) Περίπτωση με αύξηση COP 15% (για κόστος 600 ευρώ)



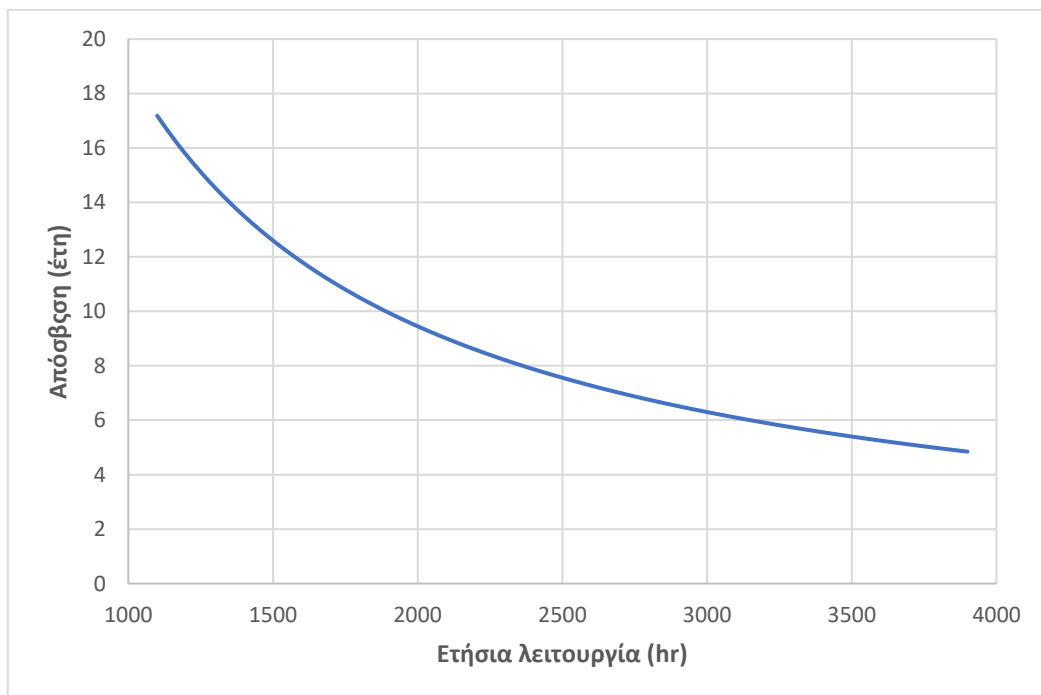
Σχήμα 6.21: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

2) Περίπτωση με αύξηση COP 10% (για κόστος 600 ευρώ)



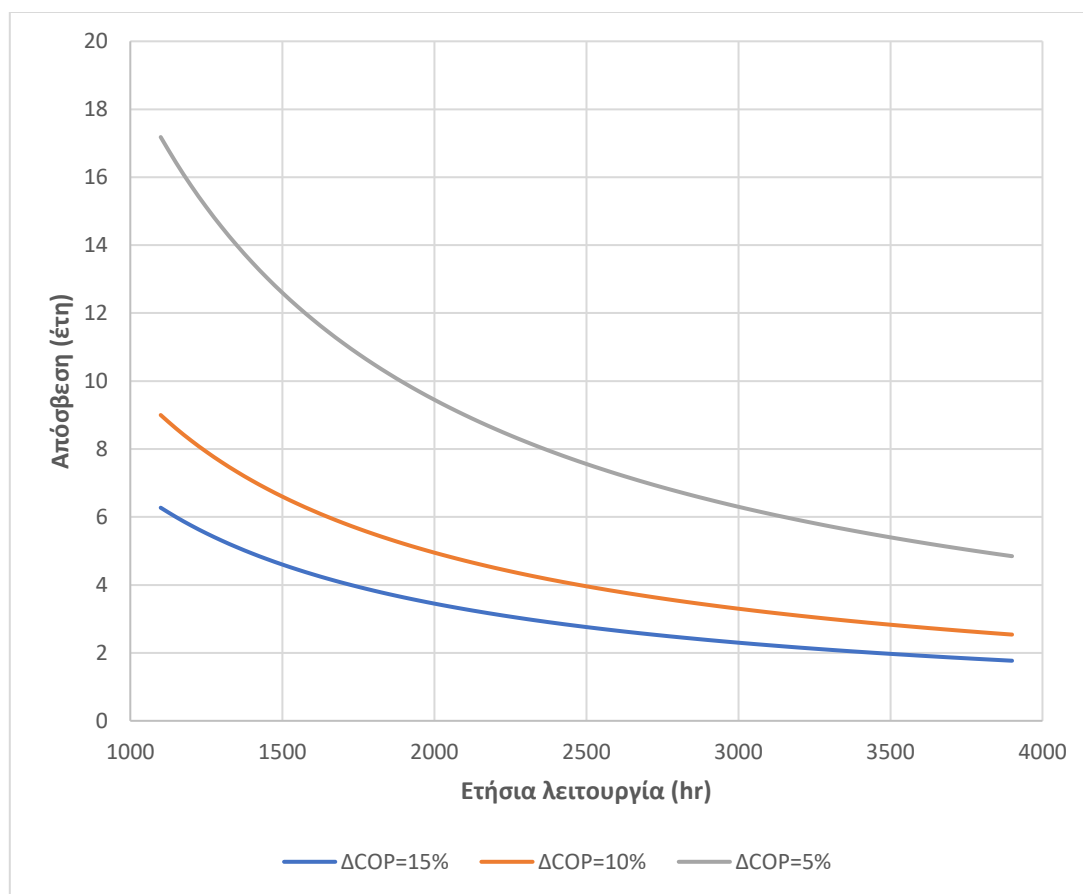
Σχήμα 6.22: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

3) Περίπτωση με αύξηση COP 5% (για κόστος 600 ευρώ)



Σχήμα 6.23: Μεταβολή της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργίας

Στο παρακάτω διάγραμμα απεικονίζονται και οι τρεις καμπύλες μαζί ώστε να είναι ευκολότερη η μεταξύ τους σύγκριση



Σχήμα 6.24 : Συγκριτικό διάγ. μεταβολής της απόσβεσης συναρτήσει της ετήσιας λειτουργία

Σχολιασμός

Βάση του ανωτέρω διαγράμματος παρατηρούμε ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν το κόστος μετατροπής είναι 600€ τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 15% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 1400hr.
- 2) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 10% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 2000hr.
- 3) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 5% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 3800hr.

Συμπεράσματα

Στην παρούσα διπλωματική εργασία ερευνήθηκαν τα διάφορα είδη εκτονωτών καθώς και οι τεχνολογίες παραγωγής ψύξης στις οποίες παρουσιάζει μεγάλο ενδιαφέρον η χρήση τους. Επίσης διερευνήθηκαν διάφορες ερευνητικές εφαρμογές που έχουν πραγματοποιηθεί μέχρι και σήμερα, καθώς και το τι ισχύει εμπορικά.

Έτσι διαπιστώθηκε ότι η τοποθέτηση εκτονωτή στα κρυογενικά συστήματα ψύξης καθώς και στα συστήματα CO₂ είναι πάρα πολύ ελκυστική διότι εκεί επιτυγχάνονται πολύ υψηλές διαφορές πιέσεων με αποτέλεσμα να υπάρχει πολύ σημαντικό ενεργειακό περιεχόμενο προς ανάκτηση. Έτσι σε αρκετές περιπτώσεις στα συστήματα αυτά η απόσβεση μπορεί να επιτευχθεί σε λιγότερο από ένα έτος ανάλογα με την ισχύ της εγκατάστασης. Εκτός όμως από τα ανωτέρω συστήματα επίσης ελκυστική φαίνεται να είναι εφαρμογή του εκτονωτή και στα συμβατικά συστήματα. Στα οποία βρέθηκε σύμφωνα με σχετική μελέτη ότι η απόσβεση για μικρά και μεσαία συστήματα αναμένεται να είναι κάτω από τα πέντε έτη. Ωστόσο από τα συμβατικά συστήματα σύμφωνα με τον παρακάτω πίνακα φαίνεται να πλεονεκτούν αυτά με R-404a, στα οποία η απόσβεση αναμένεται να είναι γύρω στα τρία έτη.

	R-22	CO ₂	R-134a	NH ₃	R-32	R-404a	R-1234yf
COP without exp.	4.8	2.6	5.0	4.8	4.5	4.6	4.5
COP with exp.	5.6	5.1	5.9	5.2	5.2	5.9	6.1
COP increase	17.0%	93.5%	19.0%	8.2%	17.3%	30.0%	37.0%
Power saving (W)	159.9	974.6	140.3	68.3	175.7	218.4	260.1
Compressor size reduction with exp.	2.5%	13.4%	2.7%	1.3%	2.7%	4.1%	4.9%
Size ratio	4.8	2.1	4.1	7.8	4.8	3.2	3.5

Επιπλέον σύμφωνα με μία άλλη μελέτη που πραγματοποιήθηκε σε μεγάλα συστήματα (υψηλών θερμοκρασιών) άνω των 500 ton η απόσβεση αναμένεται να είναι μικρότερη του ενός έτους. Ακόμα σε σχέση με το τι ισχύει εμπορικά μέχρι και σήμερα, δεν έχουμε εμπορικούς εκτονωτές για χρήση σε υποκρίσιμα σύστημα ψύξης με συμπίεση ατμών. Ωστόσο σε υπερκρίσιμα ψυκτικά συστήματα CO₂ κάποιες εταιρίες έχουν κατοχυρώσει με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας κάποιους εκτονωτές πραγματοποιώντας αρκετές εφαρμογές τόσο σε παλιά όσο και σε καινούργια συστήματα. Επίσης από τις διάφορες εφαρμογές διαπιστώθηκε ότι πολύ σημαντικοί παράμετροι ρύθμισης είναι η φόρτιση της μονάδας και η ταχύτητα του εκτονωτή ενώ όσο αφορά την υπόψυξη αυτή είναι προτιμότερο να παραμένει όσο έχει προ ρυθμιστή από τον κατασκευαστή. Επίσης όσο αφορά τα συμβατικά συστήματα οι εκτονωτές θετικής μετατόπισης φαίνεται να πλεονεκτούν σε σχέση με τους δυναμικής ροής. Επίσης από τους εκτονωτές θετικής μετατόπισης οι ελικοειδής φαίνεται να είναι καταλληλότεροι για μεγαλύτερα συστήματα ψύξης επιτυγχάνοντας ισεντροπικές αποδόσεις μέχρι και 70%, ενώ για μικρότερα συστήματα φαίνεται να πλεονεκτούν οι παλινδρομικοί με αποδόσεις έως και 50%.

Επίσης μελετήθηκε μια αντλία θερμότητας της εταιρίας nibe στο εργαστήριο και τροποποιήθηκε κατάλληλα ώστε να μπορεί να λειτουργεί εκτός της κλασικής της λειτουργίας (με εκτονωτική βαλβίδα), με εκτονωτή αλλά και συνδυασμένα με εκτονωτή και εκτονωτική βαλβίδα. Από το ανωτέρω διαπιστώθηκε ότι ο χρόνος απόσβεσης είναι αρκετά μεγαλύτερος (8.1 έτη) από τον αναμενόμενο (κάτω από 5 έτη) που είχαν υπολογίσει στην οικονομική τους μελέτη ο Subiantoro και ο Ooi. Αυτό όμως είναι φυσιολογικό διότι η συγκεκριμένη αντλία θερμότητας δεν έχει θερινή λειτουργία με αποτέλεσμα να λειτουργεί μόνο τη χειμερινή περίοδο με αρκετά μεγάλο COP. Έτσι μελετήσαμε και την περίπτωση μιας αντίστοιχης αντλίας η οποία λειτουργεί και κατά τις δύο περιόδους με μέσο COP ίσο με τρία. Στην περίπτωση αυτή τα αποτελέσματά έδειξαν ότι η μετατροπή είναι αρκετά ελκυστική με απόσβεση γύρω στα 4 έτη.

Επιπλέον πραγματοποιήθηκε ανάλυση ευαισθησίας με παραμέτρους το κόστος της μετατροπής, την αύξηση του COP και τις ώρες της ετήσιας λειτουργίας. Σύμφωνα με την ανάλυση αυτή διεξήχθησαν τα εξής συμπεράσματα:

A) Βάση του διαγράμματος 6.4 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για 2500 ώρες λειτουργίας ανά έτος είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 15% θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 1100€.
- 2) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 10% θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 800€
- 3) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 5% θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 400€

B) Βάση του διαγράμματος 6.8 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για αύξηση COP=10% είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 3000hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 900€.
- 2) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2500hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 750€
- 3) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2000hr θα πρέπει το κόστος της μετατροπής να μην ξεπερνάει τα 600€

Γ) Βάση του διαγράμματος 6.12 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 για 2500hr λειτουργίας είναι ελκυστική η μετατροπή (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 900€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 12%.
- 2) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 600€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 8%.
- 3) Εάν το κόστος της μετατροπής είναι 300€ τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 4%.

Δ) Βάση διαγράμματος 6.16 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν το κόστος μετατροπής είναι 600€ τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 3000hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 6%.
- 2) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2500hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 8%.
- 3) Εάν η ετήσια λειτουργία είναι 2000hr τότε η επιτυγχανόμενη αύξηση του cop θα πρέπει να είναι τουλάχιστον 10%.

Ε) Βάση του διαγράμματος 6.20 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν επιτευχθεί αύξηση COP=10% τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 900€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 3000hr.
- 2) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 600€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 2000hr.
- 3) Εάν κόστος της μετατροπής είναι στα 300€ τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 1000hr

Ζ) Βάση του διαγράμματος 6.24 φαίνεται ότι σε μία αντλία θερμότητας ισχύος 20KW με COP=3 εάν το κόστος μετατροπής είναι 600€ τότε αυτή η μετατροπή είναι ελκυστική (απόσβεση στην πενταετία) στις εξής περιπτώσεις:

- 1) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 15% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 1400hr.
- 2) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 10% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 2000hr.
- 3) Εάν η αύξηση του COP είναι ίση με 5% τότε η ετήσια λειτουργία θα πρέπει να φτάνει τουλάχιστον τις 3800hr.

Τέλος πρέπει να αναφερθεί ότι η κατασκευή της εγκατάστασης του εκτονωτή δεν είναι μια δύσκολη εργασία η οποία να απαιτεί ιδιαίτερα εκπαιδευμένο προσωπικό. Όμως χρειάζεται μεγάλη προσοχή στην επιλογή του κατάλληλου εκτονωτή ανάλογα την εφαρμογή, καθώς και μεγάλη προσοχή στις ρυθμίσεις που πρέπει να γίνουν ώστε να μπορεί ο εκτονωτής αυτός να λειτουργεί με τη μέγιστη δυνατή απόδοση ώστε να αυξηθεί το COP στο μέγιστο δυνατό και να έχουμε τη γρηγορότερη δυνατή απόσβεση του κόστους.

Βιβλιογραφία

1. Robinson, D.M. and E.A. Groll, *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au CO₂ avec et sans turbine d'expansion.*
2. Tamura, I., et al., *An analytical investigation of high-temperature heat pump system with screw compressor and screw expander for power recovery. Energy Conversion and Management, 1997. 38(10–13): p. 1007-1013.*
3. Cho, S.-Y., C.-H. Cho, and C. Kim, *Performance characteristics of a turbo expander substituted for expansion valve on air-conditioner. Experimental Thermal and Fluid Science, 2008. 32(8): p. 1655-1665.*
4. Nickl, J., et al., *Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. Int. J. Refrigeration 28, 2005: p. 1219-1224.*
5. Sarkar, J., *Review on Cycle Modifications of Transcritical CO₂ Refrigeration and Heat Pump Systems. Advanced Research in Mechanical Engineering 2010.*
6. Hewitt, N.J., et al., *Advanced air source heat pumps for UK and European domestic buildings. Applied Thermal Engineering, 2011. 31(17–18): p. 3713-3719.*
7. Driver, R., et al., *The testing of an rotary compressor heat pump with integrated expansion turbine, in 22nd Int Congress of Refrigeration. Aug 21-26 2007: Beijing, P.R. China.*
8. Stosic, N., I. Smith, and C. Aldis, *Development of the trilateral flash cycle system Part 3: the design of high efficiency two-phase screw expanders. Proc Instn Mech Engrs, 1996.*
9. Stosic, N., et al., *Twin screw expanders in large chiller units, in Proc of Int Conf on Industrial Compressors and their Systems. September 1999: City University, London.*
10. Kovačević, A., N. Stošić, and I.K. Smith, *Numerical simulation of combined screw compressor–expander machines for use in high pressure refrigeration systems. Simulation Modelling Practice and Theory, 2006. 14(8): p. 1143-1154.*
11. Subiantoro, A. and K.T. Ooi, *Analysis of the revolving vane (RV-0) expander, Part 1: Experimental investigations. International Journal of Refrigeration, 2012. 35(6): p. 1734-1743.*
12. Wang, M., et al., *Simulation study on a novel vane-type expander with internal two-stage expansion process for R-410A refrigeration system. International Journal of Refrigeration, 2012. 35(4): p. 757-771.*
13. Glavatskaya, Y., et al., *Reciprocating Expander for an Exhaust Heat Recovery Rankine Cycle for a Passenger Car Application. Energies, 2012. 5(6): p. 1751.*
14. Subiantoro, A., K.S. Yap, and K.T. Ooi, *Experimental investigations of the revolving vane (RV-1) expander. Applied Thermal Engineering, 2013. 50(1): p. 393-400.*
15. Robinson, D.M. and E.A. Groll, *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au CO₂ avec et sans turbine d'expansion.*
16. Goncalves, V.D.A. and J.A.R. Parise, *A study on the reduction of throttling losses in automotive air conditioning systems through expansion work recovery, in International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. 2008. p. 2416.*
17. Fukuta, M., et al., *Observation of CO₂ trans-critical expansion process, in International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue. 2008. p. 2374.*
18. Karellas, S., A.D. Leontaritis, and K. Braimakis, *Energetic Investigation of Heat Pumps Efficiency Improvement with the Implementation of an Expansion Machine*
19. *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer, in Report of the Refrigeration, Air-Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. 1998.*
20. *Regulation (EC) No. 2037/2000 of the European Parliament and of the Council on substances that deplete the ozone layer. 29 June 2000.*
21. ΦΕΚ 370/9 Ιουνίου 1988
22. Dash Sunil Manohar, *Study of cryogenic cycles with aspen - hysys simulations, Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology, Rourkela, 2008.*
23. *Refrigeration and Liquefaction, University of Wisconsin – Madison.*

24. Papadopoulos A. M. and Koroneos C. J., *Cefrigeration and Cryogenic systems*, Aristotle University of Thessaloniki, Greece, 2012.
25. *Using air for cooling*, D J G Butler, Environmental Engineering Centre, University of Bristol
26. <http://www.frperc.bris.ac.uk/index.htm>
27. <http://www.taftan.com/thermodynamics/BRAYTON.HTM>
28. ECSLA Newsletter, 12th 2008
29. https://www.researchgate.net/figure/281799760_fig9_Fig-9-A-prototype-of-a-scroll-expander-for-CO-2-refrigeration-cycles-Kohsokabe
30. *Recent advances of energy recovery expanders in the transcritical CO₂ refrigeration cycle*
31. Bao, J. and L. Zhao, *A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle*. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013. **24**: p. 325-342.
32. https://www.alibaba.com/product-detail/Air-Separation-Turbo-Expander-Repair-Service_142817978.html
33. Quoilin, S. *Sustainable Energy Conversion Through the use of Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery and Solar Applications*. October 2011.
34. <http://www.mdpi.com/1996-1073/9/4/231/htm>
35. *Modeling and experimental exploration of positive displacement displacement devices for VCC (Small Variable Mechanical Steam Cycle)*
36. Lazhar Abdelli, *CFD analysis of an expansion process using different real gas models*.
37. Hirokatsu Kohsokabe, Sunao Funakoshi, Kenji Tojo, Susumu Nakayama, Kyoji Kohno, Hitachi Ltd. *Basic Operating Characteristics of CO₂ Refrigeration Cycles With Expander-Compressor Unit*
38. Chunli Xia, Wei Zhang, Gaoxuan Bu, Zhizhong Wang*, Pengcheng Shu. *Experimental study on a sliding vane expander in the HFC410A refrigeration system for energy recovery*
39. *Project acronym: EXP-HEAT*, Grant agreement no: 605923. *Energy recovery in new and retrofitted heat pumps using a dedicated expander concept*. p.12-18
40. I. K. Smith, N. Stosic, C. A. Aldis and A. Kovacevic, London City University. *Twin Screw Two-Phase Expanders in Large Chiller Units*
41. J. J. Brasz, I. K. Smith, N. Stosic, City University. *Development of a Twin Screw Expressor as a Throttle Valve Replacement for Water-Cooled Chillers*.
42. Zhenying Zhang a, b, Minxia Li a, *, Yitai Ma a, Xiufeng Gong. *Experimental investigation on a turbo expander substituted for throttle valve in the subcritical refrigeration system*
43. Pedro Dinis Gaspar, Pedro Dinho da Silva. *Handbook of Research on Advances and Applications in Refrigeration Systems and Technologies*
44. <http://www.tiaxllc.com/technologies/building-technologies/>
45. Karellas S, A.D. Leontaritis, and K. Braimakis, *Energetic Investigation of Heat Pumps Efficiency Improvement with the Implementation of an Expansion Machine*
46. *Installer manual NIBE™ F2300 Air/water heat pump*, p.12
47. http://allthingshvac.com/wp-content/uploads/2016/02/Article_3_Picture
48. Whitman, Johnson, Tomczyk, επιμέλεια Κώστας Χαρακλιας. *Εγκαταστάσεις κλιματισμού II*
49. [http://www.chemtorg.ru/teploobmenniki.html#!prettyPhoto\[3\]/0/](http://www.chemtorg.ru/teploobmenniki.html#!prettyPhoto[3]/0/)
50. <http://www.jiawei-phe.com/Brazed-Plate-Heat-Exchanger.html>
51. <https://www.aliexpress.com/item/Danfoss-expansion-valves-Danfoss-EVR20-thermal-expansion-valve-solenoid-valve-and-solenoid-coil-7-8-stars/32397645857.html>
52. http://www.spareservice.gr/attachments/File/technical_support/teknikh_enhmerosh/AC022007.pdf
53. <http://www.ebay.com/itm/Finned-Coil-Water-to-Air-Heat-Exchanger-1-034-sweat-connections-different-sizes-/171146484709>
54. <http://www.heatpump-reviews.com/Heat-Pump-Reversing-Valve.html>
55. http://www.emersonclimate.com/en-us/products/system_protectors/
56. http://www.emersonclimate.com/europe/ProductDocuments/CopelandLiterature/C071901_0208_0912_E_TI_Vapour%20injected%20Scroll%20compressors%20for%20Ref_0.pdf
57. <http://www.iceage-hvac.com/index.php?s=/Index/Product/id/175.html>
58. <http://www.kotsovos.gr/index.php/main/products/>
59. <http://www.frigohellas.gr/stathmos-anaktisis-recovery-freon-ergaleia-psuktikwn-psuktika-ergaleia-mod-promax-minimax>