



ΕΘΝΙΚΟ ΜΕΤΣΟΒΙΟ ΠΟΛΥΤΕΧΝΕΙΟ

Εργαστήριο Ατμοκινητήρων & Λεβήτων

Τομέας Θερμότητας της Σχολής Μηχανολόγων Μηχανικών

ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ

*Μελέτη και διαστασιολόγηση
συστήματος ψύξης με ακροφύσιο*

Του Φοιτητή

Σερασκέρη Ιωάννη

Επιβλέπων

Καρέλλας Σωτήριος, Αναπληρωτής Καθηγητής,

Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ

Αθήνα, Ιούλιος 2019

Abstract

The design of an integrated solar ejector cooling system is treated at length in this diploma thesis. Having firstly made a thorough demonstration of various cooling systems and mainly ejector cooling systems, according to bibliographical reference, a research on the adequacy and the performance of various cooling mediums was also carried out. The performance level effect of the different sub-systems in the total cooling system's performance level was examined. The studied cooling system was compared to the equivalent vapor compression cooling system. Furthermore, the cooling systems were dimensioned, and standardized market products were chosen accordingly, giving emphasis to the basic ejector dimensions for optimum performance in the given working conditions. Having implemented basic financial analysis criteria, the most appropriate working fluid was chosen. Last but not least, the ejector's operation maps were developed and compared with the corresponding maps of the international bibliography.

Περίληψη

Η παρούσα εργασία πραγματεύεται τον σχεδιασμό μιας εγκατάστασης ηλιακής ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο. Αφού αρχικά παρατίθεται εκτενής βιβλιογραφική ανασκόπηση των μεθόδων ψύξης με μεγαλύτερη βαρύτητα στις μεθόδους ψύξεις με ακροφύσιο, πραγματοποιείται διερεύνηση για την καταλληλότητα και τις επιδόσεις διαφόρων ψυκτικών μέσων στον υπόψη κύκλο. Γίνεται εκτενής έρευνα για την επίδραση που έχουν οι βαθμοί απόδοσης των επιμέρους τμημάτων του ακροφυσίου στις παραμέτρους απόδοσης του συστήματος. Στην συνέχεια μελετάται το ισοδύναμο κύκλωμα ψύξης με συμπίεση ατμού και πραγματοποιείται σύγκρισή του με το κύκλωμα του ακροφυσίου. Γίνεται διαστασιολόγηση όλων των επιμέρους συνιστωσών των δύο κυκλωμάτων και επιλέγονται τα καταλληλότερα μοντέλα του εμπορίου για κάθε περίπτωση. Έμφαση δίνεται στις βασικές διαστάσεις που πρέπει να έχει το ακροφύσιο προκειμένου να επιτύχει τις βέλτιστες δυνατές επιδόσεις στις συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης. Με εφαρμογή απλών οικονομικών κριτηρίων λαμβάνεται η απόφαση για την καλύτερη δυνατή επιλογή του εργαζόμενου μέσου και τέλος, σχεδιάζονται οι χάρτες λειτουργίας της εγκατάστασης και συγκρίνονται με αντίστοιχους της διεθνούς βιβλιογραφίας.

Αντί Προλόγου

Αντί προλόγου θα ήθελα να απευθύνω τις ευχαριστίες μου στον καθηγητή κύριο Σωτήριο Καρέλλα για την καθοδήγηση και τις χρήσιμες συμβουλές που μου προσέφερε κατά την διάρκεια της εκπόνησης της παρούσας εργασίας. Ήταν πραγματική τιμή για εμένα που μου δόθηκε η ευκαιρία να μελετήσω την παρούσα εγκατάσταση και η εμπειρία που απέκτησα όλους αυτούς τους μήνες στο Εργαστήριο Ατμοκινητήρων και Λεβήτων με βοήθησε να καταλάβω τα προβλήματα στα οποία καλείται να δώσει σήμερα λύση ο μηχανικός. Για όλα αυτά του οφείλω την ευγνωμοσύνη μου.

Ιδιαίτερα σημαντική ήταν και η συμβολή του υποψήφιου διδάκτορα κυρίου Τρύφωνα Ρουμπεδάκη ο οποίος σε όλη την διάρκεια αυτής της πολύμηνης πορείας υποστήριξε το έργο μου και με παρότρυνε να διευρύνω τις γνώσεις μου στα πραγματευόμενα ζητήματα.

Ιωάννης Σερασκέρης

Αθήνα, Ιούλιος 2019

Περιεχόμενα

ABSTRACT.....	I
ΠΕΡΙΛΗΨΗ.....	II
ΑΝΤΙ ΠΡΟΛΟΓΟΥ.....	III
ΠΕΡΙΕΧΟΜΕΝΑ.....	IV
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΔΙΑΓΡΑΜΜΑΤΩΝ.....	VI
ΚΑΤΑΛΟΓΟΣ ΠΙΝΑΚΩΝ	VIII
ΠΙΝΑΚΑΣ ΣΥΜΒΟΛΩΝ	X
ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ.....	1
1.2 ΕΞΑΝΤΛΗΣΗ ΤΟΥ ΟΖΟΝΤΟΣ ΣΤΗΝ ΑΤΜΟΣΦΑΙΡΑ	2
1.3 ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΣΗ ΤΟΥ ΠΛΑΝΗΤΗ	2
1.4 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΟ SAFETY GROUP	3
1.4.1 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΗΝ ΤΟΞΙΚΟΤΗΤΑ ΤΟΥΣ	3
1.4.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ ΨΥΚΤΙΚΩΝ ΡΕΥΣΤΩΝ ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΗΝ ΑΝΑΦΛΕΞΙΜΟΤΗΤΑ ΤΟΥΣ	3
1.5 ΣΧΕΤΙΚΗ ΝΟΜΟΘΕΣΙΑ ΚΑΙ ΔΙΕΘΝΕΙΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ	4
1.6 ΒΑΣΙΚΕΣ ΣΥΝΙΣΤΩΣΕΣ ΜΙΑ ΨΥΚΤΙΚΗΣ ΕΓΚΑΤΑΣΤΑΣΗΣ	5
1.6.1 ΑΤΜΟΠΟΙΗΤΕΣ.....	6
1.6.2 ΣΥΜΠΥΚΝΩΤΕΣ.....	7
1.6.3 ΣΥΜΠΙΕΣΤΕΣ	8
1.6.4 ΕΚΤΟΝΩΤΙΚΕΣ ΒΑΛΒΙΔΕΣ	9
1.7 ΚΥΚΛΟΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ	10
1.7.1 ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ	10
1.7.2 ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ	12
1.7.3 ΨΥΞΗ ΜΕ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗ.....	13
1.7.5 ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΞΗΡΑΝΤΙΚΟ ΜΕΣΟ.....	14
1.7.5 ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΣΕ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟ.....	15
1.8 ΑΚΡΟΦΥΣΙΑ (EJECTORS)	18
1.8.1 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ EJECTORS ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΟ ΕΙΔΟΣ ΤΟΥ ΠΡΩΤΕΥΟΝΤΟΣ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ.....	18
1.8.2 ΚΑΤΗΓΟΡΙΟΠΟΙΗΣΗ EJECTORS ΑΝΑΛΟΓΑ ΜΕ ΤΗ ΘΕΣΗ ΕΞΟΔΟΥ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ.....	19
1.9 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ	19
1.9.1 ΕΠΙΠΕΔΟΙ ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ	20
1.9.2 ΗΛΙΑΚΟΙ ΣΥΛΛΕΚΤΕΣ ΚΕΝΟΥ	21
1.10 ΣΥΣΤΗΜΑΤΑ ΗΛΙΑΚΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΣΕ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟ.....	22
1.11 ΤΟ ΣΥΣΤΗΜΑ SUNCLIM.....	24

1.12 ΕΠΙΣΤΗΜΟΝΙΚΟ ΕΡΩΤΗΜΑ	26
---------------------------------	----

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2. ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ 27

2.1 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΗΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΤΟΥ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ	27
2.1.2 ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑ ΣΕ ΥΠΟΚΡΙΣΙΜΕΣ ΣΥΝΘΗΚΕΣ.....	30
2.1.3 ΟΙ ΣΥΝΤΕΛΕΣΤΕΣ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΩΝ ΤΜΗΜΑΤΩΝ ΤΟΥ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ	31
2.2 ΕΠΑΛΗΘΕΥΣΗ ΤΗΣ ΕΓΚΥΡΟΤΗΤΑΣ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ	33
2.3 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΣΕ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟ	35
2.4 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΕΙΣΟΔΟΥ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ.....	37
2.5 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ.....	38
2.6 ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΕΙΣΟΔΟΥ ΤΟΥ ΜΟΝΤΕΛΟΥ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ	38
2.7 ΜΟΝΤΕΛΟΠΟΙΗΣΗ ΕΝΑΛΛΑΚΤΩΝ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ	39

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ..... 44

3.1 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟΝ ΚΥΚΛΟ ΤΟΥ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ	44
3.1.2 ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΠΡΟΣΔΟΣΗΣ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ ΚΑΙ ΠΑΡΑΓΩΓΗΣ ΨΥΞΗΣ	48
3.1.2 Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΤΙΜΗΣ ΤΩΝ ΒΑΘΜΩΝ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΣΤΑ ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ	52
3.1.3 Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΥΠΟΨΥΞΗΣ	56
3.1.4 ΤΑ ΣΗΜΕΙΑ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟ ΨΥΚΤΙΚΟ ΜΕΣΟ	56
3.2 ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ ΓΙΑ ΤΟΝ ΚΥΚΛΟ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ.....	57
3.2.1 Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΗΣ ΘΕΡΜΟΚΡΑΣΙΑΣ ΑΤΜΟΠΟΙΗΣΗΣ ΚΑΙ ΣΥΜΠΥΚΝΩΣΗΣ ΣΤΙΣ ΕΠΙΔΟΣΕΙΣ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ	58
3.2.2 Η ΕΠΙΔΡΑΣΗ ΤΟΥ ΙΣΕΝΤΡΟΠΙΚΟΥ ΒΑΘΜΟΥ ΑΠΟΔΟΣΗΣ ΤΟΥ ΣΥΜΠΙΕΣΤΗ, ΤΗΣ ΥΠΟΨΥΞΗΣ ΚΑΙ ΤΗΣ ΥΠΕΡΘΕΡΜΑΝΣΗΣ.....	59
3.2.3 ΤΑ ΣΗΜΕΙΑ ΤΟΥ ΚΥΚΛΟΥ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΟΥ ΓΙΑ ΚΑΘΕ ΕΡΓΑΖΟΜΕΝΟ ΜΕΣΟ	62

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4. ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΑΠΑΙΤΟΥΜΕΝΟΥ ΕΞΟΠΛΙΣΜΟΥ 63

4.1 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΝΙΣΤΩΣΩΝ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ	63
4.2 ΔΙΑΣΤΑΣΙΟΛΟΓΗΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΣΕ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟ	64

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5. ΟΙΚΟΝΟΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ 66

5.1 ΚΟΣΤΟΛΟΓΗΣΗ ΤΟΥ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ	66
5.2 ΚΟΣΤΟΛΟΓΗΣΗ ΚΥΚΛΩΜΑΤΟΣ ΗΛΙΑΚΗΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΣΕ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟ	66

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6. ΧΑΡΤΕΣ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΑΚΡΟΦΥΣΙΟΥ ERROR! BOOKMARK NOT DEFINED.

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7. ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ-ΠΡΟΤΑΣΗ ΓΙΑ ΠΕΡΕΤΑΙΡΩ ΜΕΛΕΤΗ

<u>ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΑ</u>	76
----------------------------------	-----------

Κατάλογος Διαγραμμάτων

Εικόνα 1-1 α) Ατμοποιητής β) Ατμοποιητής 1	6
Εικόνα 1-2 Αερόψυκτος Συμπυκνωτής.....	7
Εικόνα 1-3 Υδρόψυκτος Συμπυκνωτής.....	8
Εικόνα 1-4 Κατηγοριοποίηση συμπιεστών.....	9
Εικόνα 1-5 Εκτονωτική βαλβίδα.....	9
Εικόνα 1-6 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με συμπίεση ατμών.....	10
Εικόνα 1-7 Θερμοδυναμικό διάγραμμα $p-h$ κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών.....	11
Εικόνα 1-8 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με απορρόφηση	12
Εικόνα 1-9 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με προσρόφηση.....	13
Εικόνα 1-10 Σχηματική απεικόνιση συσκευής ψύξης με χρήση αποξηραντικού μέσου.....	15
Εικόνα 1-11 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο (ejector)...	16
Εικόνα 1-12 Θερμοδυναμικό διάγραμμα $T-s$ κύκλου ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο	16
Εικόνα 1-13 Διάγραμμα λόγου αναρρόφησης-κρίσιμης πίεσης ακροφυσίου (ejector)	18
Εικόνα 1-14 Σχηματική απεικόνιση τομής ακροφυσίου (ejector)	18
Εικόνα 1-15 α) Σχηματική απεικόνιση διάταξης σωληνώσεων συλλέκτη β) Απεικόνιση διάταξης ηλιακού συλλέκτη	20
Εικόνα 1-16 Σχηματική απεικόνιση επιμέρους τμημάτων επίπεδου ηλιακού συλλέκτη	21
Εικόνα 1-17 Α) Τομή ηλιακού συλλέκτη κενού Β) Σχηματική απεικόνιση τομής σωλήνωσης συλλέκτη κενού	22
Εικόνα 1-18 Το σύστημα SunClim.....	25
Εικόνα 2-1 Μεταβολή της πίεσης και της ταχύτητας των δύο ροών κατά μήκος του ακροφυσίου (ejector)	30
Εικόνα 3-1 Συντελεστής συμπεριφοράς για το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο.....	44
Εικόνα 3-2 Λόγος αναρρόφησης ακροφυσίου	45
Εικόνα 3-3 Λόγοι διατομών ακροφυσίου για την επίτευξη των αναφερόμενων COP.....	45
Εικόνα 3-4 Διαστασιολόγηση διαμέτρου τμήματος σταθερής διατομής του ακροφυσίου....	46
Εικόνα 3-5 Διαστασιολόγηση διαμέτρου λαιμού πρωτεύοντος ακροφυσίου	46
Εικόνα 3-6 Μέγιστη δυνατή ανάκτηση πίεσης ακροφυσίου	47
Εικόνα 3-7 Επιθυμητή ανάκτηση πίεσης διαχύτη του ακροφυσίου	47
Εικόνα 3-8 Μεταβολή COP διάταξης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας	48
Εικόνα 3-9 Μεταβολή λόγου αναρρόφησης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας..	49
Εικόνα 3-10 Μεταβολή κρίσιμης πίεσης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας.....	50

<i>Εικόνα 3-11 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης</i>	<i>50</i>
<i>Εικόνα 3-12 Μεταβολή λόγου αναρρόφησης με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης</i>	<i>51</i>
<i>Εικόνα 3-13 Μεταβολή κρίσιμης πίεσης με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης</i>	<i>51</i>
<i>Εικόνα 3-14 Απόκλιση COP ανάλογα τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης.....</i>	<i>52</i>
<i>Εικόνα 3-15 Απόκλιση COP ανάλογα τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.....</i>	<i>53</i>
<i>Εικόνα 3-16 Απόκλιση κρίσιμης πίεσης ανάλογα τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης.....</i>	<i>54</i>
<i>Εικόνα 3-17 Απόκλιση κρίσιμης πίεσης ανάλογα τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης.....</i>	<i>54</i>
<i>Εικόνα 3-18 Απόκλιση λόγου αναρρόφησης ανάλογα τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης....</i>	<i>55</i>
<i>Εικόνα 3-19 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπόψυξης.....</i>	<i>56</i>
<i>Εικόνα 3-20 COP της εγκατάσης ψύξης με συμπίεση ατμών.....</i>	<i>57</i>
<i>Εικόνα 3-21 Απαιτούμενες παροχές μάζας για την παραγωγή 5000 W ψύξης.....</i>	<i>58</i>
<i>Εικόνα 3-22 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου</i>	<i>58</i>
<i>Εικόνα 3-23 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης</i>	<i>59</i>
<i>Εικόνα 3-24 Μεταβολή COP με τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης συμπιεστή</i>	<i>60</i>
<i>Εικόνα 3-25 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπόψυξης.....</i>	<i>60</i>
<i>Εικόνα 3-26 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπερθέρμανσης.....</i>	<i>61</i>
<i>Εικόνα 3-27 Μεταβολή COP για την υπερθέρμανση με την θερμοκρασία συμπύκνωσης</i>	<i>62</i>
<i>Εικόνα 4-1 Επιλεγόμενες συνιστώσες κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών.....</i>	

Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1-1 ODP, GWP, Safety Group διαφόρων ψυκτικών μέσων.....	3
Πίνακας 1-2 Αποτελέσματα διαφόρων μελετών σε συστήματα ηλιακής ψύξης σε ακροφύσιο	23
Πίνακας 2-1 Επαλήθευση του φυσικού μοντέλου του ακροφυσίου με το ρευστό R141b.....	33
Πίνακας 2-2 Επαλήθευση του φυσικού μοντέλου του ακροφυσίου με το ρευστό R245fa.....	35
Πίνακας 2-3 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου του ακροφυσίου.....	37
Πίνακας 2-4 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου ψύξης με συμπίεση ατμών.....	39
Πίνακας 2-5 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά μοντελοποίησης εναλλακτών.....	39
Πίνακας 3-1 Βαθμοί απόδοσης του ακροφυσίου για τα διαφορετικά εξεταζόμενα σενάρια	44
Πίνακας 3-2 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R134a	72
Πίνακας 3-3 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R141b	72
Πίνακας 3-4 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R142b	72
Πίνακας 3-5 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R245fa.....	73
Πίνακας 3-6 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R245ca.....	73
Πίνακας 3-7 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R1234yf	73
Πίνακας 3-8 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R1234ze.....	73
Πίνακας 3-9 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Κυκλοπεντάνιο	74
Πίνακας 3-10 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Ισοπεντάνιο.....	74
Πίνακας 3-11 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Προπάνιο.....	74
Πίνακας 3-12 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Προπυλένιο	75
Πίνακας 3-13 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R32	75
Πίνακας 3-14 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το R134a	76
Πίνακας 3-15 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	76
Πίνακας 3-16 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	76
Πίνακας 3-17 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	76
Πίνακας 3-18 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	76
Πίνακας 3-19 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	77
Πίνακας 3-20 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	77
Πίνακας 3-21 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	77
Πίνακας 3-22 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	77
Πίνακας 3-23 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	77
Πίνακας 3-24 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το	78

Πίνακας 3-25 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το 78

Πίνακας Συμβόλων

A		Επιφάνεια	$[m^2]$
Q		Θερμότητα	$[W]$
COP		Συντελεστής συμπεριφοράς	-
\dot{m}		Παροχή μάζας	$[kg/s]$
h		Ειδική ενθαλπία	$[J/kg]$
T		Θερμοκρασία	$[K]$
C_p		Ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση	$[J/kg]$
p		Πίεση	$[Pa]$
R		Παγκόσμια σταθερά αερίων	$[J/kgK]$
M		Αριθμός Mach	-
V		Ταχύτητα	$[m/s]$
d		Διάμετρος	$[m]$
Re		Αριθμός Reynolds	-
Nu		Αριθμός Nusselt	-
Pr		Αριθμός Prandtl	-
U		Θερμική διαπερατότητα	$[W/m^2]$
<u>Greek symbols</u>			
ω		Λόγος αναρρόφησης	-
η		Βαθμός απόδοσης	-
γ		Λόγος ειδικών θερμοχωρητικότητων	-
ξ		Ξηρότητα (διφασικού μείγματος)	-
<u>Subscripts/superscripts</u>			
$cond$		Συμπυκνωτή	
$evap$		Ατμοποιητή (παραγωγής ψύξης)	
gen		Ατμοποιητή (πρόσδοσης θερμότητας)	
$comp$		Συμπιεστή	
s		Δευτερεύοντος	
p		Πρωτεύοντος	
m		Ανάμειξης	
$crit$		Κρίσιμης	
$break$		Κατάρρευσης	
$solar$		Ηλιακών	
$ejector$		Ακροφυσίου	
abs		Απορροφητή	
<u>Abbreviations</u>			
ASHRAE		American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers	
GWP		Global Warming Potential	

ODP		Ozone Depletion Potential	
ORC		Organic Rankine Cycle	
VCC		Vapor Compression Cycle	

Κεφάλαιο 1. ΕΙΣΑΓΩΓΗ

1.1 Εργαζόμενα ψυκτικά ρευστά

Τα κριτήρια με τα οποία επιλέγεται το κατάλληλο ψυκτικό μέσο για την εκάστοτε εφαρμογή έχουν αλλάξει κατά την διάρκεια των τελευταίων 40 ετών ως συνέπεια των περιβαλλοντικών ζητημάτων που έχουν προκύψει. Ο αέρας ήταν το ψυκτικό μέσο που χρησιμοποιήθηκε στις πρώιμες εφαρμογές ψύξεις. Αργότερα, οι πρώτες εφαρμογές ψύξεις με συμπίεση ατμών επέτρεψαν την χρησιμοποίηση και άλλων ρευστών όπως το διοξείδιο του άνθρακα (CO₂) και την αμμωνία (NH₃). Η πρώτη μεγάλη καινοτομία ήταν η εφεύρεση του χλωροθφοράνθρακα (CFC) διφθοροδιχλωρομεθάνιο (R12) από τους Midgley, Henne και McNary το 1935. Το παραπάνω ρευστό μαζί με άλλα που υπόκεινται στην κατηγορία των CFCs, όπως τα R11, R114, R502, μαζί με το R22 που ανήκει στην κατηγορία των υδροχλωροθφορανθράκων (HCFCs), χρησιμοποιούνταν στην πλειοψηφία των εφαρμογών λόγω της μη τοξικότητας, μη αναφλεξιμότητας και των ικανοποιητικών τους θερμοδυναμικών ιδιοτήτων. Η ανεύρεση περιβαλλοντικών ζητημάτων όπως η εξασθένηση του στρώματος του όζοντος καθώς και υπερθέρμανση του πλανήτη οδήγησαν στην αναζήτηση εναλλακτικών ψυκτικών μέσων με φιλικότερες ως προς το περιβάλλον ιδιότητες. Στα πρωτόκολλα του Μόντρεαλ και του Κιότο αποφασίστηκε η εξάλειψη των CFC και των HCFC, ενώ σταδιακά αναπτύχθηκαν ψυκτικά τα οποία δεν περιλαμβάνουν χλώριο (HFCs) αντικαθιστώντας τα προηγούμενα επιτυχώς στην πλειοψηφία των εφαρμογών. Αν και τα HFCs δεν επιβαρύνουν το φαινόμενο της τρύπας του όζοντος, συμβάλλουν στην υπερθέρμανση του πλανήτη και κατατάσσονται στην κατηγορία των φαινομένων του θερμοκηπίου, όπως το R404a. Στην συνέχεια αναπτύχθηκαν οι υδροφθορολεφίνες (HFOs), όπως το R1234yf, το οποίο αν και δεν συμβάλλει στην υπερθέρμανση του πλανήτη, κατέχει τα ανεπιθύμητα χαρακτηριστικά της υψηλής σχετικά αναφλεξιμότητας αλλά και κόστους. Σήμερα, οι κανονισμοί F-Gas στην Ευρώπη προσπαθούν να περιορίσουν την επίδραση της υπερθέρμανσης του πλανήτη, κανονισμοί οι οποίοι έγιναν σαφώς αυστηρότεροι από το 2014 και ύστερα. Παρακάτω παρατίθενται οι ιδιότητες που είναι επιθυμητές για ένα ψυκτικό μέσο. Προφανώς, κανένα ψυκτικό ρευστό δεν κατέχει όλες τις παρακάτω ιδιότητες και η επιλογή του απαιτεί συμβιβασμούς που επιβάλλει η εκάστοτε εφαρμογή. [1]

- Η κρίσιμη θερμοκρασία και το τριπλό σημείο πρέπει να βρίσκονται ικανοποιητικά εκτός του εύρους λειτουργίας
- Χαμηλή περιβαλλοντική επίπτωση
- Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης ώστε να παράγεται ικανοποιητικό ψυκτικό αποτέλεσμα
- Χαμηλότερο κατά το δυνατό κόστος
- Χαμηλή τοξικότητα, αναφλεξιμότητα και διαβρωτικότητα
- Η πίεση ατμοποίησης και ψύξης να βρίσκονται εντός των ορίων αντοχής της διάταξης
- Χαμηλή αντιδραστικότητα με τα υλικά κατασκευής της διάταξης
- Υψηλή διηλεκτρική δύναμη

1.2 Εξάντληση του όζοντος στην ατμόσφαιρα

Στην στρατόσφαιρα της γης το στρώμα όζοντος O_3 απορροφά την βλαβερή για την υγεία των ανθρώπων υπεριώδη ακτινοβολία. Παρατηρήθηκε ότι σε ορισμένα σημεία το στρώμα του όζοντος μειωνόταν ως αποτέλεσμα της χρήσης των CFCs. Στο πρωτόκολλο του Μόντρεαλ (1987) συμφωνήθηκε η σταδιακή μείωση των CFCs μέχρι το 1995 και ενθάρρυνε την χρησιμοποίηση των λιγότερο βλαβερών HCFCs. Στις μετέπειτα αναθεωρήσεις του πρωτοκόλλου συμφωνήθηκε και η εξάλειψη των HCFCs μέχρι το 2030. Ο δείκτης ODP (Ozone Depletion Potential) είναι ένα μέτρο της δυνατότητας ενός ρευστού στο να συμβάλλει στο παραπάνω φαινόμενο, συγκριτικά με το ρευστό R11 το οποίο έχει ODP=1. Ο υπολογισμός του ODP παραδοσιακά γίνεται με χρήση διδιάστατων ή τρισδιάστατων μοντέλων της ατμόσφαιρας. [2]

Επίσης, έχουν αναπτυχθεί και ημιεμπειρικές προσεγγίσεις του δείκτη ODP όπως εκείνη των Solomon et al (1992). [3]

Τιμές του δείκτη ODP παρατίθενται για διάφορα ρευστά στον Πίνακα 1-1.

1.3 Υπερθέρμανση του πλανήτη

Η έννοια της υπερθέρμανσης του πλανήτη είναι συνώνυμη της κλιματικής αλλαγής και αφορά την αύξηση της θερμοκρασίας της γης με άμεση συνέπεια το λιώσιμο των πάγων στους πόλους της και την αύξηση της στάθμης των θαλασσών. Ο πλανήτης απορροφά ακτινοβολία η οποία προέρχεται από το διάστημα ενώ ανακλά μέρος της προς τα πίσω. Κατά μέσο όρο το ποσό της ακτινοβολίας που απορροφάται είναι ίσο με εκείνο που ανακλάται, με αποτέλεσμα να αποκαθίσταται θερμική ισορροπία και η θερμοκρασία της ατμόσφαιρας να παραμένει σταθερή. Παρ' όλα αυτά, ένα μέρος της ακτινοβολίας που ανακλάται απορροφάται από αέρια εντός της γήινης ατμόσφαιρας με συνέπεια η θερμοκρασία να αυξάνεται, φαινόμενο γνωστό και ως 'φαινόμενο του θερμοκηπίου' και τα αντίστοιχα 'αέρια του θερμοκηπίου'. Το πιο διάσημο αέριο του θερμοκηπίου είναι το διοξείδιο του άνθρακα CO_2 , το οποίο παραμένει στην ατμόσφαιρα έως και 500 χρόνια μετά την αρχική εκπομπή του. Οι συνολικές εκπομπές CO_2 που οφείλονται σε ανθρώπινες δραστηριότητες ανέρχονται στους 30 δισεκατομμύρια τόνους ετησίως. [4]

Το μεγαλύτερο μέρος των εκπομπών CO_2 στην ατμόσφαιρα οφείλεται στην παγκόσμια ηλεκτροπαραγωγή. Ο δείκτης GWP (Global Warming Potential) εκφράζει την επίδραση ενός ρευστού στην αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη συγκριτικά με την εκπομπή ίσης ποσότητας CO_2 . Η επίδραση του κάθε αερίου στην ατμόσφαιρα μειώνεται όσο αυτό αποσυντίθεται σταδιακά και συνήθως υιοθετείται χρονικός ορίζοντας 100 ετών. Για παράδειγμα, εκπομπή 1kg R22, το οποίο έχει δείκτη GWP=1810, είναι ισοδύναμη με την εκπομπή 1810kg CO_2 . [5]

Στον Πίνακα 1-1 παρατίθενται οι τιμές του δείκτη GWP για διάφορα ρευστά.

1.4 Κατηγοριοποίηση ψυκτικών ρευστών ανάλογα με το safety group

Η κατηγοριοποίηση αποτελείται από δύο χαρακτήρες, έναν αλφαβητικό και έναν αριθμητικό (πχ. A1), όπου το κεφαλαίο γράμμα αφορά την τοξικότητα και ο αριθμός την αναφλεξιμότητα του ρευστού

1.4.1 Κατηγοριοποίηση ψυκτικών ρευστών ανάλογα με την τοξικότητά τους

Διακρίνονται δύο κατηγορίες για την τοξικότητα των ψυκτικών μέσων:

Κατηγορία A: Σε αυτήν ανήκουν ρευστά τα οποία δεν έχουν αποδειχθεί τοξικά σε συγκεντρώσεις μικρότερες ή ίσες των 400 ppm. [6]

Κατηγορία B: Σε αυτήν ανήκουν ρευστά για τα οποία υπάρχει απόδειξη της τοξικότητας τους σε συγκεντρώσεις μικρότερες ή ίσες των

1.4.2 Κατηγοριοποίηση ψυκτικών ρευστών ανάλογα με την αναφλεξιμότητά τους

Διακρίνονται τρεις κατηγορίες για την αναφλεξιμότητα των ψυκτικών μέσων:

Κατηγορία 1: Σε αυτήν ανήκουν τα ρευστά στα οποία δεν είναι δυνατή η διάδοση φλόγας όταν δοκιμάστηκαν σε περιβάλλον αέρα θερμοκρασίας 21⁰ C και πίεσης 101 kPa. [6]

Κατηγορία 2: Σε αυτήν ανήκουν τα ρευστά τα οποία έχουν κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας μεγαλύτερο των 0,10 kg/m³ σε περιβάλλον αέρα θερμοκρασίας 21⁰ C , πίεσης 101 kPa και ειδική θερμότητα καύσης μικρότερη των 19 kJ/kg.

Κατηγορία 3 : Σε αυτήν ανήκουν τα ρευστά τα οποία έχουν υψηλή αναφλεξιμότητα, όπως αυτή ορίζεται από κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας μεγαλύτερο των 0,10 kg/m³ σε περιβάλλον αέρα θερμοκρασίας 21⁰ C και πίεσης 101 kPa ή ειδική θερμότητα καύσης μεγαλύτερη ή ίση των 19 kJ/kg.

Τα στοιχεία για το GWP και του ODP των διάφορων ρευστών όπως παρουσιάζονται στον πίνακα 1-1, δίνονται από το αρχείο της Linde Group. [7]

Τα στοιχεία που αφορούν το Safety group των διάφορων ρευστών που παρουσιάζονται στον ίδιο πίνακα, δίνονται από το αρχείο του Διεθνούς Ινστιτούτου Ψύξης. [8]

Πίνακας 1-1 ODP, GWP, Safety Group διαφόρων ψυκτικών μέσων

Κατηγορία	Αριθμός R	ODP	Χαρακτηρισμός ODP	GWP	Χαρακτηρισμός GWP	Safety group
CFC	12	1	Υψηλό	10900	Υψηλό	A1
	502	0,33	Υψηλό	4657	Υψηλό	A1
HCFC	22	0,055	Μέτριο	1810	Υψηλό	A1
	123	0,06	Μέτριο	77	Χαμηλό	B1
	401A	0,033	Μέτριο	1182	Μέτριο	A1
	401B	0,036	Μέτριο	1288	Μέτριο	A1
	402A	0,019	Μέτριο	2788	Υψηλό	A1
	402B	0,03	Μέτριο	2416	Μέτριο	A1

	408A	0,024	Μέτριο	3152	Υψηλό	A1
	409A	0,046	Μέτριο	1909	Μέτριο	A1
HFC	23	0	Μηδέν	14800	Υψηλό	A1
	32	0	Μηδέν	675	Μέτριο	A2L
	134a	0	Μηδέν	1430	Μέτριο	A1
	404A	0	Μηδέν	3922	Υψηλό	A1
	407A	0	Μηδέν	2107	Μέτριο	A1
	407C	0	Μηδέν	1774	Μέτριο	A1
	407F	0	Μηδέν	2088	Μέτριο	A1
	417A	0	Μηδέν	2346	Μέτριο	A1
	422A	0	Μηδέν	3143	Υψηλό	A1
	422D	0	Μηδέν	2729	Υψηλό	A1
	423A	0	Μηδέν	2280	Μέτριο	A1
	424A	0	Μηδέν	2440	Μέτριο	A1
	427A	0	Μηδέν	2138	Μέτριο	A1
	428A	0	Μηδέν	3607	Υψηλό	A1
	434A	0	Μηδέν	3245	Υψηλό	A1
	437A	0	Μηδέν	1805	Μέτριο	A1
	438A	0	Μηδέν	2265	Μέτριο	A1
	442A	0	Μηδέν	1888	Μέτριο	A3
	507A	0	Μηδέν	3985	Υψηλό	A1
	508B	0	Μηδέν	13396	Υψηλό	A1
	MO89	0	Μηδέν	3805	Υψηλό	
HFO	1234yf	0	Μηδέν	4	Χαμηλό	A2L
	1234ze	0	Μηδέν	6	Χαμηλό	A2L
Φυσικά	170	0	Μηδέν	6	Χαμηλό	A3
	290	0	Μηδέν	3	Χαμηλό	A3
	600a	0	Μηδέν	3	Χαμηλό	A3
	717	0	Μηδέν	0	Μηδέν	A1
	744	0	Μηδέν	1	Χαμηλό	A1
	1150	0	Μηδέν	4	Χαμηλό	A3
	1270	0	Μηδέν	2	Χαμηλό	A3

1.5 Σχετική νομοθεσία και διεθνείς συνθήκες

Στα πλαίσια της προσπάθειας να εντατικοποιηθεί η χρήση φιλικότερων ως προς το περιβάλλον ψυκτικών μέσων, θεσπίστηκαν θεσμοθετημένες οδηγίες και νόμοι προκειμένου να ελαχιστοποιηθεί σταδιακά η χρήση των ψυκτικών ρευστών που έχουν τις βαρύτερες περιβαλλοντικές επιπτώσεις. Το 1987, θεσμοθετήθηκε το πρωτόκολλο του Μόντρεαλ, διεθνής συμφωνία στην οποία ορίστηκαν οι προθεσμίες-στόχοι για την κατάργηση των CFCs.[1]

Το 1992, το πρωτόκολλο επεκτάθηκε προκειμένου να συμπεριλάβει και τη σταδιακή κατάργηση των HCFCs. Στην Ευρώπη πλέον δεν επιτρέπεται η χρήση των HCFCs σε

εγκαταστάσεις που ξεκινούν τώρα την λειτουργία τους. Το 1996 καταργήθηκε σε όλες τις ανεπτυγμένες χώρες η χρήση και η παραγωγή των CFCs και το 2000 με τον Κανονισμό 2037/2000 απαγορεύτηκε η κυκλοφορία του ψυκτικού, με ιδιαίτερες περιβαλλοντικές επιπτώσεις, R-22, ενώ από 1^η Ιανουρίου 2010 και ύστερα επιτρεπόταν μόνο η κυκλοφορία ανακυκλωμένου R-22 έως το 2015. Από το 2015 και έπειτα, η χρήση του R22 απαγορεύτηκε ρητά. Σύμφωνα με τους νέους κανονισμούς που θεσπίστηκαν στην Ευρώπη και την Αμερική και τις νέες προτεινόμενες δράσεις (F-Gases), σταδιακά θα καταργηθούν και τα ψυκτικά μέσα R404a, R507a, R134a, R407C, R410a και άλλα HCFCs, λόγω της μεγάλης επιβάρυνσης που παρουσιάζουν στο φαινόμενο της υπερθέρμανσης. Η ευρωπαϊκή οδηγία για τα φθοριούχα αέρια και το Πρωτόκολλο του Κιότο προσπαθούν να μειώσουν δραστικά τη χρήση των HFC. Η Ευρωπαϊκή Ένωση, με την θέσπιση του κανονισμού ΕΕ 517/2014, σχεδιάζει να υλοποιήσει την μείωση των εκπομπών αερίων του θερμοκηπίου κατά 40% σε σχέση με τα επίπεδα του 1990 έως το 2030 και κατά 80 έως και 95% σε σχέση με τα επίπεδα εκπομπών του 1990 έως το έτος 2050 [6]. Σε πρόσφατο συνέδριο των χωρών G20 (8/6/2013) εκφράστηκε η ιδέα ότι η κατάργηση των HFCs θα αποτελέσει την πιο γρήγορη και άμεση δράση για τον περιορισμό του προβλήματος του φαινομένου του θερμοκηπίου, αλλά και ένα παράδειγμα συνεργασίας όλων των χωρών για επίλυση σοβαρών προβλημάτων όπως αυτό της κλιματικής αλλαγής που υφίσταται ο πλανήτης τις τελευταίες δεκαετίες. Οι προτάσεις του συνεδρίου θα γίνουν πράξη με νομοσχέδιο του Ευρωκοινοβουλίου (ΕΕ 517/2014), με το οποίο η Ευρωπαϊκή επιτροπή περιβάλλοντος επιβάλλει σαρωτικές αλλαγές στην χρήση μέσων HFC στους τομείς της ψύξης και του κλιματισμού, όπως φαίνονται παρακάτω. [10]

- Απαγόρευση χρήσης HFC με δείκτη GWP ≥ 2.500 σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2016 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50°C)
- Απαγόρευση χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις ψύξης από 1/1/2020 (εξαιρούνται τα συστήματα που χρησιμοποιούν HFC σε εφαρμογές με θερμοκρασίες χαμηλότερες των -50°C)
- Απαγόρευση της χρήσης HFC με βαθμό GWP ≥ 2150 σε νέες εγκαταστάσεις επαγγελματικής ψύξης από 1/1/2015 (αντί για 1/1/2017)
- Απαγόρευση της χρήσης HFC σε νέες εγκαταστάσεις επαγγελματικής ψύξης από 1/1/2018 (αντί για 1/1/2020)
- Απαγόρευση χρήσης των HFC σε συστήματα κλιματισμού εμπορικών πλοίων (cargo ships) από 1/1/2020
- Γενική απαγόρευση χρήσης των HFC σε συστήματα ψύξης κινητών μέσων (mobile refrigeration equipment) από 1/1/2025

1.6 Βασικές συνιστώσες μια ψυκτικής εγκατάστασης

Παρακάτω παρουσιάζονται ορισμένα βασικά στοιχεία που αφορούν τον εξοπλισμό που χρησιμοποιείται σε μία διάταξη παραγωγή ψύξης

1.6.1 Ατμοποιητές

Ένας ατμοποιητής δέχεται παροχή ψυκτικού ρευστού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας και το φέρνει σε θερμική επαφή με το προς ψύξη ρευστό (φορτίο). Το ψυκτικό, το οποίο στην είσοδο του στην πλειοψηφία των εφαρμογών ψύξεως βρίσκεται σε κατάσταση εντός της διφασικής περιοχής, παραλαμβάνει λανθάνουσα θερμότητα και εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε αέρια κατάσταση. Ο συνηθέστερος τύπος ατμοποιητών είναι εκείνος της σταθερής παροχής ψυκτικού, ενώ υπάρχουν και ατμοποιητές στους οποίους το ψυκτικό παραμένει εντός ενός δοχείου σε χαμηλή πίεση όπου και ατμοποιείται.

1.6.1.1 Ατμοποιητές ψύξης αέρα

Στην πλειοψηφία των εφαρμογών οι σωληνώσεις των ατμοποιητών ψύξης αέρα κατασκευάζονται από χαλκό, ενώ στην περίπτωση που το εργαζόμενο μέσο είναι αμμωνία χρησιμοποιείται ανοξείδωτος χάλυβας. Στην εξωτερική επιφάνεια της σωλήνωσης τοποθετούνται πτερυγωειδείς επιφάνειες που έχουν σκοπό την αύξηση της επιφάνειας συναλλαγής θερμότητας με το αέρα. Η ροή του αέρα μπορεί να είναι φυσική ή εξαναγκασμένη με την χρήση ανεμιστήρα. Το μέγεθος των σωληνώσεων σχεδιάζεται ώστε η ροή του ψυκτικού εντός αυτού να είναι τυρβώδης ώστε να ευνοείται σε μεγαλύτερο βαθμό η μετάδοση θερμότητας. Τυπικές τιμές των διαμέτρων τους κυμαίνονται εντός του εύρους 9-32mm. [11]



Εικόνα 1-1 α) Ατμοποιητής β) Ατμοποιητής 1

1.6.2 Συμπυκνωτές

Σκοπός του συμπυκνωτή είναι να παραλαμβάνει από την έξοδο του συμπιεστή ψυκτικό υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας και να το ψύχει, αφαιρώντας πρώτα το υπέρθερμο τμήμα της θερμότητας το οποίο προσδόθηκε στο ψυκτικό στον συμπιεστή και στην συνέχεια το λανθάνον κομμάτι. Δίχως να ληφθούν υπόψη οι μικρές συναλλαγές θερμότητας στο κύκλωμα, ισχύει:

$$Q_{cond} = Q_{evap} + W_{comp} \quad (1.1)$$

Στην έξοδο του συμπυκνωτή στην πλειοψηφία των περιπτώσεων, το ψυκτικό μέσο βρίσκεται σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού. Η θερμότητα που αποβάλλεται στο ψυγείο προσδίδεται στο περιβάλλον, συνήθως σε αέρα ή σε νερό.

1.6.2.1 Αερόψυκτοι συμπυκνωτές

Οι απλούστεροι αερόψυκτοι συμπυκνωτές αποτελούνται από μια χάλκινη σωλήνωση εντός της οποίας ρέει η παροχή του ψυκτικού, γύρω της οποίας έχουμε φυσική ανακυκλοφορία αέρα. Σε άλλες περιπτώσεις γίνεται χρήση ανεμιστήρων οι οποίοι προκαλούν εξαναγκασμένη συναγωγή θερμότητας μεταξύ του ψυκτικού και του αέρα. Λόγω της θερμικής αντίστασης του οριακού στρώματος της ροής του αέρα πέριξ της σωλήνωσης, συνήθως απαιτείται επέκταση της επιφάνειας συναλλαγής. Αυτό επιτυγχάνεται με την τοποθέτηση επιφανειών μορφής πτερυγίου, κατασκευασμένες από αλουμίνιο, επάνω στην σωλήνωση του ψυκτικού. Θεωρείται καλή πρακτική η τοποθέτηση της εισόδου της σωλήνωσης του ψυκτικού σε υψηλότερη θέση από την έξοδο της ώστε η ροή να υποβοηθάται από την βαρύτητα, ενώ σωληνώσεις αυξανόμενου ύψους αποφεύγονται. Στην πράξη, η αύξηση της θερμοκρασίας του αέρα κυμαίνεται μεταξύ 9-12K. [12]

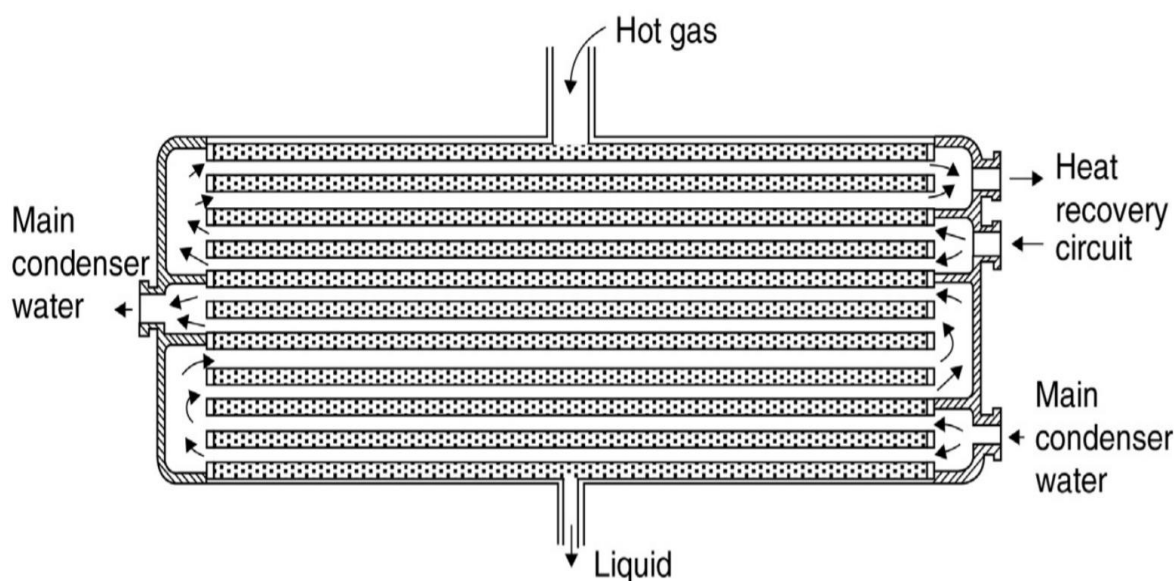
Αυτό σε συνδυασμό με την χαμηλή θερμοχωρητικότητα του αέρα συνεπάγονται την ανάγκη υψηλής παροχής για την επίτευξη του ψυκτικού αποτελέσματος. Κατά την διάρκεια της λειτουργίας της εγκατάστασης, η μεταβολή της παροχής του αέρα μπορεί να είναι αναγκαία ώστε η πίεση του ψυγείου να μην μειωθεί κάτω από συγκεκριμένα όρια. Σε διάταξη ψύξης με ακροφύσιο, που διαπραγματεύεται η παρούσα εργασία, το όριο αυτό είναι η κρίσιμη πίεση του ψυγείου, όπως θα διατυπωθεί στην συνέχεια.



Εικόνα 1-2 Αερόψυκτος Συμπυκνωτής

1.6.2.2 Υδρόψυκτοι Συμπυκνωτές

Η υψηλή θερμοχωρητικότητα και πυκνότητα του νερού το καθιστά ιδανικό μέσο για την ψύξη του εργαζόμενου μέσου στον συμπυκνωτή, με μικρότερη παροχή νερού σε σχέση με έναν ίσης ισχύος αερόψυκτο συμπυκνωτή. Οι μικροί υδρόψυκτοι συμπυκνωτές μπορεί να αποτελούνται από δύο ομόκεντρες σωληνώσεις με το ψυκτικό να ρέει είτε εντός της εσωτερικής σωληνώσεως είτε στο ενδιάμεσο των δύο. Οι περισσότεροι κατασκευάζονται ώστε να λειτουργούν με αντιροή (το νερό και το ψυκτικό ρέουν προς αντίθετες κατευθύνσεις) έτσι ώστε να επιτυγχάνεται η μεγαλύτερη κατά το δυνατό υπόψυξη, καθώς το χαμηλής θερμοκρασίας νερό στην είσοδο παραλαμβάνει θερμότητα από το υψηλής θερμοκρασίας ψυκτικό.



Εικόνα 1-3 Υδρόψυκτος Συμπυκνωτής

Οι υδρόψυκτοι συμπυκνωτές μεγαλύτερων διαστάσεων απαιτούν πυκνότερη τοποθέτηση των σωληνώσεων εκ κατασκευής, προκειμένου να περιοριστεί το συνολικό τους μέγεθος. Στη γενική τους μορφή είναι τύπου κελύφους-σωληνώσεως (shell and tube). Οι διαστάσεις τους μπορεί να κυμαίνονται από 100 mm έως 1,5 m σε διάμετρο και σε μήκη από 500 mm έως 6 m. [13]

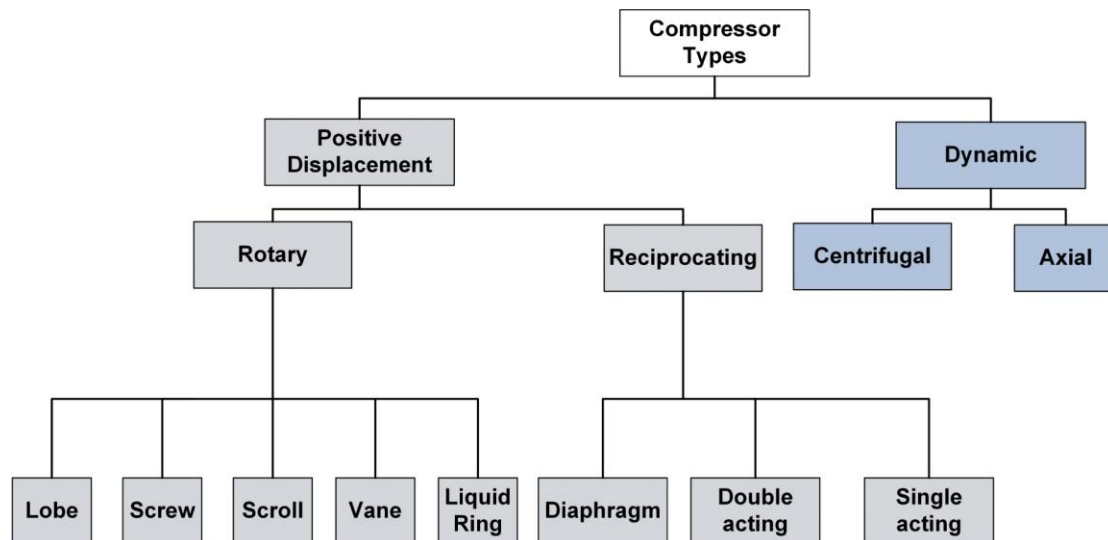
Τα υλικά κατασκευής εξαρτώνται πρωτίστως από το εργαζόμενο ψυκτικό μέσο και από την εφαρμογή, αλλά συνήθως προτιμώνται χαλυβδοσίδηροι στις εφαρμογές που χρησιμοποιείται καθαρό νερό, ή αλουμίνιο σε εφαρμογές που χρησιμοποιείται θαλασσινό νερό.

1.6.3 Συμπιεστές

Σκοπός του συμπιεστή σε μια διάταξη ψύξης είναι να αυξήσει την πίεση του ψυκτικού, το οποίο εξέρχεται από τον ατμοποιητή, μέχρι την πίεση του ψυγείου. Διακρίνονται δύο κατηγορίες συμπιεστών, θετικής εκτόπισης και δυναμικής ροής. Οι συμπιεστές θετικής εκτόπισης λειτουργούν συμπιέζοντας διακριτές ποσότητες του ψυκτικού μειώνοντας τον

όγκο τους. Σε αυτή την κατηγορία υπάγονται οι εμβολοφόροι συμπιεστές, οι τύπου screw και οι scroll συμπιεστές. Στους συμπιεστές δυναμικής ροής εντάσσονται οι αξονικοί και οι ακτινικοί συμπιεστές. Οι συμπιεστές αυτοί φέρουν πτερυγώσεις σχεδιασμένες ώστε να αυξάνουν την πίεση του ψυκτικού προκαλώντας αυξομειώσεις στην ταχύτητα της παροχής του. [14]

Η επιλογή του τύπου του συμπιεστή εξαρτάται από το εργαζόμενο ρευστό και τις συνθήκες λειτουργίας καθώς και από το μέγεθος της εφαρμογής. Στην κατηγορία των συμπιεστών δυναμικής ροής κατατάσσονται και οι ejectors.



Εικόνα 1-4 Κατηγοριοποίηση συμπιεστών

1.6.4 Εκτονωτικές βαλβίδες

Η εκτονωτική βαλβίδα έχει σκοπό να μειώσει την πίεση του ψυκτικού που εξέρχεται από το ψυγείο μέχρι την πίεση του ατμοποιητή. Βασικό απαιτούμενο της λειτουργίας τους είναι να εξασφαλίζουν ότι το ψυκτικό που εισέρχεται στον συμπιεστή δεν περιέχει σταγονίδια, είναι δηλαδή πλήρως εντός της υπέρθερμης περιοχής. Ταξινομούνται ανάλογα με την μέθοδο με την οποία ελέγχεται η λειτουργία τους, με τις δύο βασικές κατηγορίες να είναι αυτές της θερμοστατικής και της ηλεκτρονικής ρύθμισης



(a)

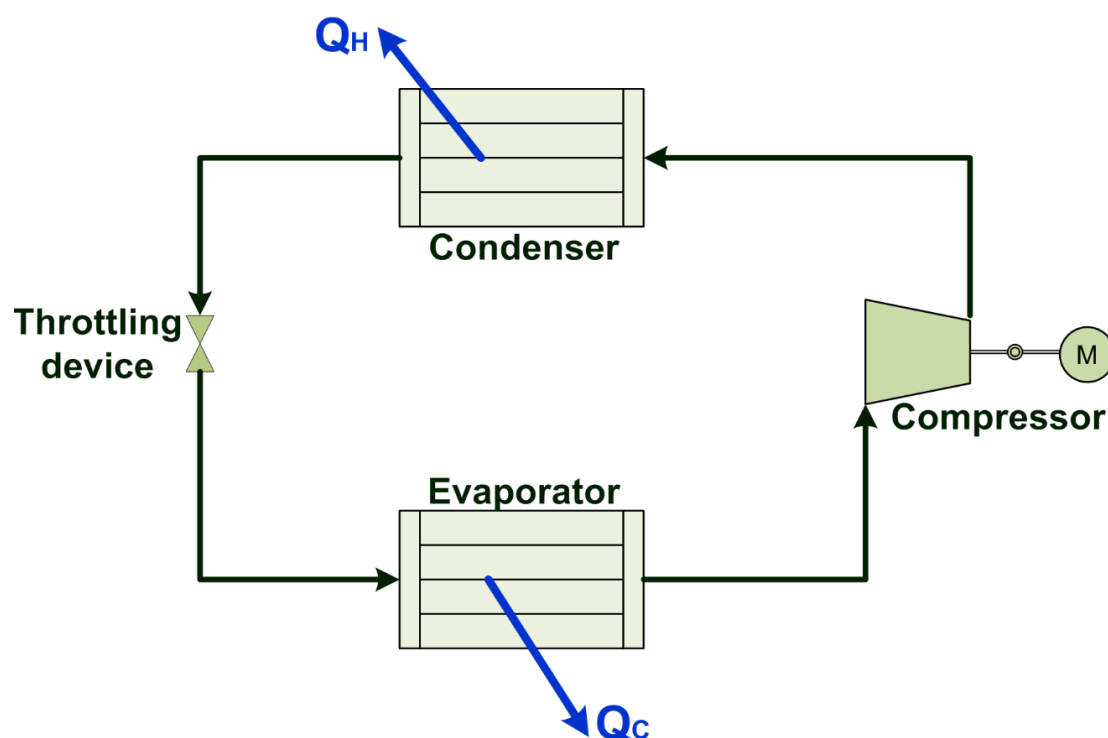
Εικόνα 1-5 Εκτονωτική βαλβίδα

1.7 Κύκλοι παραγωγής ψύξης

Παρακάτω γίνεται μια ανασκόπηση που αφορά τις δημοφιλέστερες μεθόδους παραγωγής ψύξης

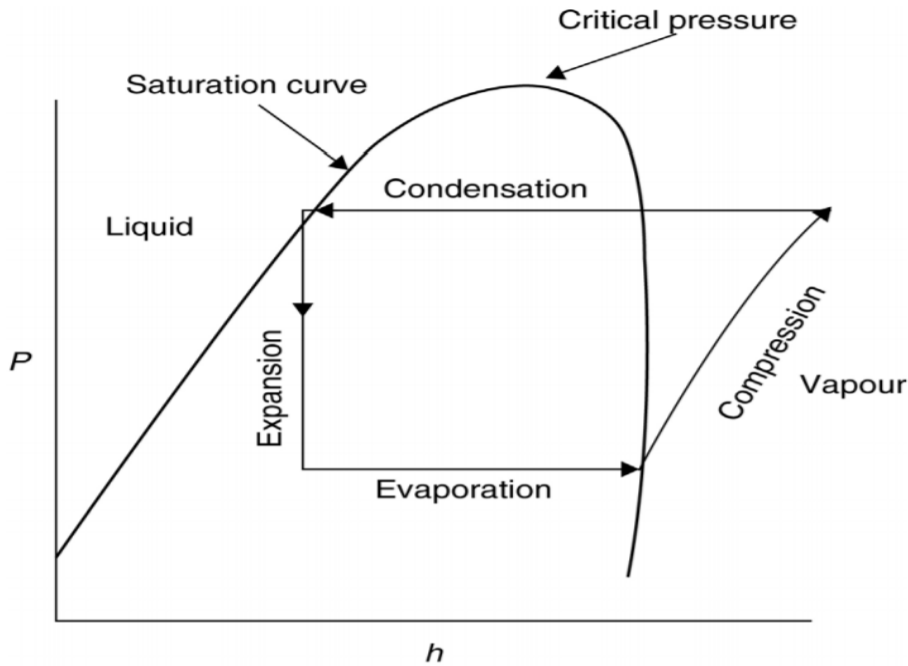
1.7.1 Ψύξη με συμπίεση ατμού

Μια τυπική διάταξη που υλοποιεί κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμών απεικονίζεται στην Εικόνα 1-6. Το ψυκτικό στην θέση 1 βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία p_1 και T_1 αντίστοιχα, εισέρχεται στον συμπιεστή όπου συμπιέζεται σε υψηλή πίεση και θερμοκρασία p_2 και T_2 . Στην συνέχεια το ψυκτικό εναλλάσσει θερμότητα με το περιβάλλον καθώς διέρχεται από το ψυγείο και εξέρχεται από αυτό σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού στην θέση 3. Έπειτα, στη στραγγαλιστική βαλβίδα το ψυκτικό αποτονώνεται μέχρι την χαμηλή πίεση p_1 ισενθαλπικά, και εξέρχεται από αυτήν εντός της διασπαστικής περιοχής. Ο κύκλος κλείνει καθώς το ρευστό εισέρχεται στον ατμοποιητή όπου απορροφά θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο και παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα του κύκλου.



Εικόνα 1-6 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με συμπίεση ατμών

Είναι εμφανές πως για την λειτουργία του κύκλου είναι απαραίτητη η κατανάλωση μηχανικού έργου από τον συμπιεστή το οποίο, στην πλειοψηφία των εφαρμογών, προσφέρεται σε αυτόν με κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας. Η κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας μειώνεται όσο μεγαλύτερος είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή, ο οποίος εξαρτάται από τον σχεδιασμό και από τις συνθήκες λειτουργίας του.



Εικόνα 1-7 Θερμοδυναμικό διάγραμμα p - h κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών

Η μεταφορά θερμότητας στον ατμοποιητή και στο ψυγείο απαιτεί θερμοκρασιακή διαφορά μεταξύ του ψυκτικού μέσου και του περιβάλλοντος ρευστού (συνήθως αέρας στο περιβάλλον του ατμοποιητή και αέρας ή νερό στο περιβάλλον του ψυγείου). Όσο μεγαλύτεροι είναι οι εναλλάκτες θερμότητας τόσο μικρότερες θα είναι και οι θερμοκρασιακές διαφορές που επιτυγχάνονται στις εξόδους των δύο εναλλακτών. Αν Q_{evap} είναι η παραγόμενη ψυκτική ισχύς από τον ατμοποιητή και W_{comp} το έργο του συμπιεστή, τότε ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του κύκλου δίνεται από την σχέση:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (1.2)$$

Όπου $Q_{evap} = m(h_1 - h_4)$ και $W_{comp} = m(h_2 - h_1)$, με m την παροχή μάζας του ψυκτικού ρευστού. Ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος αυξάνεται όσο μεγαλύτερη είναι η διαφορά της θερμοκρασίας του ψυγείου από εκείνη του ατμοποιητή. Προφανώς για την παραπάνω διάταξη ισχύει το 1^ο θερμοδυναμικό αξίωμα (διατήρηση της ενέργειας):

$$Q_{cond} = W_{comp} + Q_{evap} \quad (1.3)$$

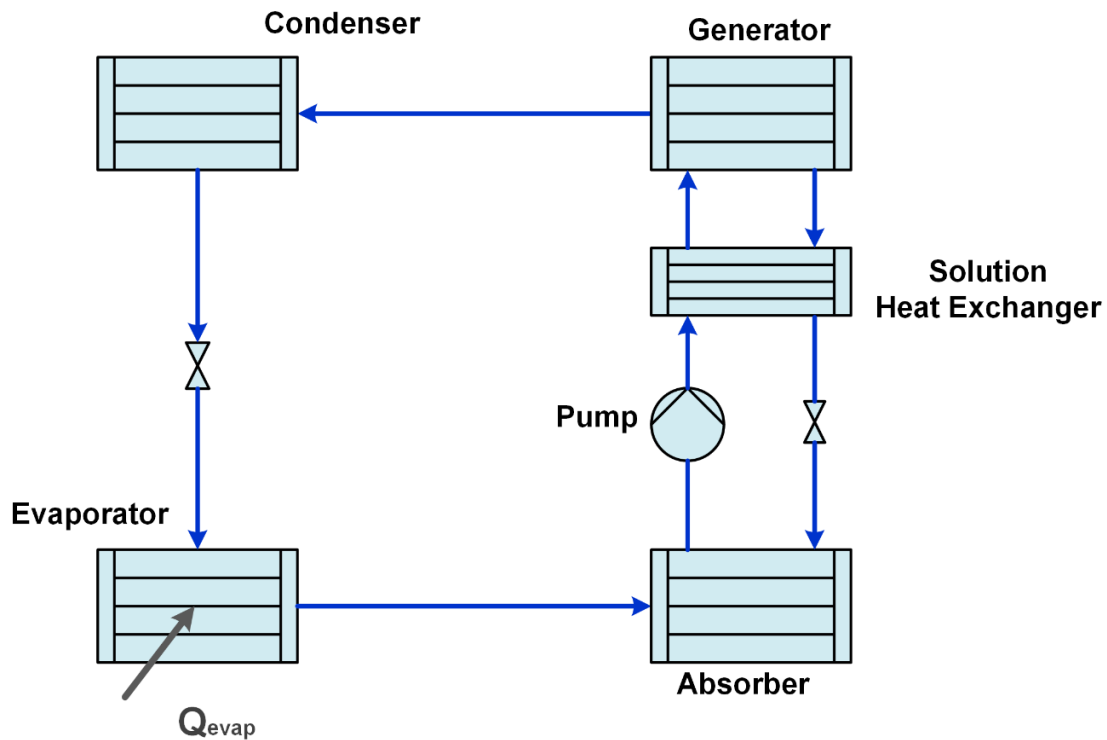
Όπου $Q_{cond} = m(h_2 - h_3)$ η παροχή θερμότητας του ψυκτικού προς το περιβάλλον στο ψυγείο. Ο συντελεστής συμπεριφοράς βάσει των παραπάνω γράφεται:

$$COP = \frac{Q_{cond}}{W_{comp}} - 1 \quad (1.4)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς ενός συστήματος ψύξης με συμπίεση ατμού λαμβάνει σχετικά μεγάλες τιμές που εξαρτώνται από τις συνθήκες λειτουργίας και κυμαίνεται από 1,5 έως και σε τιμές μεγαλύτερες του 10. [15]

1.7.2 Ψύξη με απορρόφηση

Σχηματική απεικόνιση ενός συστήματος ψύξης με απορρόφηση φαίνεται στην Εικόνα 1-8. Το ψυκτικό εξέρχεται από τον ατμοποιητή σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού στην θέση 1 όπου και εισέρχεται στον απορροφητή. Σε αυτόν το ψυκτικό απορροφάται από το απορροφητικό υγρό με ταυτόχρονη αποβολή θερμότητας. Το πλούσιο αυτό διάλυμα απορροφητικού και ψυκτικού υγρού (θέση 2) συμπιέζεται με την χρήση αντλίας και διοχετεύεται στην γεννήτρια στην οποία προσδίδεται θερμότητα από εξωτερική πηγή θερμότητας για τον διαχωρισμό του διαλύματος. Το ψυκτικό ρευστό το οποίο αποδεσμεύεται (θέση 4) μεταβαίνει στο ψυγείο της διάταξης ενώ το ασθενές μείγμα εισέρχεται σε στραγγαλιστική βαλβίδα (θέση 3), μειώνεται η πίεση του μέχρι την χαμηλή πίεση του κύκλου ισενθαλπικά και επιστρέφει στον απορροφητή.



Εικόνα 1-8 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με απορρόφηση

Σε κύκλους απορρόφησης με εφαρμογή σε ψύξη αέρα είναι συνήθης η χρήση διαλύματος βρωμιούχου λιθίου (LiBr) ως απορροφητικό με νερό ως ψυκτικό μέσο, ενώ, η πηγή θερμότητας της γεννήτριας πρέπει να είναι σε ελάχιστη θερμοκρασία 70-90°C. Σε εφαρμογές κατάψυξης συχνά συναντάται η χρήση ψυκτικού μέσου αμμωνίας (NH₃) με το νερό ως απορροφητικό ενώ, η θερμική πηγή οφείλει να είναι της τάξεως των 100-120°C. Αν Q_{gen} η προσφερόμενη θερμική ισχύς στην γεννήτρια τότε, σε αντιστοιχία με τον κύκλο συμπίεσης ατμών, ο συντελεστής συμπεριφοράς του κύκλου δίνεται από την σχέση:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} \quad (1.5)$$

Τυπικές τιμές για την τιμή του COP σε μία τέτοια διάταξη κυμαίνονται μεταξύ του 0,60 και του 0,80, σαφώς μικρότερες από ότι σε κύκλο συμπίεσης ατμών. [16]

Αν Q_{abs} είναι η εκλυόμενη θερμότητα στον απορροφητή τότε από το 1^ο θερμοδυναμικό αξίωμα λαμβάνουμε:

$$Q_{gen} + Q_{evap} = Q_{abs} + Q_{cond} \quad (1.6)$$

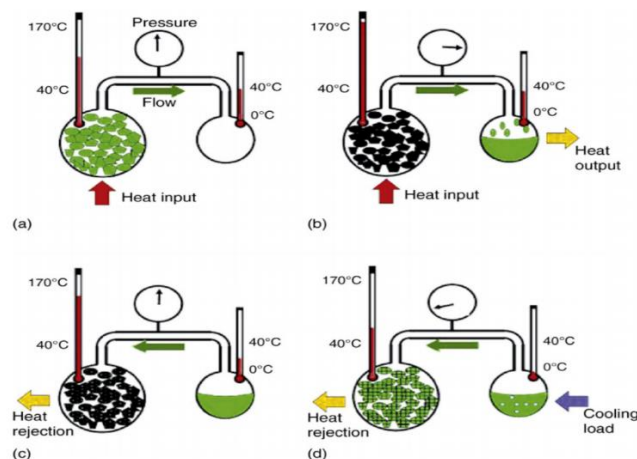
Βάσει των παραπάνω ο συντελεστής συμπεριφοράς της εγκατάστασης γράφεται και ως:

$$COP = \frac{Q_{abs} + Q_{cond}}{Q_{gen}} - 1 \quad (1.7)$$

Το βασικό πλεονέκτημα μιας τέτοιας διάταξης έναντι μια συμβατικής μονάδας με συμπίεση ατμών είναι η απουσία συμπιεστή και άρα απαιτείται ηλεκτρική ενέργεια μόνο για την λειτουργία της αντλίας διαλύματος, ενώ η έλλειψη περιστρεφόμενων τμημάτων οδηγεί σε υψηλή αξιοπιστία, χαμηλά κόστη συντήρησης και επίπεδα κραδασμών και θορύβου.

1.7.3 Ψύξη με προσρόφηση

Τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση είναι φιλικά προς το περιβάλλον και μπορούν να ανακτήσουν θερμότητα σε χαμηλή θερμοκρασία ή ανανεώσιμη ενέργεια για την λειτουργία τους, έχοντας έτσι προοπτικές εξοικονόμησης ενέργειας. Ένα απλό σύστημα ψύξης με προσρόφηση φαίνεται στην εικόνα. Αποτελείται από δύο συνδεδεμένα δοχεία, το πρώτο περιέχει μείγμα απορροφητή και ψυκτικού ενώ το άλλο μόνο ψυκτικό. Αρχικά και τα δύο δοχεία βρίσκονται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία με το μείγμα απορροφητή-ψυκτικού να έχει υψηλή συγκέντρωση σε ψυκτικό. Το πρώτο βήμα είναι η παροχή θερμότητας στο δοχείο που περιέχει το μείγμα απορροφητή-ψυκτικού ώστε το ψυκτικό να ωθείται εκτός του δοχείου καθώς η πίεση του συστήματος αυξάνεται. Το ψυκτικό στην συνέχεια απορρίπτει θερμότητα όταν βρίσκεται στο δεύτερο δοχείο και ψύχεται. Όταν η συγκέντρωση του ψυκτικού στο πρώτο δοχείο έχει φτάσει στα επιθυμητά επίπεδα, τότε ψύχεται μέχρι την αρχική του θερμοκρασία και προσροφά ξανά το ψυκτικό, μειώνοντας την πίεση του δοχείου.



Εικόνα 1-9 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με προσρόφηση

Η πτώση της πίεσης στο πρώτο δοχείο προκαλεί ατμοποίηση του υγρού ψυκτικού στο δεύτερο δοχείο με αποτέλεσμα την παραλαβή θερμότητας σε αυτό και την παραγωγή της ψύξης. [17]

Το ψυκτικό με τον προσροφητή αποτελούν το ζεύγος προσρόφησης και η επιλογή τους βασίζεται στα επιθυμητά τους χαρακτηριστικά. Αυτά τα χαρακτηριστικά μπορεί να είναι οι θερμοδυναμικές και χημικές τους ιδιότητες καθώς και το κόστος και η διαθεσιμότητά τους. Γενικά, στην πλειοψηφία των εφαρμογών, τα επιθυμητά χαρακτηριστικά του ψυκτικού είναι:

- Θερμοκρασία ατμοποίησης μικρότερη των 0° C
- Μικρός μοριακός όγκος ώστε να ευνοείται η προσρόφηση
- Υψηλή λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης
- Μη τοξικότητα, μη αναφλεξιμότητα και διαβρωτική ικανότητα
- Χαμηλή πίεση κορεσμού (υψηλότερη της ατμοσφαιρικής) σε κανονικές συνθήκες λειτουργίας

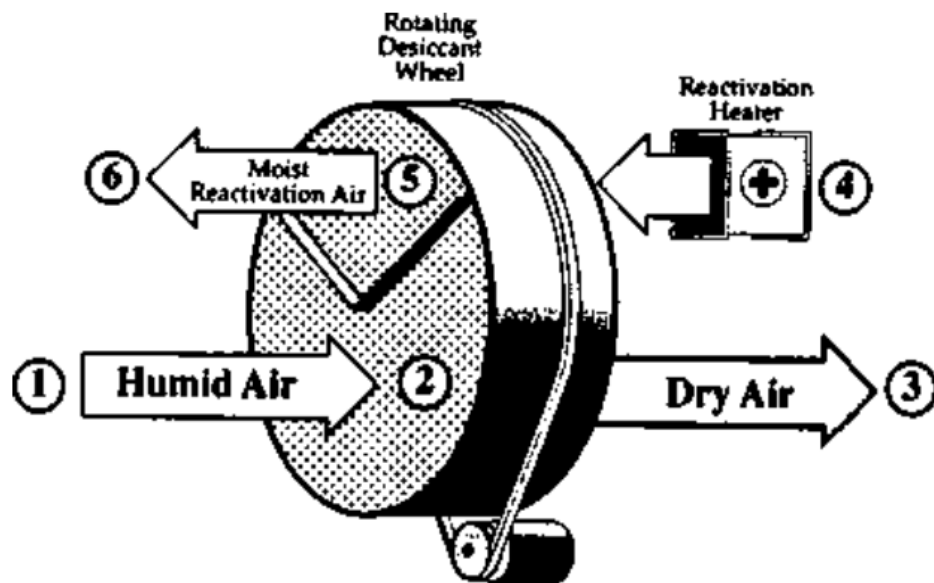
Αντίστοιχα, για τον προσροφητή, τα επιθυμητά χαρακτηριστικά είναι:

- Υψηλή ικανότητα προσρόφησης υπό χαμηλές θερμοκρασιακές συνθήκες
- Υψηλή ικανότητα απελευθέρωσης του ψυκτικού όταν προσδίδεται θερμότητα
- Μεγαλύτερη λανθάνουσα θερμότητα προσρόφησης σε σχέση με την αισθητή
- Μη αλλοίωση των ιδιοτήτων με την πάροδο του χρόνου και με το πλήθος εκτέλεσης των θερμικών κύκλων
- Μη τοξικότητα και χαμηλή διαβρωτική ικανότητα, χαμηλό κόστος και μεγάλη διαθεσιμότητα

1.7.5 Ψύξη με αποξηραντικό μέσο

Τα συστήματα ψύξης με αποξηραντικού μέσο αξιοποιούν θερμική ενέργεια για να επιτύχουν το ψυκτικό αποτέλεσμα. Τα συστήματα αυτά μπορούν να εξοικονομήσουν σημαντικά ποσά ενέργειας συγκριτικά με τις συμβατικές διατάξεις ψύξεως και διαθέτουν αρκετά πλεονεκτήματα. Ένα αποξηραντικό μέσο, είτε στέρεο είτε υγρό, ξηραίνει τον αέρα προσελκύοντας μόρια νερού στη επιφάνεια του. Ο ξηρός αέρας κατόπιν ψύχεται με άμεση ή έμμεση εξάτμιση και οδηγείται στο υπό ψύξη (ή κλιματισμό) χώρο. Όταν το αποξηραντικό μέσο φτάσει σε σημείο κορεσμού, θερμαίνεται και απελευθερώνει την υγρασία που συγκράτησε από τον αέρα. Το παραπάνω ονομάζεται 'επαναδραστηριοποίηση' του αποξηραντικού μέσου.

Τα συστήματα αποξηραντικού μέσου κατατάσσονται στα συστήματα αφύγρανσης και ψύξης που ενεργοποιείται με θερμότητα. Βάση των σημερινών δυνατοτήτων, τα συστήματα αυτά μπορούν να επιτύχουν συντελεστές συμπεριφοράς (COP) της τάξεως του 1,3 έως 2 και αποτελούν ανταγωνιστική εναλλακτική των συμβατικών συστημάτων. Τα δύο σημαντικότερα πλεονεκτήματα των συστημάτων ψύξης με αποξηραντικό μέσο είναι ότι δεν έχουν την περιβαλλοντική επίπτωση των συμβατικών συστημάτων και έχουν την δυνατότητα να μειώσουν σημαντικά το φορτίο αιχμής της ηλεκτροπαραγωγής.



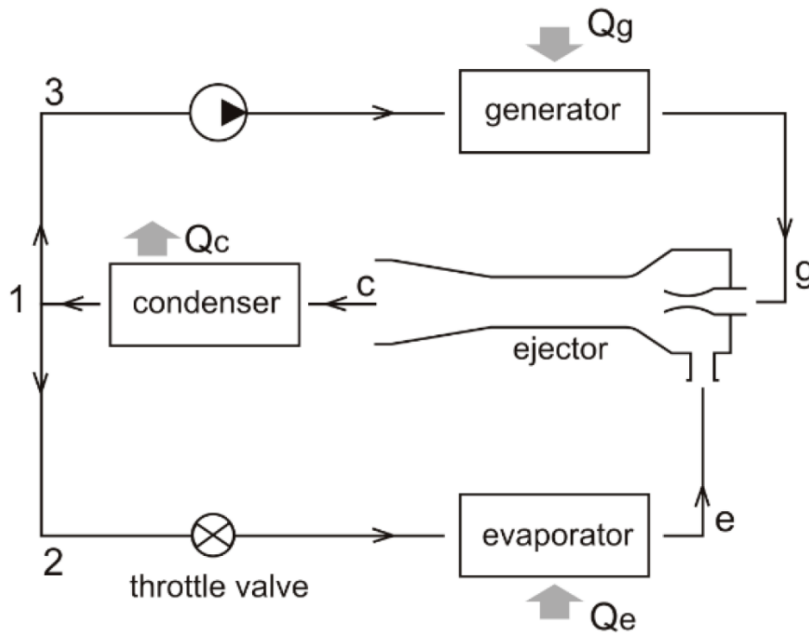
Εικόνα 1-10 Σχηματική απεικόνιση συσκευής ψύξης με χρήση αποξηραντικού μέσου

Σύμφωνα με τη βιβλιογραφικές πηγές, σε εφαρμογές οικιακού κλιματισμού υπάρχει η δυνατότητα εξοικονόμησης ενέργειας έως και 13%, ενώ σε εμπορικές εφαρμογές κλιματισμού εξοικονόμηση έως και 8%. [18]

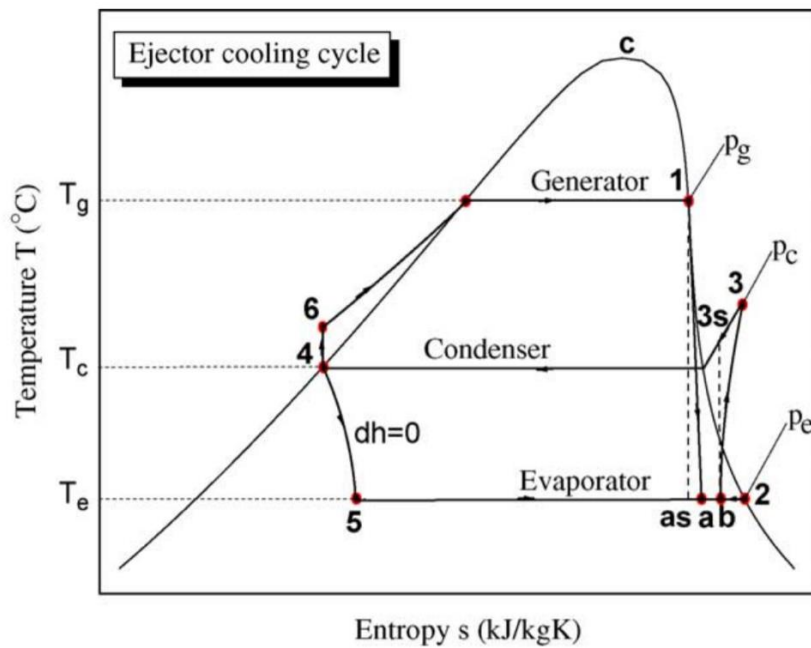
1.7.5 Ψύξη με συμπίεση σε ακροφύσιο

Η ψύξη με κύκλο συμπίεσης σε ακροφύσιο (ejector compression cycle) αναλύεται σε μεγαλύτερο βάθος καθώς αποτελεί το αντικείμενο που διαπραγματεύεται η παρούσα εργασία. Η σχετική διάταξη που υλοποιεί τον παραπάνω κύκλο φαίνεται στην Εικόνα 1-11. Η μεγάλη διαφορά σε σχέση με τις υπόλοιπες διατάξεις ψύξης υφίσταται στην αξιοποίηση ενός συγκλίνοντος αποκλίνοντος ακροφυσίου για την συμπίεση του ψυκτικού μέσου. Απεικόνιση μιας τέτοιας διάταξης παρουσιάζεται στο Εικόνα 1-11. Στην θέση 1 το πρωτεύον ρεύμα του ψυκτικού σε κατάσταση κορεσμένου ατμού (ή υπέρθερμου ατμού) εισέρχεται στην διάταξη όπου αρχικά διέρχεται από ένα συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο με λαιμό διαμέτρου d_1 . Αυτό προκαλεί αύξηση της ταχύτητας του με ταυτόχρονη μείωση της πίεσης του. Η ταχύτητα του στην έξοδο του ακροφυσίου είναι υπερηχητική ενώ η παροχή μάζας είναι στραγγαλισμένη. Η πτώση στην πίεση αυτού του ρεύματος επιτρέπει στο δευτερεύον ρεύμα ψυκτικού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας σε κατάσταση κορεσμού, το οποίο προηγουμένως έχει διέλθει δια του ατμοποιητή και έχοντας παράξει το ψυκτικό αποτέλεσμα, να εισέλθει εντός της διάταξης. Το πρωτεύον ρεύμα, καθώς εξέρχεται από το συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο με υψηλή ταχύτητα, δημιουργεί ένα αεροδυναμικό ακροφύσιο, περίξ του οποίου η δευτερεύουσα ροή επιταχύνεται, όντας και αυτή στραγγαλισμένη, και αναμειγνύεται με την πρωτεύουσα όταν οι ταχύτητες τους γίνουν ίσες. Η ανάμειξη συμβαίνει, και για λόγους αποδοτικής λειτουργίας πρέπει να συμβαίνει, εντός

του τμήματος σταθερής διατομής διαμέτρου d_k της διάταξης. Στη συνέχεια, λόγω των συνθηκών που επικρατούν, συμβαίνει κρουστικό κύμα στην αναμεμιγμένη ροή το οποίο προκαλεί απότομη αύξηση στην πίεση της. Περαιτέρω αύξηση της πίεσης πραγματοποιείται στο τελευταίο αποκλίνον τμήμα της διάταξης.



Εικόνα 1-11 Σχηματική απεικόνιση διάταξης ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο (ejector)



Εικόνα 1-12 Θερμοδυναμικό διάγραμμα T-s κύκλου ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

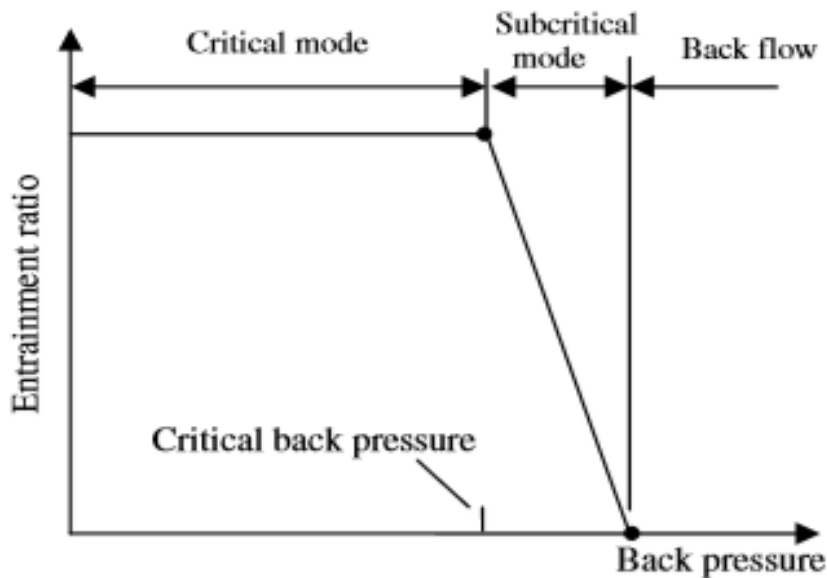
Η αναμεμειγμένη ροή εξέρχεται από το ακροφύσιο και μεταβαίνει στο ψυγείο όπου θερμότητα απορρίπτεται στο περιβάλλον και στην συνέχεια διαχωρίζεται πάλι σε δύο τμήματα. Το πρωτεύον τμήμα διέρχεται από την αντλία και στην συνέχεια από την γεννήτρια στην οποία θερμαίνεται με αξιοποίηση πηγής θερμότητας χαμηλής θερμοκρασίας (στην παρούσα εργασία αυτό υλοποιείται με θερμότητα προερχόμενη από ηλιακούς συλλέκτες) και επιστρέφει στην θέση 1. Ενώ, το δευτερεύον τμήμα διέρχεται από μια στραγγαλιστική βαλβίδα και με ισενθαλπική αποτόνωση επιστρέφει στην ατμοποιητή.

Το σημαντικότερο πλεονέκτημα μιας διάταξης που υλοποιεί ψύξη με κύκλο συμπίεσης σε ακροφύσιο είναι η μικρή κατανάλωση ηλεκτρικής ενέργειας (για την τροφοδοτική αντλία) καθώς και η έλλειψη περιστρεφόμενων τμημάτων που οδηγεί σε χαμηλά κόστη συντήρησης και αξιοπιστίας. [19]

Η λειτουργία του ακροφυσίου εξαρτάται από την επιλογή του ψυκτικού μέσου, από την πίεση και την θερμοκρασία της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής καθώς και από την ίδια την γεωμετρία του. Βασική παράμετρο της λειτουργίας του ακροφυσίου αποτελεί ο λόγος αναρρόφησης (entrainment ratio) ο οποίος στην βιβλιογραφία συνηθίζεται να συμβολίζεται με το ελληνικό γράμμα ω και εκφράζει τον λόγο της παροχής της δευτερεύουσας ροής προς την παροχή της πρωτεύουσας, δηλαδή:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (1.8)$$

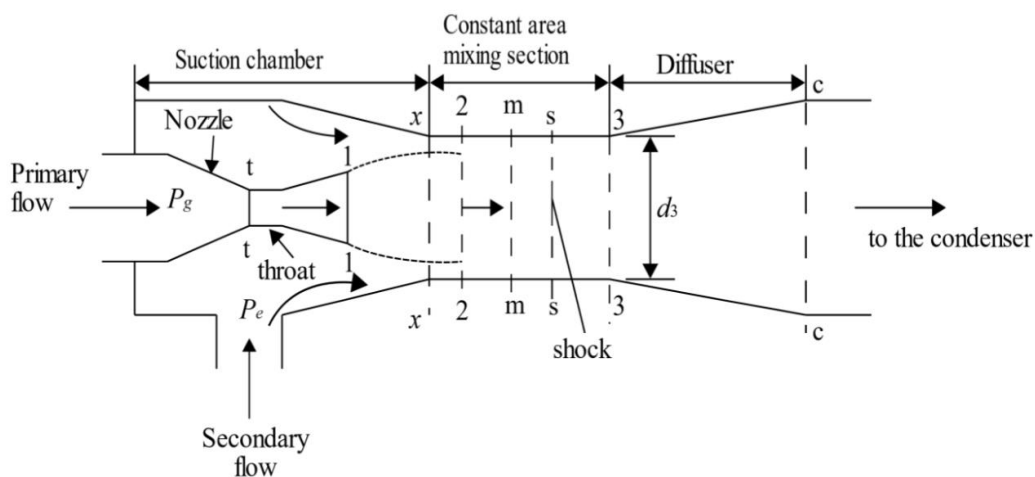
Ο λόγος αναρρόφησης εξαρτάται από την θερμοκρασία και την πίεση της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής καθώς και από την γεωμετρία του ακροφυσίου. Η τιμή του παραμένει σταθερή και ανεξάρτητη της πίεσης που επικρατεί στο ψυγείο κατάντι του ακροφυσίου μέχρι μια χαρακτηριστική τιμή της πίεσης αυτής που ονομάζεται κρίσιμη πίεση ψυγείου p_{crit} (Critical Condenser Pressure). Αν η πίεση του ψυγείου υπερβεί την κρίσιμη τότε ο λόγος αναρρόφησης μειώνεται γραμμικά με υψηλή κλίση καθώς η δευτερεύουσα ροή παύει να είναι στραγγαλισμένη και η παροχή της μειώνεται όσο η πίεση του ψυγείου συνεχίζει να αυξάνεται. Αυξάνοντας περαιτέρω την πίεση στο ψυγείο η παροχή της δευτερεύουσας ροής μηδενίζεται και στη συνέχεια είναι δυνατόν να συμβεί οπισθοροή (backflow) της δευτερεύουσας ροής προς τον ατμοποιητή. Οι παραπάνω συνθήκες λειτουργίας οφείλουν να αποφεύγονται καθώς μπορεί να έχουν καταστροφικές συνέπειες για την διάταξη. [20]



Εικόνα 1-13 Διάγραμμα λόγου αναρρόφησης-κρίσιμης πίεσης ακροφυσίου (ejector)

1.8 Ακροφύσια (Ejectors)

Η κατηγοριοποίηση των ejectors γίνεται ανάλογα με το είδος του ακροφυσίου από το οποίο διέρχεται η πρωτεύουσα ροή κατά την είσοδο της στο ejector και την θέση εξόδου του ακροφυσίου. [21]



Εικόνα 1-14 Σχηματική απεικόνιση τομής ακροφυσίου (ejector)

1.8.1 Κατηγοριοποίηση ejectors ανάλογα με το είδος του πρωτεύοντος ακροφυσίου

Το ακροφύσιο μπορεί να είναι συγκλίνον, με αποτέλεσμα η ροή δια αυτού να είναι υποηχητική και μπορεί να γίνει μέχρι και ηχητική χωρίς να ξεπεράσει την ταχύτητα του ήχου, ή το ακροφύσιο μπορεί να είναι συγκλίνον-αποκλίνον με συνέπεια η ροή να μπορεί να επιτύχει υπερηχητική ταχύτητα στην έξοδο του. Οι υποηχητικοί ejectors συναντώνται σε εφαρμογές όπου απαιτείται μικρή πτώση πίεσης όπως σε βιομηχανικές εγκαταστάσεις

όπου χρησιμοποιούνται για καυσαέρια [], σε κυψέλες καυσίμων ανταλλαγής πρωτονίων [], καθώς και σε συστήματα ψύξης με διακρίσιμο CO₂. Οι υπερηχητικοί ejectors χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές όπου απαιτείται υψηλή ανάκτηση πίεσης. Αυτή επιτυγχάνεται καθώς η πρωτεύουσα ροή επιταχύνεται σε υπερηχητικές ταχύτητες με αποτέλεσμα να μειώνεται η στατική της πίεση και έτσι είναι δυνατή η αναρρόφηση μεγάλης παροχής της δευτερεύουσας ροής. Η συνηθέστερη εφαρμογή σε υπερηχητικούς ejectors είναι σε εγκαταστάσεις ψύξης όπως αυτή που πραγματεύεται η παρούσα εργασία.

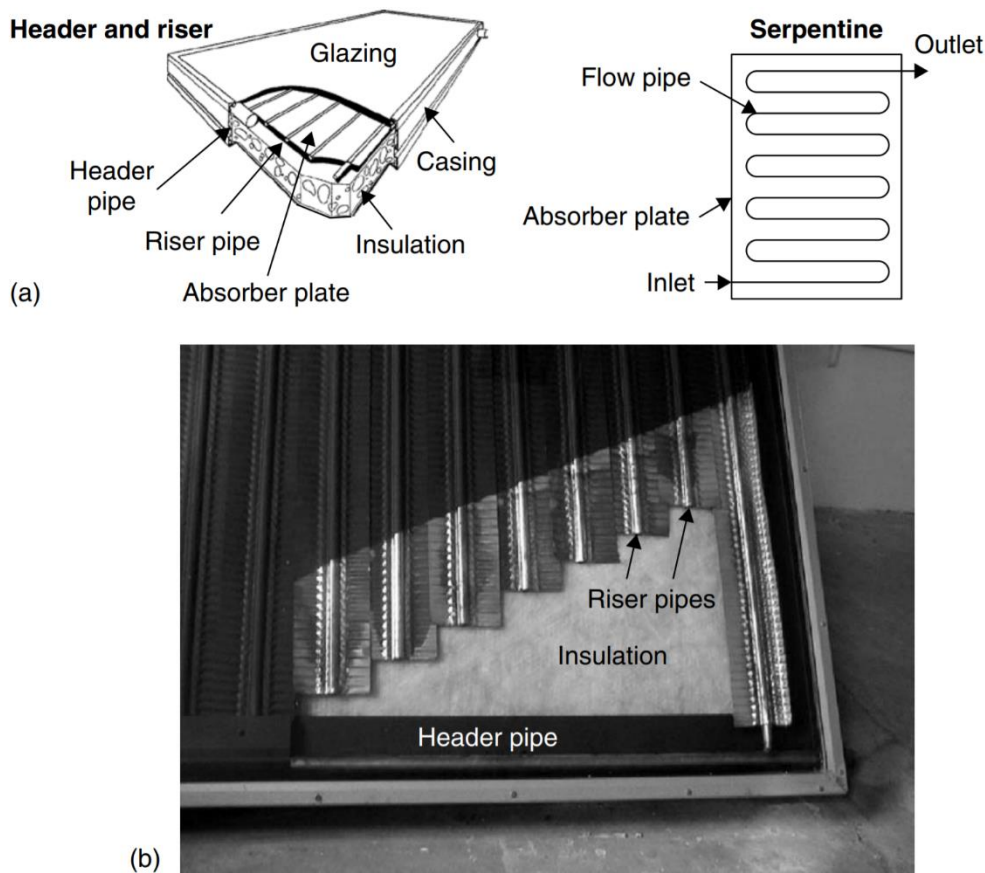
1.8.2 Κατηγοριοποίηση ejectors ανάλογα με τη θέση εξόδου ακροφυσίου

Ανάλογα με την θέση εξόδου του ακροφυσίου συναντώνται δύο κατηγορίες ejector, σταθερής πίεσης ανάμειξης (constant pressure mixing ejectors CPM) και οι σταθερής διατομής ανάμειξης (constant area mixing ejector CAM). Στους ejectors σταθερής πίεσης στην έξοδο του ακροφυσίου βρίσκεται εντός του θαλάμου αναρρόφησης, ενώ στους ejector σταθερής διατομής ανάμειξης η έξοδος συναντάται στο τμήμα σταθερής διατομής της διάταξης. Παρότι στους ejectors σταθερής διατομής επιτυγχάνεται μεγαλύτερη παροχή μάζας του ψυκτικού, οι ejectors σταθερής πίεσης χρησιμοποιούνται συχνότερα λόγω της δυνατότητας τους να λειτουργούν σε μεγαλύτερο εύρος πιέσεων του ψυγείου κατάντι του ejector. [21]

1.9 Ηλιακοί συλλέκτες

Οι συλλέκτες ηλιακής ενέργειας είναι εναλλάκτες θερμότητας οι οποίοι μετατρέπουν την ηλιακή ενέργεια σε θερμική ενέργεια στο μεταφερόμενο μέσο. Η κυριότερη συνιστώσα ενός συστήματος ηλιακής ενέργειας είναι ο ηλιακός συλλέκτης ο οποίος απορροφά την ηλιακή ακτινοβολία η οποία προσπίπτει σε αυτόν και την μετατρέπει σε θερμότητα η οποία μεταφέρεται σε ένα ρευστό (συνήθως νερό) ώστε να αξιοποιηθεί. Οι ηλιακοί συλλέκτες διακρίνονται κυρίως σε δύο μεγάλες κατηγορίες: συγκεντρωτικοί και μη συγκεντρωτικοί. [22]

Σε έναν μη συγκεντρωτικό συλλέκτη η ηλιακή ακτινοβολία προσπίπτει εξ' ολοκλήρου στην ίδια επιφάνεια όπου και απορροφάται, ενώ, σε έναν συγκεντρωτικό συλλέκτη χρησιμοποιούνται επιφάνειες στις οποίες ανακλάται η ακτινοβολία και τελικά αυτή προσπίπτει σε μια μικρότερη επιφάνεια, με αποτέλεσμα η απορροφώμενη ηλιακή ενέργεια να είναι μεγαλύτερη. Μία δεύτερη κατηγοριοποίηση των ηλιακών συλλεκτών αφορά την δυνατότητα μεταβολής της κλίσης τους ως προς το οριζόντιο και το κατακόρυφο επίπεδο ώστε να μπορούν να βελτιστοποιούν την προσπίπτουσα ακτινοβολία κατά την διάρκεια του έτους. Έτσι υπάρχουν ηλιακοί συλλέκτες οι οποίοι παραμένουν σταθεροί, ενώ άλλοι έχουν την δυνατότητα μεταβολής της κλίσης τους κατά τον οριζόντιο και τον κατακόρυφο άξονα. Παρακάτω παρουσιάζονται οι κυριότεροι τύποι σταθερών ηλιακών συλλεκτών που είναι οι επίπεδοι και οι συλλέκτες κενού.



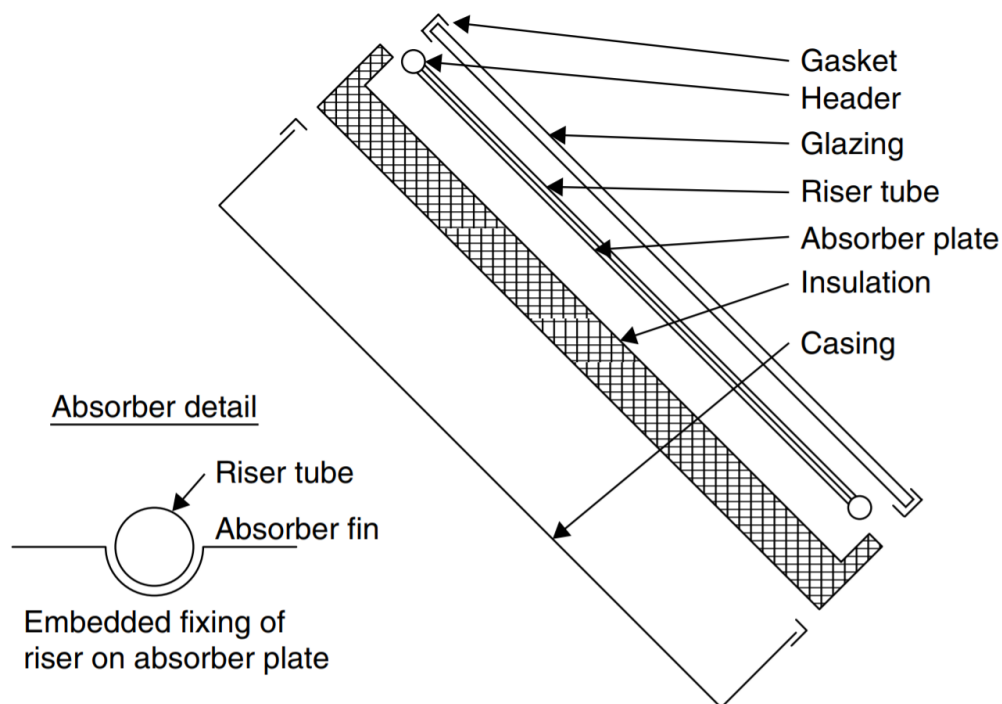
Εικόνα 1-15 α) Σχηματική απεικόνιση διάταξης σωληνώσεων συλλέκτη β) Απεικόνιση διάταξης ηλιακού συλλέκτη

1.9.1 Επίπεδοι Ηλιακοί συλλέκτες

Σχηματική απεικόνιση μιας διάταξης Flat plate ηλιακού συλλέκτη φαίνεται στο σχήμα. Η ηλιακή ακτινοβολία διαπερνά το κάλυμμα του συλλέκτη και προσπίπτει στην απορροφητική επιφάνεια σκούρου χρώματος η οποία χαρακτηρίζεται από υψηλή απορροφητική ικανότητα της ακτινοβολίας. Ένας μεγάλο μέρος της ακτινοβολίας απορροφάται και μεταφέρεται στο ρευστό το οποίο ρέει στις σωληνώσεις οι οποίες είναι συγκολλημένες ακριβώς από κάτω της απορροφητικής πλάκας. Προκειμένου να περιορισθούν οι απώλειες θερμότητας προς το περιβάλλον, πέρα του καλύμματος, ο συλλέκτης διαθέτει πλευρικές μονώσεις. Η διάταξη των σωληνώσεων του ρευστού μπορεί να αποτελείται από πολλές παράλληλες σωληνώσεις ή μπορεί να είναι μια μόνο σωλήνωση σε μορφή σερπαντίνας. Για να μεγιστοποιείται η απόδοση του συστήματος, ο συλλέκτης εγκαθίσταται σε angle of tilt ίση με το γεωγραφικό πλάτος της τοποθεσίας και με προσανατολισμό προς τον νότο, εάν η τοποθεσία βρίσκεται στο βόρειο ημισφαίριο και προς τον βορρά, εάν βρίσκεται στο νότιο ημισφαίριο. [23]

Για παράδειγμα, εάν η εγκατάσταση του συλλέκτη πρόκειται να γίνει στην Αθήνα (40°) η angle of tilt θα είναι ίση με 40° , ενώ πρέπει να έχει νότιο προσανατολισμό. Η angle of tilt μπορεί να επιλεγεί διαφορετική ανάλογα του αν είναι επιθυμητή η βελτιστοποίηση της λειτουργίας του συλλέκτη κατά την θερινή ή την χειμερινή περίοδο. Τα πλεονεκτήματα των flat plate ηλιακών συλλεκτών είναι το σχετικά μικρό κατασκευαστικό κόστος ενώ

απορροφούν την άμεση και την διάχυτη ακτινοβολία και για αυτό δεν απαιτούν μηχανισμό μεταβολής της κλίσης τους ώστε να παρακολουθούν την κλίση της ακτινοβολίας.

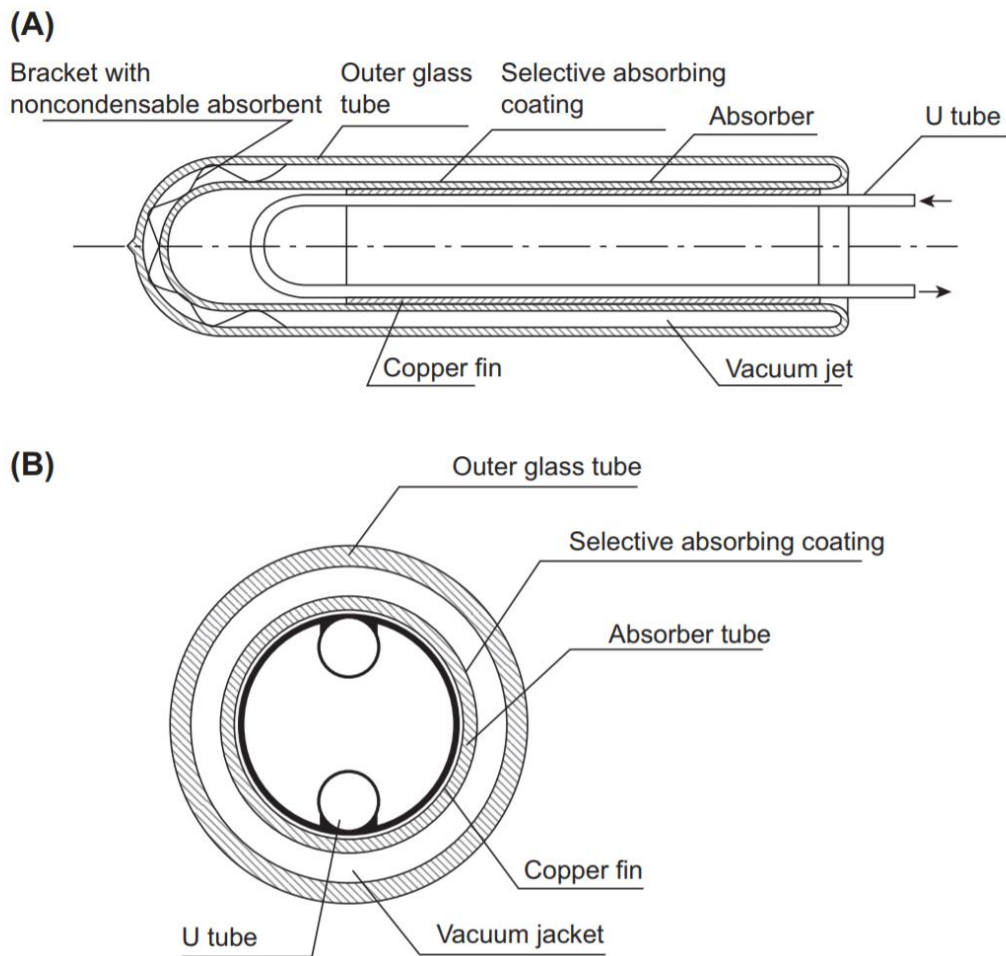


Εικόνα 1-16 Σχηματική απεικόνιση επιμέρους τμημάτων επίπεδου ηλιακού συλλέκτη

1.9.2 Ηλιακοί συλλέκτες κενού

Οι συλλέκτες κενού αποτελούνται από πολλές σωληνώσεις συνδεδεμένες σε έναν κεντρικό σωλήνα. Προκειμένου να μειωθούν οι απώλειες θερμότητας προς τον περιβάλλον αέρα, σε κάθε σωλήνωση έχει δημιουργηθεί κενό. Καθώς η θερμότητα δεν μπορεί να διαφύγει μέσω συναγωγής προς το περιβάλλον, δημιουργείται ένας αποδοτικός μηχανισμός μόνωσης που διατηρεί την θερμότητα εντός των σωληνώσεων. Αυτό αποτελεί το βασικότερο πλεονέκτημα τους έναντι των άλλων τύπων συλλεκτών. Δεδομένου ότι οι μηχανικές ιδιότητες του γυαλιού δεν του επιτρέπουν να διατηρεί κενό αέρος, το κενό δημιουργείται μεταξύ δύο ομόκεντρων σωληνώσεων. Συνήθως, οι σωληνώσεις που διακινούν το νερό περιβάλλονται από δύο ομόκεντρες γυάλινες επιφάνειες με κενό αέρος στο ενδιάμεσο. Η διάρκεια ζωής του κενού αέρος κυμαίνεται στο εύρος 5 με 15 έτη. [24]

Γενικά, οι συλλέκτες κενού είναι λιγότερο αποδοτικοί από τους επίπεδους συλλέκτες σε συνθήκες πλήρους ηλιοφάνειας, ωστόσο αποδίδουν καλύτερες σε συνθήκες νέφωσης και ιδιαίτερα χαμηλής θερμοκρασίας περιβάλλοντος αέρα. Επίσης, συγκριτικά με τους επίπεδους συλλέκτες, επιτυγχάνουν υψηλότερη απόδοση σε θερμοκρασίες λειτουργίας μεγαλύτερες των 80° C. [25]



Εικόνα 1-17 Α) Τομή ηλιακού συλλέκτη κενού Β) Σχηματική απεικόνιση τομής σωλήνωσης συλλέκτη κενού

1.10 Συστήματα ηλιακή ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

Τα συστήματα ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο η πηγή θερμότητας του συστήματος παρέχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες, οι οποίοι μεταφέρουν θερμότητα σε ένα ενδιάμεσο ρευστό (συνήθως νερό) και αυτό με την σειρά του προσδίδει θερμότητα στο ψυκτικό μέσο στον ατμοποιητή του συστήματος. Το ενδιάμεσο ρευστό οφείλει να έχει τις εξής ιδιότητες:

- Υψηλό σημείο βρασμού
- Χαμηλή συνεκτικότητα
- Ευνοϊκές ιδιότητες μεταφοράς θερμότητας

Ο συνολικός βαθμός απόδοσης ενός τέτοιου συστήματος δίνεται από την παρακάτω σχέση:

$$\eta_{tot} = \eta_{solar} COP_{ejector} \quad (1.10)$$

Όπου η_{solar} ο βαθμός απόδοσης των ηλιακών συλλεκτών και $\text{COP}_{\text{ejector}}$ είναι ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης. [21]

Οπότε δεν απαιτείται μόνο βελτιστοποίηση του κυκλώματος ψύξης, αλλά και των χαρακτηριστικών του συλλέκτη, της συνθήκης λειτουργίας και της έντασης της ηλιακής ακτινοβολίας στην περιοχή της εγκατάστασης. Ανάλογα με τα παραπάνω γίνεται επιλογή κατάλληλου τύπου συλλεκτών. Βέβαια πρέπει να ληφθούν υπόψη και τα κόστη που προκύπτουν σε κάθε δυνατή επιλογή.

Ο Al-Kahlidy [26] έκανε θεωρητική διερεύνηση του συστήματος χρησιμοποιώντας τα ρευστά R11,R12,R113,R114 και R717 ενώ για τα πειράματα επέλεξε το R113 λόγω της μεγάλης μοριακής του μάζας και της μεγάλης συμπιεστότητας. Σε συνθήκες $T_g=100^\circ\text{C}$ και $T_e=18^\circ\text{C}$ ο συντελεστής συμπεριφοράς έφτασε την τιμή $\text{COP}_{\text{ejector}}=0,42$. Άλλη μια συγκριτική μελέτη διεξήχθη από τους Nehdi et al [27], στην οποία το R717 πέτυχε το μεγαλύτερο $\text{COP}=0,21-0,28$. Παρόμοια αποτελέσματα για το R141b ελήφθησαν από την εργασία των Huang et al [28] με $\text{COP}_{\text{overall}}=0,22$. Οι Smierciew et al [29,30] διερεύνησαν πειραματικά ένα σύστημα ηλιακής ψύξης σε ακροφύσιο με χαμηλή θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας (75°C). Στον πίνακα 1-2 καταγράφονται πειραματικές και θεωρητικές μελέτες παρόμοιων συστημάτων για διάφορα ρευστά, σε διαφορετικές θερμοκρασίες παραγωγής ψύξης και πρόσδοσης θερμότητας.

Πίνακας 1-2 Αποτελέσματα διαφόρων μελετών σε συστήματα ηλιακής ψύξης σε ακροφύσιο

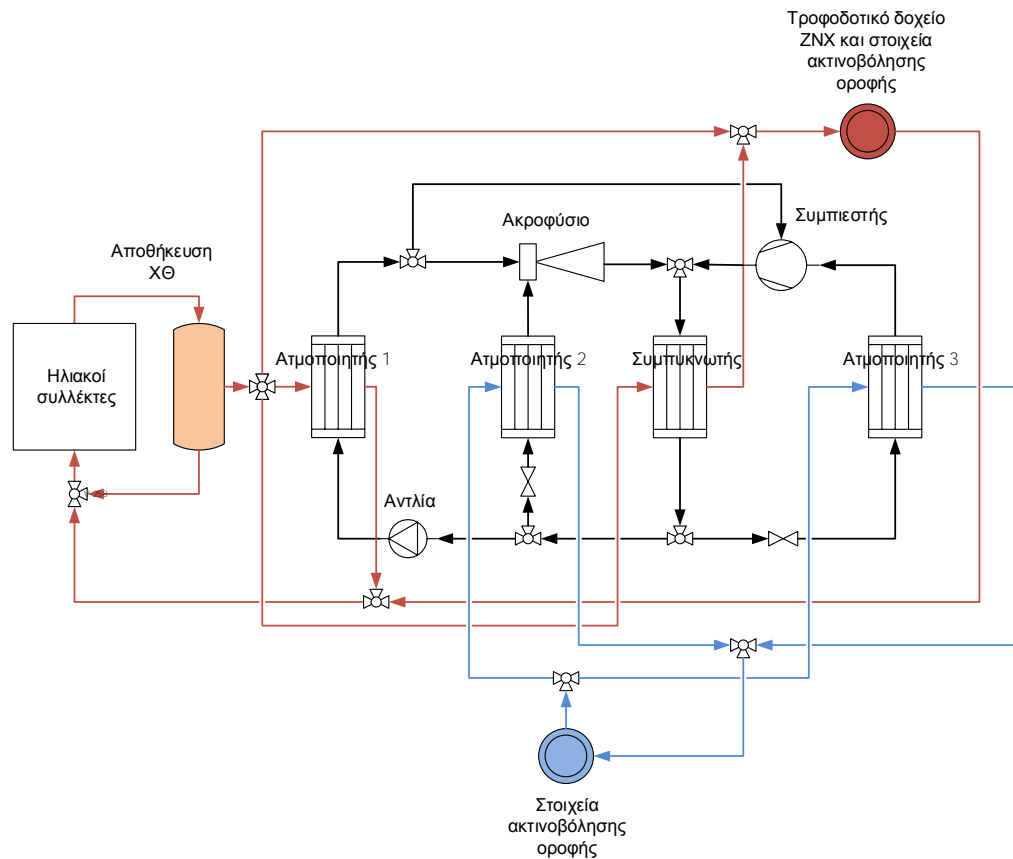
Εργαζόμενο μέσο	T_g ($^\circ\text{C}$)	T_e ($^\circ\text{C}$)	COP	Αναφορά
R290	85	-15	0,12	[31]
R113	76	27	0,24	[32]
R11 R113	70-90	0-5	0,08-0,65	[33]
R11	80-104	1-20	0,15-0,42	[34]
R11 R22 R114 R123 R133a R134a R141b R142b R152a RC318	90-130	10-20	0,10-0,25	[35]
R11 R12 R113 R21 R123 R142b R134a R152a RC318 R500	80-90	-5-5	0,02-0,50	[36]
CH ₃ OH	80-100	-2-14	0,20-0,40	[37]
R123 R134a R152a R717	60-90	-5-14	0,05-0,45	[38]
R134a R152a R290 R600a NH ₃	60-90	5	0,05-0,40	[39]
CH ₃ OH	118-132,5	-10-5	0,14-0,47	[40]
H ₂ O	95-130	5-15	0,05-0,75	[41]
H ₂ O	120-140	2,5-16	0,10-0,40	[42]
H ₂ O	120-140	5-15	0,28-0,48	[43]
H ₂ O	165	4-8	0,40-0,60	[44]
R134a	65-90	2-13	0,03-0,16	[45]
R717	62-72	5-15	0,12-0,29	[46]
R245fa	100-120	8-15	0,25-0,70	[47]
R123	90-105	9-15	0,22-0,50	[48]
R123	83-103	0-14	0,12-0,39	[49]

R142b R600a	120-130	10	0,11-0,33	[50]	
R290 R123 R600 R600a R134a R152a	70-100	5-15	0,30-0,85	[51]	
R600 R600a R601 R601a R602 R602a R603 R141b R245fa R600a	70-200	10	0,05-0,32	[52]	
R134a R152a R290 R430A R600 R245fa R600a R1234ze	75-125	0-16	0,05-0,50	[53]	
R113	65-80	7-12	0,16-0,24	[54]	
R123	80-90	5-10	0,19-0,29	[55]	
R245fa	90-100	8	0,27-0,69	[56]	
R245fa	60-140	7	0,15-0,35	[57]	

1.11 Το σύστημα SunClim

Το προτεινόμενο σύστημα SunClim αποτελείται από τα εξής υποσυστήματα

- 1) Σύστημα ηλιακών συλλεκτών υψηλής απόδοσης μέγιστης θερμοκρασίας 90 °C το οποίο περιλαμβάνει του συλλέκτες καθώς και ένα τροφοδοτικό δοχείο/δοχείο αποθήκευσης χαμηλής θερμοκρασίας. Το δοχείο χρησιμοποιείται για την αποθήκευση του ρευστού των συλλεκτών, ενώ μπορεί να χρησιμοποιηθεί και για τον έλεγχο της θερμοκρασίας του.
- 2) Ένα σύστημα κύκλου ψύξης με ακροφύσιο (ECC), ο οποίος αποτελείται από τον Ατμοποιητή 1, τον Ατμοποιητή 2, το Συμπυκνωτή, την Αντλία και το Ακροφύσιο.
- 3) Ένα σύστημα κύκλου ψύξης/θέρμανσης με συμπίεση ατμού (VCC). Ο κύκλος αυτός περιλαμβάνει το Συμπυκνωτή, τον Ατμοποιητή 3, μία εκτονωτική βαλβίδα καθώς και το Συμπιεστή.



Εικόνα 1-18 Το σύστημα SunClim

Το σύστημα στην ουσία συνιστά συνδυασμό μίας συμβατικής αντλία θερμότητας η οποία μπορεί να λειτουργεί για την κάλυψη θερμικών και ψυκτικών φορτίων, που όμως είναι συνδυασμένη με το σύστημα των ηλιακών συλλεκτών και το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο. Το βασικό πλεονέκτημα του συστήματος SunClim είναι η δυνατότητα που παρέχει για κάλυψη μέρους των θερμικών και ψυκτικών αναγκών του κτηρίου μέσω της αξιοποίησης της ηλιακής ακτινοβολίας. Μπορεί έτσι να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας και κόστους καθώς και σε μείωση των εκπομπών CO₂, καθώς μειώνεται η κατανάλωση ηλεκτρισμού από την αντλία θερμότητας.

Η αρχή λειτουργίας του συστήματος είναι απλή. Πιο συγκεκριμένα, κατά τους χειμερινούς μήνες, η θερμότητα που παράγεται από τους συλλέκτες αξιοποιείται για την κάλυψη των θερμικών φορτίων. Αντίστοιχα, κατά τους θερινούς μήνες, η θερμότητα των συλλεκτών οδηγείται στο σύστημα ECC, μέσω του οποίου παράγεται ψύξη (ηλιακή ψύξη). Σε κάθε περίπτωση, η συμβατική αντλία θερμότητας που είναι ενσωματωμένη στο σύστημα μπορεί να λειτουργεί ως εφεδρική (back up) μονάδα παραγωγής θερμότητας και ψύξης, στην περίπτωση που η διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία δεν επαρκεί για την πλήρη κάλυψη των θερμικών και ψυκτικών φορτίων. Πρόκειται επομένως για ένα υβριδικό σύστημα που βασίζεται στην αξιοποίηση ηλιακής ενέργειας και ηλεκτρισμού.

Τα βασικά πλεονεκτήματα του συστήματος περιλαμβάνουν:

- Απλή κατασκευή, βασιζόμενη στον καινοτόμο συνδυασμό ώριμων και δοκιμασμένων τεχνολογιών (ηλιακοί συλλέκτες, αντλία θερμότητας) υψηλής απόδοσης.
- Ευέλικτη και απλοποιημένη λειτουργία, που μπορεί να προσαρμοστεί εύκολα σε μεταβαλλόμενες θερμικές και ψυκτικές ανάγκες.
- Μικρό μέγεθος και σπονδυλωτή κατασκευή. Το σύστημα SunClim μπορεί να συνδεθεί πολύ εύκολα ως αυτόνομη (standalone) μονάδα με το δίκτυο τερματικών μονάδων θέρμανσης και ψύξης του κτηρίου. Σε περίπτωση υψηλών φορτίων, είναι η δυνατότητα προσθήκης επιπλέον μονάδων σε παράλληλη μεταξύ τους σύνδεση για την κάλυψή τους.
- Αξιοποίηση της ηλιακής ακτινοβολίας τόσο κατά τη χειμερινή όσο και κατά τη θερινή περίοδο, που μπορεί να οδηγήσει σε σημαντική εξοικονόμηση ενέργειας, ιδιαίτερα σε περιοχές υψηλής ηλιοφάνειας.

Στη συνέχεια αναλύονται οι επιμέρους συνιστώσες του συστήματος SunClim, ενώ παρουσιάζεται το ερευνητικό πλαίσιο έρευνας για την βελτίωση της απόδοσής τους.

1.12 Επιστημονικό ερώτημα

Βάσει της παραπάνω βιβλιογραφικής ανασκόπησης προκύπτουν τα ακόλουθα ερωτήματα που θα κληθεί η παρούσα διπλωματική εργασία να απαντήσει στα ακόλουθα κεφάλαια:

- Πώς μοντελοποιείται ένα σύστημα ψύξης με ακροφύσιο μικρής κλίμακας;
- Στην περίπτωση της σύζευξης με ηλιακούς συλλέκτες, ποιο είναι το βέλτιστο ενεργειακά εργαζόμενο μέσο;
- Πώς οι μεταβολή των συνθηκών λειτουργίας του συστήματος επηρεάζουν την συνολική απόδοση του συστήματος;
- Πώς διαστασιολογείται ένα σύστημα ψύξης με ακροφύσιο μικρής κλίμακας;
- Ποιο είναι το βέλτιστο τεχνο-οικονομικά εργαζόμενο μέσο για ένα σύστημα ψύξης με ακροφύσιο μικρής κλίμακας;

Κεφάλαιο 2. Μοντελοποίηση του συστήματος

2.1 Μοντελοποίηση της λειτουργίας του ακροφυσίου

Το φυσικό μοντέλο που ακολουθεί αναφέρεται στην εργασία των A. Mwesigye και Seth B.Dworkin [58]. Το υπόψη μοντέλο έχει αποδειχτεί ότι μπορεί να περιγράψει με ικανοποιητική ακρίβεια την φυσική του προβλήματος και να προβλέψει την απόδοση του ακροφυσίου σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας

Η πλήρης φυσική εξήγηση της ροής εντός του ακροφυσίου είναι ιδιαίτερα σύνθετη, γεγονός που καθιστά την μοντελοποίηση της δύσκολο έργο. Πολλοί ερευνητές τα τελευταία χρόνια έχουν αναπτύξει ορισμένα μοντέλα τα οποία είναι ικανά να προβλέψουν την λειτουργία του ακροφυσίου σε συγκεκριμένα εύρη συνθηκών, έχουν όμως ως προαπαιτούμενο την εκτέλεση πειραμάτων προκειμένου να εξακριβωθούν οι τιμές των βαθμών απόδοσης των επιμέρους τμημάτων του ακροφυσίου υπό τις συνθήκες αυτές. Εκτενέστερη ανάλυση για τους βαθμούς απόδοσης των επιμέρους τμημάτων δίνεται στην συνέχεια.

Για την εφαρμογή του μοντέλου γίνονται οι παρακάτω παραδοχές:

- Το εργαζόμενο μέσο είναι τέλει αέριο με σταθερή ειδική θερμοχωρητικότητα υπό σταθερή πίεση C_p και ισεντροπικό εκθέτη γ .
- Η ροή εντός του ακροφυσίου είναι σταθερή και μονοδιάστατη.
- Αμελείται η κινητική ενέργεια της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής στις αντίστοιχες εισόδους τους στο ακροφύσιο καθώς και της αναμειγμένης ροής στην έξοδο του.
- Θεωρείται, ανεξαρτήτως συνθηκών λειτουργίας, ότι η πρωτεύουσα ροή αναμειγνύεται με την δευτερεύουσα υπό σταθερή πίεση, εντός του τμήματος σταθερής διατομής του ακροφυσίου.
- Τα τοιχώματα του ακροφυσίου είναι αδιαβατικά.

2.1.1 Λειτουργία σε κρίσιμες συνθήκες

Για δεδομένη θερμοκρασία T_p και πίεση p_p της πρωτεύουσας ροής στην είσοδο της διάταξης, υπολογίζεται η παροχή της πρωτεύουσας ροής δια του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου ως:

$$\dot{m}_p = \frac{p_p A_t}{\sqrt{T_p}} \sqrt{\frac{\eta_p \gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.1)$$

Όπου η_p ο ισεντροπικός συντελεστής απόδοσης του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου. Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης της μάζας και της ενέργειας τότε οι σχέσεις που συνδέουν την πίεση p_{p1} και τον αριθμό Mach M_{p1} με την διατομή εξόδου A_{p1} του συγκλίνοντος-αποκλίνοντος ακροφυσίου:

$$\left(\frac{A_{p1}}{A_t} \right)^2 = \frac{1}{M_{p1}^2} \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2 \right) \right]^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}} \quad (2.2)$$

$$\frac{p_p}{p_{p1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.3)$$

Η πρωτεύουσα ροή καθώς εξέρχεται από το συγκλίνον-αποκλίνον ακροφύσιο δεν αναμειγνύεται αμέσως με την δευτερεύουσα ροή και η ενεργός διατομή του αεροδυναμικού ακροφυσίου A_{py} που δημιουργείται καθώς και η πίεση p_{py} στην θέση αυτή υπολογίζονται:

$$\frac{p_{py}}{p_{p1}} = \frac{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}}{\left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}} \quad (2.4)$$

$$\frac{A_{py}}{A_{p1}} = \frac{\left(\frac{\eta_{py}}{M_{py}}\right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}}{\left(\frac{1}{M_{p1}}\right) \left[\frac{2}{\gamma+1} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{p1}^2\right)\right]^{\frac{\gamma+1}{2(\gamma-1)}}} \quad (2.5)$$

Όπου ο ισεντροπικός συντελεστής απόδοσης η_{py} εισάγεται για να ληφθούν υπόψη οι απώλειες τις πρωτεύουσας ροής μεταξύ των θέσεων 1-γ. Κατ' αντιστοιχία με τα παραπάνω για την θερμοκρασία ισχύει:

$$\frac{T_p}{T_{py}} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{py}^2 \quad (2.6)$$

Εάν το ακροφύσιο λειτουργεί σε πίεση ψυγείου μικρότερη από την κρίσιμη τότε υποθέτουμε ότι η δευτερεύουσα ροή είναι στραγγαλισμένη στην θέση γ. Υπό αυτές τις συνθήκες η δευτερεύουσα ροή στην θέση γ είναι ηχητική και ισχύουν τα παρακάτω:

$$M_{sy} = 1$$

$$\frac{p_{sy}}{p_s} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{sy}^2\right)^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} \quad (2.7)$$

Όπου p_s η πίεση της δευτερεύουσας ροής στην είσοδο του ακροφυσίου. Εάν το εμβαδό της διατομής του τμήματος σταθερής διατομής του ακροφυσίου είναι A_k , τότε η διατομή που απομένει διαθέσιμη για την δευτερεύουσα ροή στην θέση γ προκύπτει :

$$A_{sy} = A_k - A_{py} \quad (2.8)$$

Μπορεί πλέον να υπολογιστεί η παροχή της δευτερεύουσας ροής:

$$m_s = \frac{p_s A_{sy}}{\sqrt{T_s}} \sqrt{\frac{\gamma \eta_s}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (2.9)$$

Βάσει των παραπάνω μπορεί να υπολογιστεί ο λόγος αναρρόφησης ω όταν η πίεση του ψυγείου είναι μικρότερη από την κρίσιμη:

$$\omega = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (2.10)$$

Στην θέση γ με γνωστούς τους αριθμούς Mach και τις θερμοκρασίες των δύο ροών υπολογίζονται οι ταχύτητες τους ως:

$$V_{py} = M_{py} \sqrt{\gamma R T_{py}} \quad (2.11)$$

$$V_{sy} = M_{sy} \sqrt{\gamma R T_{sy}} \quad (2.12)$$

Θεωρείται ότι η δευτερεύουσα ροή αναμειγνύεται με την πρωτεύουσα στην θέση m η οποία βρίσκεται κατάντι της θέσης γ . Εφαρμόζοντας αρχή διατήρησης της ορμής και της ενέργειας προκύπτουν:

$$(m_p + m_s) V_m = \eta_m (m_p V_{py} + m_s V_{sy}) \quad (2.13)$$

$$(m_p + m_s) \left(h_m + \frac{V_m^2}{2} \right) = m_p \left(h_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) + m_s \left(h_{sy} + \frac{V_{sy}^2}{2} \right) \quad (2.14)$$

Όπου V_m, T_m, h_m , η ταχύτητα, θερμοκρασία και ειδική στατική ενθαλπία της αναμειγμένης ροής αντίστοιχα. Ο βαθμός απόδοσης η_m εισάγεται για να ληφθούν υπόψη οι απώλειες κατά την ανάμειξη των δύο ροών. Ο αριθμός Mach M_m της αναμειγμένης ροής προκύπτει:

$$M_m = \frac{V_m}{\sqrt{\gamma R T_m}} \quad (2.15)$$

Στην συνέχεια προκαλείται κρουστικό κύμα και η πίεση της αναμειγμένης ροής αυξάνεται σε p_k :

$$\frac{p_k}{p_m} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_m^2 - 1) \quad (2.16)$$

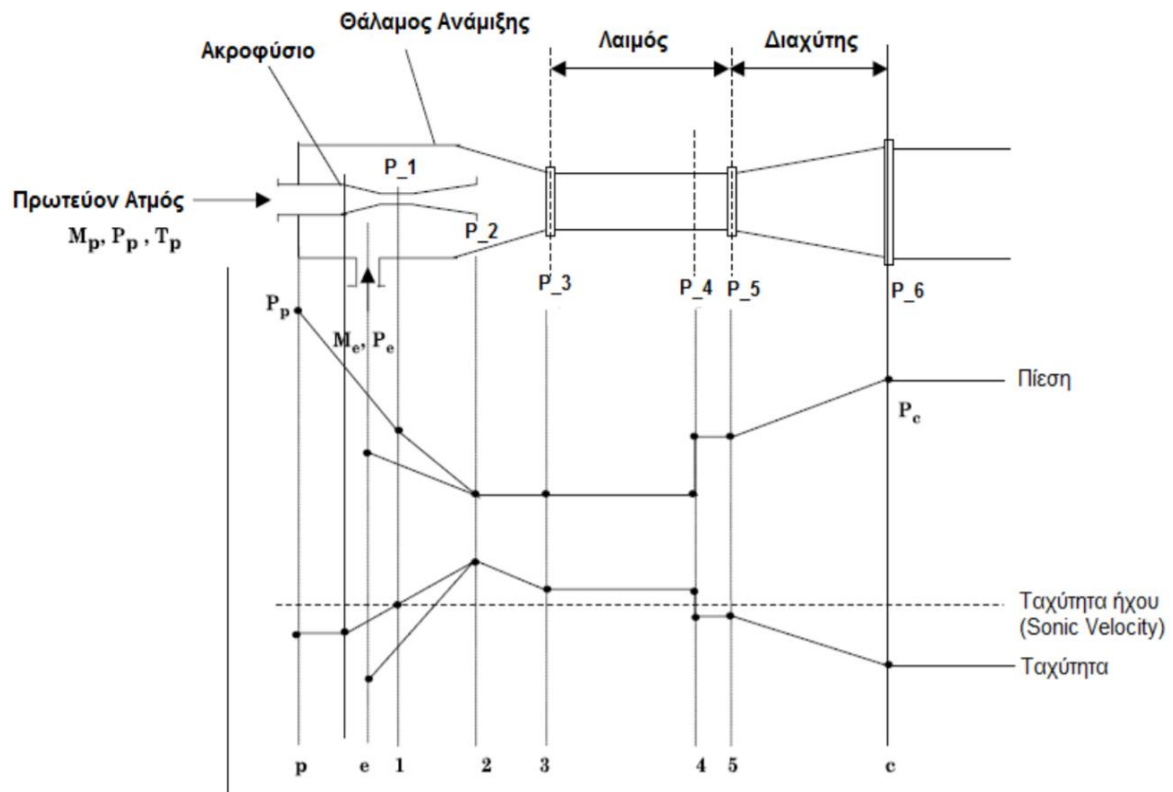
Και ο αριθμός Mach της ροής στην θέση αυτή:

$$M_k^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_m^2}{\gamma M_m^2 - \frac{\gamma-1}{2}} \quad (2.17)$$

Στον διαχύτη που ακολουθεί, αφού μελετάται η λειτουργία σε κρίσιμες συνθήκες, γίνεται περαιτέρω αύξηση της πίεσης της ροής μέχρι την κρίσιμη πίεση του ψυγείου:

$$\frac{P_{crit}}{P_k} = \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_k^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (2.18)$$

Στο σχήμα που ακολουθεί, φαίνεται μια συνοπτική ποιοτική απεικόνιση της μεταβολής των μεγεθών της πίεσης και της ταχύτητας κατά μήκος της συσκευής.



Εικόνα 2-1 Μεταβολή της πίεσης και της ταχύτητας των δύο ροών κατά μήκος του ακροφυσίου (ejector)

2.1.2 Λειτουργία σε υποκρίσιμες συνθήκες

Εάν η πίεση του ψυγείου είναι μεγαλύτερη από την κρίσιμη τότε η παροχή της δευτερεύουσας ροής παύει να είναι στραγγαλισμένη και μειώνεται γραμμικά με αύξηση της πίεσης. Η πίεση του ψυγείου για την οποία η δευτερεύουσα παροχή μηδενίζεται ονομάζεται breakdown pressure. Συνεπώς, με γνωστή την breakdown pressure καθορίζεται πλήρως η λειτουργία του ακροφυσίου στην υποκρίσιμη περιοχή. Για τον υπολογισμό της breakdown pressure ακολουθείται διαδικασία παρόμοια με την παραπάνω. Η παροχή μάζας της πρωτεύουσας ροής παραμένει σταθερή και στραγγαλισμένη, όπως υπολογίζεται από την εξίσωση (2.1). Στην συνέχεια εφαρμόζεται αρχή διατήρησης της ορμής και της ενέργειας θεωρώντας μηδενική παροχή μάζας της δευτερεύουσας ροής:

$$\dot{m}_p V_{mb} = \eta_{mb} \dot{m}_p V_{py} \quad (2.19)$$

$$\dot{m}_p \left(h_{mb} + \frac{V_{mb}^2}{2} \right) = \dot{m}_p \left(h_{py} + \frac{V_{py}^2}{2} \right) \quad (2.20)$$

Όπου ο βαθμός απόδοσης της ανάμειξης η_{mb} τώρα λαμβάνει μικρότερες τιμές από ότι σε κρίσιμες συνθήκες. Οι εξισώσεις (-) εφαρμόζονται κατ' αντιστοιχία με πριν.

$$M_{mb} = \frac{V_{mb}}{\sqrt{\gamma RT_{mb}}} \quad (2.21)$$

$$\frac{P_{kb}}{P_{mb}} = 1 + \frac{2\gamma}{\gamma+1} (M_{mb}^2 - 1) \quad (2.22)$$

$$M_{kb}^2 = \frac{1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{mb}^2}{\gamma M_{mb}^2 - \frac{\gamma-1}{2}} \quad (2.23)$$

Η breakdown pressure υπολογίζεται :

$$\frac{P_{break}}{P_{kb}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M_{kb}^2 \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (2.24)$$

Συνεπώς ο λόγος αναρρόφησης, στην περίπτωση της υποκρίσιμης λειτουργίας με πίεση ψυγείου p_c ισχύει

$$\omega_{subcrit} = \omega \frac{P_{break} - P_c}{P_{break} - P_{crit}} \quad (2.25)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) της εγκατάστασης:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} = \frac{\dot{m}_s (h_2 - h_5)}{\dot{m}_p (h_1 - h_6)} = \omega \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_6} \quad (2.26)$$

Στην παραπάνω έκφραση είναι εμφανής η εξάρτηση του συντελεστή συμπεριφοράς από τον λόγο αναρρόφησης. Στην υποκρίσιμη λειτουργία όπου ο λόγος αναρρόφησης μειώνεται με μεγάλο ρυθμό έχουμε αντίστοιχη μείωση και στον συντελεστή συμπεριφοράς της εγκατάστασης.

2.1.3 Οι συντελεστές απόδοσης των τμημάτων του ακροφυσίου

Η ακρίβεια των αποτελεσμάτων του παραπάνω μοντέλου βασίζεται στην ακρίβεια των συντελεστών η_{py} , η_m και η_{mb} . Σε παλαιότερες εργασίες αυτοί λαμβάνονταν σταθεροί με συνέπεια τα αποτελέσματα που προκύπταν να περιέχουν σημαντικά σφάλματα. Οι τιμές των παραπάνω συντελεστών εξαρτώνται από το φύση του εργαζόμενου ρευστού, την πίεση

και την θερμοκρασία της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής στις αντίστοιχες εισόδους στο ακροφύσιο, καθώς και από τις ακριβείς διαστάσεις του ακροφυσίου. Ο προσδιορισμός αυτών των συντελεστών μέχρι σήμερα δεν έχει επιτευχθεί θεωρητικά και απαιτείται πειραματική διακρίβωση των τιμών που λαμβάνουν. Πειραματικές διακρίβώσεις των συντελεστών αυτών έχουν πραγματοποιηθεί σε άλλες εργασίες. Περιληπτικά, γίνεται εκτέλεση πειραμάτων με ένα συγκεκριμένο εργαζόμενο ρευστό σε ακροφύσια διαφορετικών διαστάσεων υπό διαφορετικές θερμοκρασίες πίεσης και θερμοκρασίας και καταγράφονται οι τιμές που λαμβάνει η κρίσιμη και η breakdown πίεση καθώς και ο λόγος αναρρόφησης. Στην συνέχεια γίνεται η υπόθεση ότι οι συντελεστές απόδοσης περιγράφονται από πολυώνυμα τα οποία περιέχουν ως όρους τον λόγο πίεσης των δύο ροών και τον λόγο των διατομών A_k/A_t . Με μεθόδους αριθμητικής ανάλυσης γίνεται προσδιορισμός των συντελεστών των πολυωνύμων βάσει των πειραματικών αποτελεσμάτων. Ενδεικτικά αναφέρονται οι συντελεστές που προέκυψαν από τους Aggrey Mwesigye και Seth B. Dworkin [58] αξιοποιώντας πειραματικά αποτελέσματα των Huang et al [59] για εργαζόμενο μέσο R141b:

$$\eta_{py} = 0.836 + 0.02656 \frac{A_k}{A_t} - 0.01272 \frac{P_p}{P_s} \quad (2.27)$$

$$\eta_m = 0.9573 - 0.01588 \frac{A_k}{A_t} + 0.006627 \frac{P_p}{P_s} \quad (2.28)$$

$$\eta_{mb} = 0.7938 - 0.03511 \frac{A_k}{A_t} + 0.01231 \frac{P_p}{P_s} \quad (2.29)$$

Όπως αναφέρεται οι παραπάνω συντελεστές μπορούν να χρησιμοποιηθούν εντός των παρακάτω ορίων: λόγος διατομών $6.44 \leq \frac{A_k}{A_t} \leq 10.64$, θερμοκρασία δευτερεύουσας ροής

$8^{\circ}C \leq T_s \leq 12^{\circ}C$ και θερμοκρασία πρωτεύουσας ροής $78^{\circ}C \leq T_p \leq 95^{\circ}C$. Προκειμένου να υλοποιηθεί ακριβής διερεύνηση της λειτουργία του ακροφυσίου χρησιμοποιώντας διάφορα ψυκτικά μέσα, είναι απαραίτητη η γνώση των συντελεστών αυτών για κάθε ρευστό. Το παραπάνω απαιτεί να υπάρχουν διαθέσιμα τα πειραματικά δεδομένα της κρίσιμης πίεσης και του λόγου αναρρόφησης για κάθε ένα από τα διαπραγματευόμενα ψυκτικά μέσα, κάτι που δεν συναντάται στην βιβλιογραφία, με εξαιρέσεις συγκεκριμένων μόνο ρευστών. Αντί αυτού κρίνεται αναγκαία η διεξαγωγή παραμετρικής μελέτης για τους παραπάνω συντελεστές, οι οποίοι θα λαμβάνουν σταθερές τιμές, εντός του εύρους που καταλαμβάνουν στις ήδη υπάρχουσες εργασίες στην βιβλιογραφία. Συγκεκριμένα, μελετώνται 4 διαφορετικές περιπτώσεις για τους βαθμούς απόδοσης η_{py} και η_m :

- $\eta_{py} = 85\%$ και $\eta_m = 93\%$
- $\eta_{py} = 80\%$ και $\eta_m = 93\%$
- $\eta_{py} = 85\%$ και $\eta_m = 97\%$

- $\eta_{py} = 80\%$ και $\eta_m = 97\%$

Στην συνέχεια θα γίνει ανάλυση της επίδρασης της επιλεγόμενης τιμής των συντελεστών στα αποτελέσματα που προκύπτουν από το φυσικό μοντέλο του ακροφυσίου. Για τον βαθμό απόδοσης $\eta_{mb,0}$ οποίος χρησιμοποιείται για τον προσδιορισμό της breakdown πίεσης, αποφασίζεται να μην γίνει περεταίρω διερεύνηση, λόγω της δευτερεύουσας σημασίας της πίεσης αυτής, η οποία δεν επηρεάζει την απόδοση του συστήματος. Αντί αυτού γίνεται η παραδοχή ότι ισχύει $p_{break} = 1.05 p_{crit}$. Η παραπάνω παραδοχή έρχεται σε συμφωνία με την βιβλιογραφία (αναφορές) στην οποία φαίνεται ότι η breakdown pressure είναι 3%-7% μεγαλύτερη της κρίσιμης, αναλόγως των συνθηκών λειτουργίας.

2.2 Επαλήθευση της εγκυρότητας του μοντέλου

Για την επαλήθευση του μοντέλου του ακροφυσίου χρησιμοποιούνται πειραματικά αποτελέσματα για την κρίσιμη θερμοκρασία του συμπιεστή και του λόγου αναρρόφησης που έχουν δημοσιευθεί στην εργασία των Huang et al για το ψυκτικό R141b. Οι εκφράσεις για τους βαθμούς απόδοσης των τμημάτων του ακροφυσίου είναι αυτές που δίνονται από τους σχέσεις (2.27) έως (2.29). Η σύγκριση των πειραματικών με των υπολογιζόμενων αποτελεσμάτων φαίνεται στον πίνακα. Για τον λόγο αναρρόφησης προκύπτει μέσο σχετικό σφάλμα -3,84% με μέγιστο σχετικό σφάλμα -11,18%. Για την κρίσιμη θερμοκρασία του συμπυκνωτή υπολογίζεται μέσο σχετικό σφάλμα -3,09% και μέγιστο σφάλμα -5,63%.

Πίνακας 2-1 Επαλήθευση του φυσικού μοντέλου του ακροφυσίου με το ρευστό R141b

Λόγος διατομών A_k/A_t	Πειραματικά αποτελέσματα Huang et al				Αποτελέσματα παρούσας εργασίας			
	Tg (°C)	Te (°C)	Tcrit (°C)	ω	Tcrit (°C)	ω	Σφάλμα ω (%)	Σφάλμα Tcrit (%)
6,44	95	8	42,1	0,1859	42,45	0,1822	1,990	-0,831
	90	8	38,9	0,2246	39,6	0,2242	0,178	-1,799
	84	8	35,5	0,2880	36,13	0,2858	0,764	-1,775
	78	8	32,5	0,3257	32,63	0,3621	-11,176	-0,400
	95	12	42,5	0,2350	43,45	0,2454	-4,426	-2,235
	90	12	39,5	0,2946	40,56	0,2974	-0,950	-2,684
	84	12	36,0	0,3390	37,08	0,3729	-10,011	-2,989
6,99	90	8	37,5	0,2718	38,11	0,265	2,502	-1,627
	84	8	33,6	0,3117	34,64	0,3332	-6,898	-3,095
	78	8	29,5	0,3922	31,16	0,4175	-6,451	-5,627
7,73	95	8	38,6	0,2552	39,07	0,2669	-4,584	-1,218
	90	8	36,7	0,3040	36,21	0,32	-5,263	1,335
	84	8	32,3	0,3883	32,75	0,3971	-2,266	-1,393
	78	8	29,1	0,4609	29,30	0,4921	-6,769	-0,687
	95	12	38,7	0,3503	39,91	0,3467	1,027	-3,127
	90	12	36,0	0,4034	37,05	0,4117	-2,057	-2,917

	84	12	32,4	0,4790	33,64	0,5055	-5,532	-3,827
	78	12	29,4	0,6132	30,28	0,62	-1,108	-2,993
8,29	95	8	36,6	0,2814	38,40	0,2847	-1,172	-4,918
	90	8	33,7	0,3472	35,53	0,34	2,073	-5,430
	84	8	30,3	0,4241	31,39	0,4454	-5,022	-3,597
	78	8	27,0	0,4889	27,98	0,5212	-6,606	-3,629
9,41	95	8	33,9	0,3457	35,1	0,3773	-9,140	-3,539
	90	8	31,1	0,4446	32,25	0,4447	-0,022	-3,697
	84	8	27,7	0,5387	28,86	0,5421	-0,631	-4,187
	78	8	24,5	0,6250	25,54	0,6613	-5,808	-4,244
	95	12	34,6	0,4541	35,83	0,4786	-5,395	-3,554
	90	12	31,9	0,5422	33,04	0,5606	-3,393	-3,573
	84	12	28,7	0,6350	29,75	0,6781	-6,787	-3,658
	78	12	25,7	0,7412	26,58	0,8212	-10,793	-3,424
6,77	95	8	41,0	0,2043	41,56	0,2039	0,1957	-1,365
7,26	95	8	38,8	0,2273	40,27	0,2361	-3,871	-3,788
	95	12	39,3	0,3040	41,16	0,3098	-1,907	-4,732
8,25	95	8	37,1	0,2902	37,8	0,3011	-3,756	-1,886
9,17	95	8	34,2	0,3505	35,64	0,3615	-3,138	-4,210
	95	12	34,2	0,4048	36,39	0,4598	-13,586	-6,403
9,83	95	8	33,0	0,3937	34,17	0,4049	-2,844	-3,545
	95	12	33,1	0,4989	34,89	0,5116	-2,545	-5,407
10,64	95	8	31,3	0,4377	32,45	0,4581	-4,660	-3,674

Για την επαλήθευση του μοντέλου χρησιμοποιούνται τους πειραματικά δεδομένα για τον λόγο αναρρόφησης και του συντελεστή συμπεριφοράς COP από την εργασία των Shestopalov et al [60] για το ψυκτικό R245fa. Οι εκφράσεις για τους βαθμούς απόδοσης των τμημάτων του ακροφυσίου παρατίθενται από την εργασία των A. Mwesiye και S.Dworkin [58]:

$$\eta_{py} = 0,8279 + 0,00161 \frac{A_k}{A_t} + 0,00527 \left(\frac{p_g}{p_e} \right)^\gamma \quad (2.30)$$

$$\eta_m = 0,9303 - 0,005519 \frac{A_k}{A_t} + 0,00006586 \left(\frac{p_g}{p_e} \right)^\gamma \quad (2.31)$$

Η σύγκριση των πειραματικών με των υπολογιζόμενων αποτελεσμάτων φαίνεται στον πίνακα. Για τον λόγο αναρρόφησης προκύπτει μέσο σχετικό σφάλμα -4,79% ενώ για το COP -4,87%

Πίνακας 2-2 Επαλήθευση του φυσικού μοντέλου του ακροφυσίου με το ρευστό R245fa

Πειραματικά αποτελέσματα Shestopalov et al					Αποτελέσματα παρούσας εργασίας			
Area ratio	Tg (°C)	Te (°C)	ω	COP	ω_2	COP2	Σφάλμα ω (%)	Σφάλμα COP (%)
7,25	90	8	0,241	0,186	0,2531	0,1888	-5,021	-1,505
8,32	90	8	0,318	0,243	0,3436	0,2576	-8,050	-6,008
9,63	90	8	0,402	0,309	0,4243	0,3224	-5,547	-4,337
8,33	95	12	0,345	0,265	0,3604	0,2826	-4,464	-6,642
9,55	95	12	0,423	0,323	0,4321	0,342	-2,151	-5,882
11,06	95	12	0,536	0,411	0,5610	0,4451	-4,664	-8,297
9,71	100	16	0,471	0,358	0,5021	0,3812	-6,603	-6,480
11,14	100	16	0,575	0,440	0,5964	0,4632	-3,722	-5,273
12,89	100	16	0,744	0,571	0,7730	0,5910	-3,898	-3,684
9,55	95	8	0,328	0,245	0,3512	0,2643	-7,073	-7,878
9,55	95	12	0,425	0,342	0,4490	0,3471	-5,647	-1,491
9,55	95	16	0,55	0,435	0,5536	0,4390	-0,655	-0,920

2.3 Μοντελοποίηση του κύκλου ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

Για την μοντελοποίηση του κύκλου γίνονται αρχικά οι εξής παραδοχές:

- Μηδενικές απώλειες θερμότητας κατά μήκος όλων των συνιστωσών του κυκλώματος
- Μηδενικές απώλειες πίεσης στους εναλλάκτες θερμότητας (η πτώση πίεσης στους εναλλάκτες μελετάται σε επόμενο κεφάλαιο)
- Στην έξοδο των δύο ατμοποιητών το ψυκτικό βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού, ενώ στην έξοδο του συμπυκνωτή σε κατάσταση κορεσμένου υγρού (η επίδραση της υπόψυξης μελετάται σε επόμενο κεφάλαιο).
- Το έργο της αντλίας θεωρείται αμελητέο ως προς τα υπόλοιπα συναλλασσόμενα ποσά θερμότητας.
- Η πτώση πίεσης στην στραγγαλιστική βαλβίδα γίνεται ισηθαλπικά

Με δεδομένη την κατάσταση του ψυκτικού στην θέση 1 και 2 γίνεται επίλυση του θερμοδυναμικού κύκλου του κυκλώματος όπως φαίνεται παρακάτω:

Μεταβολή (1)-(2) →(3): Η ροή στην θέση 1 εισέρχεται στο ακροφύσιο και αναμειγνύεται με την ροή από την θέση 2. Η μέγιστη ανάκτηση πίεσης που πραγματοποιείται υπολογίζεται στην ενότητα 2.1.1 και αφορά την κρίσιμη πίεση. Το ψυκτικό στην θέση 3 βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού. Με δεδομένη την πίεση, η κατάσταση στη θέση 3

καθορίζεται από την ενθαλπία του ψυκτικού, η οποία υπολογίζεται εφαρμόζοντας αρχή διατήρησης της ενέργειας στο ακροφύσιο:

$$h_3 = \frac{\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2}{\dot{m}_1 + \dot{m}_2} \quad (2.32)$$

$$p_3 = p_{crit}$$

Μεταβολή (3)→(4): Η ροή στην θέση 3 εισέρχεται στον συμπυκνωτή, αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού δεδομένης της υπόψυξης στον συμπυκνωτή. Η κατάσταση στην θέση 4 προσδιορίζεται πλήρως δεδομένου ότι η μεταβολή είναι ισόθλιπτη:

$$p_4 = p_3$$

$$T_4 = T_{sat}(p_4) - \Delta T_{sub}$$

Μεταβολή (4)→(5): Η παροχή του ψυκτικού, που είναι υπεύθυνη για την παραγωγή του ψυκτικού αποτελέσματος, από την θέση (4) εισέρχεται στην στραγγαλιστική βαλβίδα και εκτονώνεται ισενθαλπικά μέχρι την χαμηλή πίεση του κύκλου, σε κατάσταση διφασικού μείγματος:

$$p_5 = p_2$$

$$h_5 = h_4$$

$$q_5 = q(p_5, h_5)$$

Μεταβολή (4)→(6): Το υπόλοιπο τμήμα της παροχής του ψυκτικού από την θέση (4) μεταβαίνει στην αντλία του συστήματος όπου υλοποιείται αύξηση της πίεσης της μέχρι την υψηλή πίεση του κύκλου, ενώ εξέρχεται από αυτήν σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού. Δεδομένου ότι στην κατάσταση αυτή το ψυκτικό μπορεί να θεωρηθεί με καλή προσέγγιση ασυμπίεστο, το έργο της αντλίας εκτιμάται αμελητέο και για αυτό η μεταβολή λογίζεται ως ισενθαλπική:

$$p_6 = p_1$$

$$h_6 = h_4$$

Μεταβολή (5)→(2): Το ψυκτικό παράγει το ψυκτικό αποτέλεσμα και θερμαίνεται ισόθλιπτα μέχρι κατάσταση κορεσμένου ατμού.

Μεταβολή (6)→(1): Το ψυκτικό θερμαίνεται μέχρι κατάσταση κορεσμένου ατμού από την εξωτερική πηγή θερμότητας.

Η ισχύς του ατμοποιητή υπολογίζεται ως:

$$Q_{gen} = \dot{m}_1 (h_1 - h_6) \quad (2.33)$$

Η ισχύς του ατμοποιητή υπολογίζεται:

$$Q_{evap} = \dot{m}_2 (h_2 - h_5) \quad (2.34)$$

Η ισχύς του συμπυκνωτή υπολογίζεται:

$$Q_{cond} = Q_{gen} + Q_{evap} = (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)(h_3 - h_4) \quad (2.35)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς της εγκατάστασης υπολογίζεται:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{gen}} = \frac{\dot{m}_2(h_2 - h_5)}{\dot{m}_1(h_1 - h_6)} = \omega \frac{h_2 - h_5}{h_1 - h_6} \quad (2.36)$$

2.4 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου

Για την συγκεκριμένη εφαρμογή υπάρχει η απαίτηση παραγωγής 5 kW ψυκτικού αποτελέσματος σε θερμοκρασία 8^o C (θέση 2-έξοδος evaporator). Η υψηλή θερμοκρασία του κύκλου (θέση 1-έξοδος generator) επιλέγεται 85^oC. Για το ψυκτικό μέσο R32 το οποίο έχει κρίσιμη θερμοκρασία 78,5^oC, η θερμοκρασία στην θέση 1 επιλέχθηκε 70^o C. Επίσης, όπως εξηγείται παρακάτω, γίνεται η επιλογή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης του εκάστοτε κύκλου στους 40 ^oC. Η επιλογή αυτή βασίζεται στο επιθυμητό εύρος συνθηκών λειτουργίας της εγκατάστασης. Γίνεται διερεύνηση για τις επιδόσεις διαφόρων υποψηφίων ψυκτικών μέσων τα οποία είναι δημοφιλή στην βιβλιογραφία που αφορά παρόμοιες εφαρμογές.

Πίνακας 2-3 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου του ακροφυσίου

Ψυκτική ισχύς	5000 W
Θερμοκρασία παραγωγής ψύξης	8 ^o C
Θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας	85 ^o C (70 ^o C για το R32)
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	40 ^o C
Θερμοκρασιακή διαφορά υπόψυξης	5 ^o C

Για κάθε ψυκτικό μέσο, με τις καταστάσεις του στις θέσεις 1 και 2 πλήρως καθορισμένες, υπολογίζουμε μέσω δοκιμών τον λόγο διατομών A_k/A_r του ακροφυσίου για τον οποίο η θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου είναι 40 ^oC . Η θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου μειώνεται ενώ το COP αυξάνεται όσο αυξάνεται η τιμή του λόγου διατομών. Στην συνέχεια με γνωστό τον λόγο αυτό, προσδιορίζονται οι διάμετροι των δύο διατομών λαμβάνοντας υπόψη την παροχή που πρέπει να διακινείται στο σύστημα για να επιτευχθεί ψυκτική ισχύς 5000W.

2.5 Μοντελοποίηση του κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμού

Το κύκλωμα ψύξης με συμπίεση ατμού θα αποτελείται από έναν ατμοποιητή, έναν συμπιεστή, τον κοινό με το σύστημα ψύξης σε ακροφύσιο συμπυκνωτή, καθώς και μια στραγγαλιστική βαλβίδα, όπως φαίνεται στο σχήμα.

Μεταβολή 7→8: Το ψυκτικό που βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού εισέρχεται στον συμπιεστή όπου η πίεση του αυξάνεται μέχρι την υψηλή πίεση του κύκλου. Η συμπίεση πραγματοποιείται με μια τιμή ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή.

$$\begin{aligned}T_7 &= 8^{\circ}C \\p_7 &= p_{sat}(T_7) \\s_7 &= s_{sat}(T_7) \\h_7 &= h_{sat}(T_7) \\p_8 &= p_3 \\h_{8is} &= h(p_8, s_7) \\h_8 &= h_7 + \frac{h_{8is} - h_7}{\eta_{Cis}} \\T_8 &= T(h_8, p_8)\end{aligned}$$

Μεταβολή 8→9: Το ψυκτικό μέσο βρίσκεται σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και εισέρχεται στον συμπυκνωτή, στο οποίο αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση υπόψυκτου υγρού.

$$\begin{aligned}p_9 &= p_8 \\h_9 &= h_{satliq}(p_9) \\T_9 &= T_{satliq}(p_9)\end{aligned}$$

Μεταβολή 9→10: Μετά τον συμπυκνωτή το ψυκτικό διέρχεται δια της στραγγαλιστικής διάταξης όπου η πίεση του ρευστού μειώνεται από την υψηλή στην χαμηλή πίεση του κύκλου. Η μεταβολή θεωρείται με καλή προσέγγιση ισενθαλπική.

$$\begin{aligned}h_{10} &= h_9 \\p_{10} &= p_7 \\T_{10} &= T_7 \\x_{10} &= x(p_{10}, h_{10})\end{aligned}$$

2.6 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου του κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών

Ο ατμοποιητής του συστήματος θα παράγει ψυκτικό αποτέλεσμα 5000 W, σε θερμοκρασία 8° C, ενώ στην έξοδο του συμπιεστή η πίεση του ψυκτικού μέσου θα είναι ίση με εκείνη της θέσης 3 του κυκλώματος με το ακροφύσιο. Η υπόψυξη στον συμπυκνωτή εκτιμάται στους 5° C, ενώ ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή εκτιμάται 75%.

Πίνακας 2-4 Παράμετροι εισόδου του μοντέλου ψύξης με συμπίεση ατμών

Ψυκτική ισχύς	5000 W
Θερμοκρασία ατμοποίησης	8 ^o C
Θερμοκρασία συμπύκνωσης	40 ^o C
Υπόψυξη συμπυκνωτή	5 ^o C
Υπερθέρμανση ατμοποιητή	5 ^o C
Ισεντροπικός βαθμός απόδοσης συμπιεστή	75 %

2.7 Μοντελοποίηση εναλλακτών θερμότητας

Παρακάτω παρατίθεται η μέθοδος βάσει της οποίας πραγματοποιήθηκε η διαστασιολόγηση του συμπυκνωτή. Οι παράμετροι εισόδου του μοντέλου ήταν οι εκάστοτε θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του ψυχρού και του θερμού ρεύματος στον συμπυκνωτή, καθώς και οι επιθυμητές πιέσεις εισόδου στα δύο ρεύματα. Επιπλέον λαμβάνοντας υπόψη την παροχή μάζας του θερμού ρεύματος υπολογίστηκε η παροχή του ψυχρού. Στόχος της διαδικασίας, η οποία εκτελείται επαναληπτικά, είναι η εύρεση του μικρότερου δυνατού εναλλάκτη στον οποίο μπορεί να υλοποιηθεί η ζητούμενη διεργασία.

Το πλάτος της επιφάνειας συναλλαγής L_w μεταβάλλεται σε κάθε επανάληψη μεταξύ δύο προκαθορισμένων τιμών. Το ύψος της επιφάνειας συναλλαγής της πλάκας L_p , υπολογίζεται ως:

$$L_p = L_v - D_p, \text{ όπου } L_v = L_{tot} - D_p \quad (2.37)-(2.38)$$

Όπου L_{tot} είναι το συνολικό ύψος της επιφάνειας συναλλαγής σε κάθε επανάληψη, με μέγιστη και ελάχιστη τιμή η οποία δίνεται συναρτήσει του L_w :

$$L_{tot_{min}} = 1,1L_w \text{ και } L_{tot_{max}} = 2,5L_w \quad (2.39)-(2.40)$$

Ενώ D_p η διάμετρος των στομιών εισόδου η οποία υπολογίζεται ανάλογα με το πλάτος και το μήκος σε κάθε σημείο του εναλλάκτη. Παρακάτω συνοψίζονται τα υπόλοιπα γεωμετρικά μεγέθη του συμπυκνωτή

Πίνακας 2-5 Γεωμετρικά χαρακτηριστικά μοντελοποίησης εναλλακτών

Πάχος πλάκας b	0,7 mm
Γωνία αυλακώσεων πλάκας	60 ^o
Απόσταση μεταξύ καναλιών d	2,5 mm
Συντελεστής μεγέθυνσης	1,25
Συντελεστής θερμική αγωγιμότητας πλάκας	16,2 W/m K
Επιφάνεια ροής ρευστού ανά αυλάκωση A_{ch}	dL_w

Επιφάνεια συναλλαγής ανά πλάκα A_{lp}	$L_w L_p$
Υδραυλική διάμετρος D_h	$\frac{4dL_w}{2(d+\phi L_w)}$

Με γνωστές τις θερμοκρασίες εισόδου και εξόδου του θερμού και του ψυχρού ρεύματος υπολογίζεται η μέση λογαριθμική θερμοκρασιακή διαφορά:

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \quad (2.41)$$

Όπου οι δείκτες h και c αφορούν το θερμό και το ψυχρό ρεύμα, ενώ οι δείκτες i και o αφορούν την είσοδο και την έξοδο του συμπυκνωτή αντίστοιχα.

Κατά την λειτουργία του συμπυκνωτή το θερμό ρεύμα εισέρχεται σε αυτόν σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού και μεταβαίνει στην κατάσταση κορεσμού στο πρώτο τμήμα του συμπυκνωτή. Συνεπώς στο τμήμα αυτό έχουμε συναλλαγή θερμότητας μεταξύ μονοφασικών ροών και η μελέτη της γίνεται ως εξής: Έχοντας γνωστά τα θερμοδυναμικά μεγέθη για τα δύο ρεύματα, εκτελείται επαναληπτική διαδικασία διαμερίζοντας τον συμπυκνωτή σε N ίσα τμήματα. Προκειμένου να γίνει ο προσδιορισμός του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας δια συναγωγής για κάθε διαμέρισμα, υπολογίζονται οι αριθμοί Reynolds, Prandtl και Nusselt:

$$Re_h = \frac{G_h D_h}{\mu_h} \text{ και } Re_c = \frac{G_c D_h}{\mu_c} \quad (2.42)$$

$$Pr_h = \frac{Cp_h \mu_h}{\lambda_h} \text{ και } Pr_c = \frac{Cp_c \mu_c}{\lambda_c} \quad (2.43)$$

$$Nu_h = 0,122 Pr_h^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_h}{\eta_{wall,h}}\right)^{\frac{1}{6}} \left(\xi Re_h^2 \sin(2\varphi)\right)^{0,374}$$

$$Nu_c = 0,122 Pr_c^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_c}{\eta_{wall,c}}\right)^{\frac{1}{6}} \left(\xi Re_c^2 \sin(2\varphi)\right)^{0,374} \quad (2.45)$$

Όπου ξ συντελεστής τριβής που δίνεται σύμφωνα με τις παρακάτω εκφράσεις, ανάλογα με τον αριθμό Reynolds:

$$\frac{1}{\sqrt{\xi}} = \frac{\cos \beta}{\sqrt{0,18 \tan \beta + 0,36 \sin \beta + \frac{\xi_0}{\cos \beta}}} + \frac{1 - \cos \beta}{\sqrt{\xi_1}} \quad (2.46)$$

όπου

$$\xi_0 = \frac{64}{Re_c} \text{ αν } Re_c \leq 2000 \quad (2.47)$$

$$\xi_0 = (1,8 \log Re_c - 1,5)^{-2} \text{ αν } Re_c \geq 2000 \quad (2.48)$$

$$\xi_1 = \frac{597}{Re} + 3,85 \text{ αν } Re_h \leq 2000 \quad (2.49)$$

$$\xi_1 = \frac{39}{Re^{0,289}} \text{ αν } Re_h \geq 2000 \quad (2.50)$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας με συναγωγή μπορεί να υπολογιστεί:

$$a_h = \frac{Nu_h \lambda_h}{D_h} \text{ και } a_c = \frac{Nu_c \lambda_c}{D_h} \quad (2.51)$$

Ο συνολικός συντελεστής θερμικής αγωγιμότητας υπολογίζεται από την παρακάτω έκφραση:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{a_c} + \frac{1}{a_h} + \frac{t}{k_w} 25 \times 10^{-6}} \quad (2.52)$$

Η θερμότητα που συναλλάσσεται σε κάθε τμήμα του συμπυκνωτή προκύπτει:

$$Q_N = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (2.53)$$

Και βάσει αυτής υπολογίζεται η απαιτούμενη επιφάνεια του τμήματος του συμπυκνωτή όπου το ψυκτικό είναι σε κατάσταση υπέρθερμου ατμού:

$$A_N = \frac{Q_N}{\Delta T_{lm} U} \quad (2.54)$$

Στην συνέχεια εφαρμόζεται αντίστοιχη διαδικασία για το τμήμα του συμπυκνωτή στο οποίο πραγματοποιείται η συμπύκνωση του ψυκτικού μέσου. Συγκεκριμένα υπολογίζεται η μέση θερμοκρασία της πλάκας του εναλλάκτη ως το ημίθροισμα των μέσων θερμοκρασιών του θερμού και του ψυχρού ρεύματος:

$$T_{plate} = \frac{T_{h,avg} + T_{c,avg}}{2}, \text{ με } T_{h,avg} = \frac{T_{h,i} + T_{h,o}}{2} \text{ και } T_{c,avg} = \frac{T_{c,i} + T_{c,o}}{2} \quad (2.55)-(2.57)$$

Η μέση θερμοκρασία του τοιχώματος της πλάκας υπολογίζεται ως το ημίθροισμα της θερμοκρασίας της πλάκας και της μέσης θερμοκρασίας εκάστοτε ρεύματος:

$$T_{wall,h} = \frac{T_{plate} + T_{h,avg}}{2} \text{ και } T_{wall,c} = \frac{T_{plate} + T_{c,avg}}{2} \quad (2.58)-(2.59)$$

Ακολουθείται και πάλι επαναληπτική διαδικασία διαμέρισης του εναλλάκτη σε N τμήματα. Υπολογίζεται η ισοδύναμη παροχή μάζας του θερμού τμήματος:

$$G_{h,eq} = G_h \left(1 - q + q \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_g}} \right) \quad (2.60)$$

όπου q η ξηρότητα του ψυκτικού, ρ_f και ρ_g η πυκνότητα του κορεσμένου υγρού και του κορεσμένου αερίου αντίστοιχα στην πίεση λειτουργίας του εναλλάκτη, ενώ G_h η παροχή μάζας ανά μονάδα εμβαδού ανά κανάλι. Οι αριθμοί Reynolds, Prandlt και Nusselt δίνονται από τις εκφράσεις:

$$Re_h = \frac{G_h D_h}{\mu_h} \quad (2.61)$$

$$Pr_h = \frac{Cp_h \mu_h}{\lambda_h} \quad (2.62)$$

$$Nu_h = G_1 Re_h^{G_2} Pr_h^{\frac{1}{3}} \quad (2.63)$$

Όπου οι συντελεστές G_1 και G_2 στην έκφραση του Prandlt υπολογίζονται από τις σχέσεις:

$$G_1 = 11,22 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{-2,83} \beta^{-4,5} \text{ και } G_2 = 0,35 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{0,23} \beta^{1,48} \quad (2.64)$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας δια συναγωγής για το θερμό ρεύμα υπολογίζεται:

$$a_h = \frac{Nu_h \lambda_h}{D_h} \quad (2.65)$$

Η τιμή του συντελεστή τριβής υπολογίζεται από τις εξισώσεις ()-(), και υπολογίζεται ο αριθμός Nusselt για το ψυχρό ρεύμα με βάση την σχέση:

$$Nu_c = 0,122 Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\eta_c}{\eta_{wall,c}} \right)^{\frac{1}{6}} \left(\xi Re_c^2 \sin(2\varphi) \right)^{0,374} \quad (2.66)$$

Ο συντελεστής μεταφοράς θερμότητας δια συναγωγής για το ψυχρό ρεύμα και ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας υπολογίζονται:

$$a_c = \frac{Nu_c \lambda_c}{D_h} \text{ και } U = \frac{1}{\frac{1}{a_c} + \frac{1}{a_h} + \frac{t}{k_w} 25 \times 10^{-6}} \quad (2.67)-(2.68)$$

Η θερμότητα που μεταφέρεται στο ψυχρό ρεύμα υπολογίζεται:

$$Q_i = \dot{m}_c (h_{c,o} - h_{c,i}) \quad (2.69)$$

Τέλος, η απαιτούμενη στοιχειώδης επιφάνεια προκύπτει ίση με:

$$A_i = \frac{Q_i}{\Delta T_{lm} U} \quad (2.70)$$

Σημειώνεται ότι κατά την μετάβαση από το κάθε τμήμα του συμπυκνωτή στο επόμενο, γίνεται χρήση του επαγωγικού σχήματος:

$$h_{h,o}(i) = h_{h,i}(i+1), \quad h_{c,i}(i) = h_{c,o}(i+1) \quad \text{και} \quad q_{h,o} = q_{h,i}(i+1)$$

Έχοντας ήδη υπολογίσει τις μέσες θερμοκρασίες της πλάκας και των δύο ρευμάτων και την ισοδύναμη παροχή μάζας, προσδιορίζουμε για το θερμό και το ψυχρό ρεύμα την ταχύτητα ανά κανάλι:

$$v_h = \frac{G_h}{\rho_h} \quad \text{και} \quad v_c = \frac{G_c}{\rho_c} \quad (2.71)$$

Ο συντελεστής τριβής για την περίπτωση διφασικής ροής προκύπτει από την έκφραση:

$$\xi_{2\phi} = G_3 \text{Re}_h^{G_4} \quad (2.72)$$

όπου οι συντελεστές G_3 και G_4 δίνονται από τις σχέσεις:

$$G_3 = 3521,1 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{4,17} \beta^{-7,75} \quad \text{και} \quad G_4 = -1,024 \left(\frac{\Lambda}{D_h} \right)^{0,0925} \beta^{-1,3}$$

Η πτώση πίεσης για το θερμό ρεύμα υπολογίζεται από τη σχέση:

$$\Delta p_h = \frac{\xi_{2\phi} L_v}{D_h} \frac{G_{h,eq}^2}{\rho_f} \quad (2.73)$$

Ενώ, η πτώση πίεσης για το ψυχρό ρεύμα υπολογίζεται:

$$\Delta p_c = \frac{\xi L_v}{D_h} \frac{\rho v_c^2}{2} \quad (2.74)$$

Κεφάλαιο 3. ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ

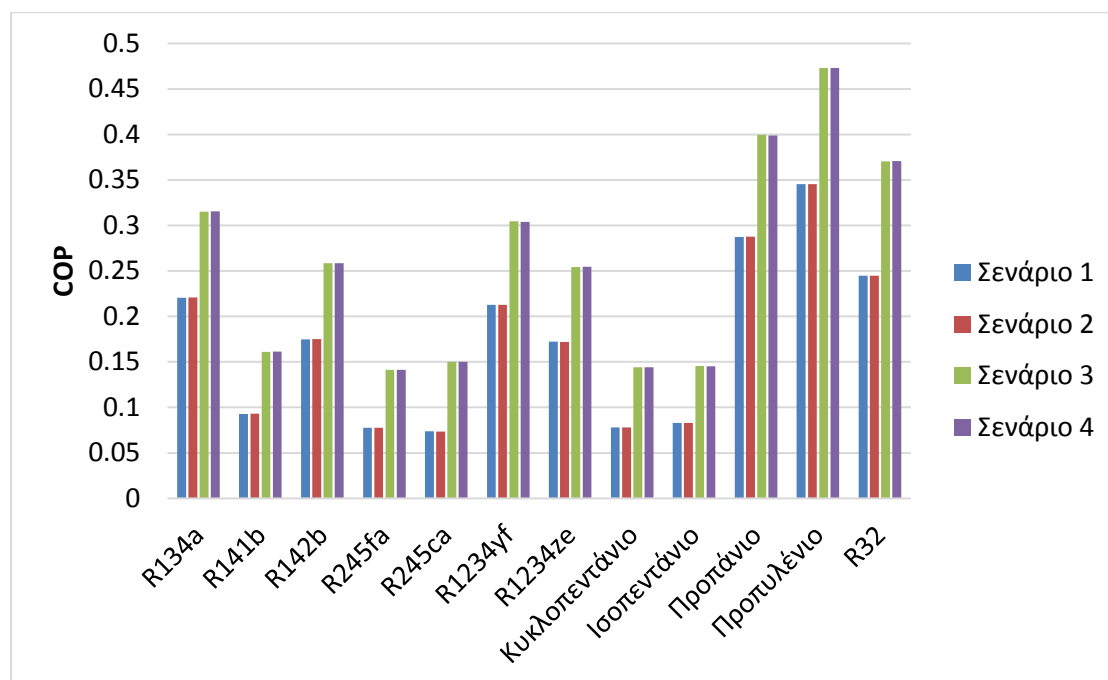
3.1 Αποτελέσματα για τον κύκλο του ακροφυσίου

Όπως προαναφέρθηκε, εξετάστηκαν 4 διαφορετικά σενάρια που αφορούν τους βαθμούς απόδοσης των τμημάτων του ακροφυσίου. Περιγραφή των σεναρίων φαίνεται στον πίνακα 3-1.

Πίνακας 3-1 Βαθμοί απόδοσης του ακροφυσίου για τα διαφορετικά εξεταζόμενα σενάρια

	Βαθμός απόδοσης η_m	Βαθμός απόδοσης η_{py}
Σενάριο 1	93%	85%
Σενάριο 2	93%	80%
Σενάριο 3	97%	85%
Σενάριο 4	97%	80%

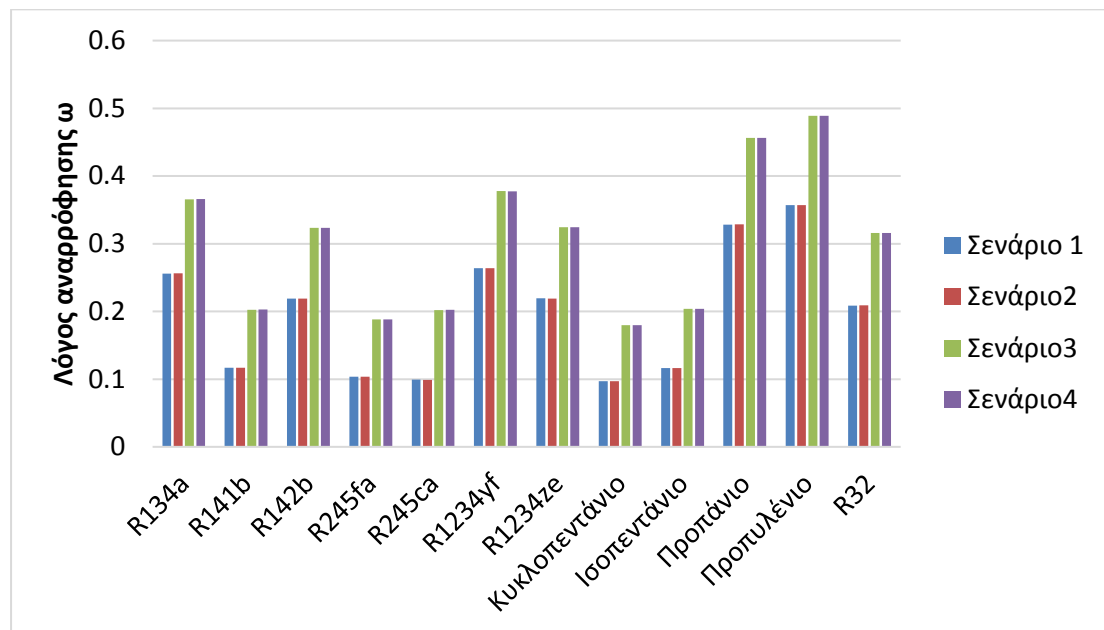
Τα οργανικά ψυκτικά μέσα προπυλένιο και προπάνιο φαίνεται να πετυχαίνουν το μεγαλύτερο COP (μέση τιμή 0,41 και 0,34 αντίστοιχα). Υψηλή επίδοση επιτυγχάνουν τα ρευστά R1234yf και R1234ze με μέσο COP για τα 4 σενάρια 0,36 και 0,21 αντίστοιχα ενώ και το R32 με μέσο COP 0,31. Αναλυτικότερα, οι επιδόσεις των διαφόρων ψυκτικών μέσων ως προς τον επιτεύξιμο συντελεστή συμπεριφοράς φαίνονται στο διάγραμμα 3-1.



Εικόνα 3-1 Συντελεστής συμπεριφοράς για το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο

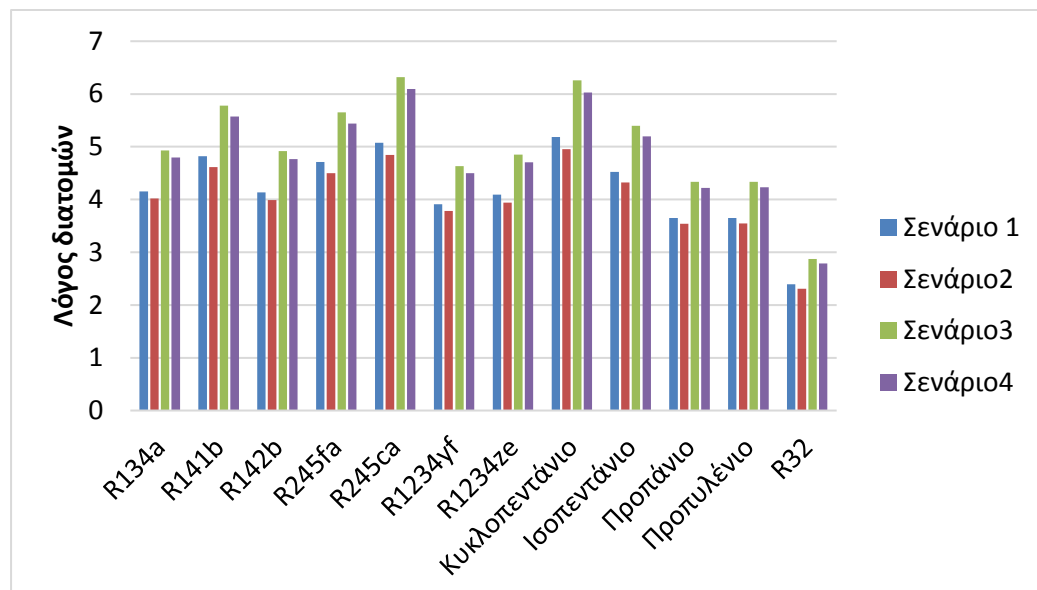
Στο διάγραμμα 3-2 φαίνονται οι λόγοι αναρρόφησης που επιτυγχάνονται στις συνθήκες λειτουργίας της εγκατάστασης για τα 4 διαφορετικά εξεταζόμενα σενάρια. Παρατηρούμε ότι το προπυλένιο και το προπάνιο πετυχαίνουν τους μεγαλύτερους λόγους αναρρόφησης με μέση τιμή για τα 4 σενάρια 0,42 και 0,39 αντίστοιχα. Αντιθέτως, το ψυκτικό R245fa και το κυκλοπεντάνιο πετυχαίνουν του μικρότερους λόγους αναρρόφησης 0,14 και 0,13 αντίστοιχα. Εδώ παρατηρείται εύκολα η επίδραση που έχει η τιμή του λόγου αναρρόφησης

στον συντελεστή συμπεριφοράς COP, δεδομένου ότι το προπυλένιο και το προπάνιο πετυχαίνουν το μεγαλύτερο COP, ενώ το R245fa και κυκλοπεντάνιο τα 2 από τα 3 μικρότερα COP.



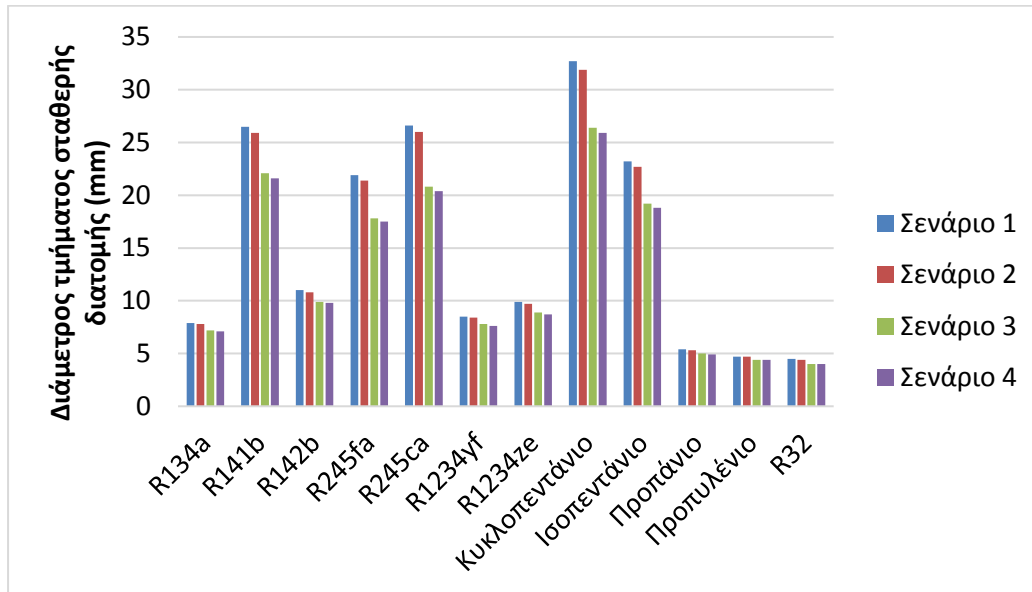
Εικόνα 3-2 Λόγος αναρρόφησης ακροφυσίου

Στο διάγραμμα 3-3 φαίνονται οι λόγοι διατομών της περιοχής σταθερής διατομής προς την διατομή του λαιμού του πρωτεύοντος ακροφυσίου για τις οποίες επιτυγχάνονται οι παραπάνω συντελεστές συμπεριφοράς. Για ένα συγκεκριμένο ψυκτικό μέσο με σταθερές συνθήκες στις θέσεις 1 και 2 της εγκατάστασης, γεωμετρικά όμοια ακροφύσια (δηλαδή ακροφύσια με ίδιο λόγο διατομών και διαφορετικό μέγεθος) επιτυγχάνουν την ίδια ακριβώς τιμή συντελεστή συμπεριφοράς COP.



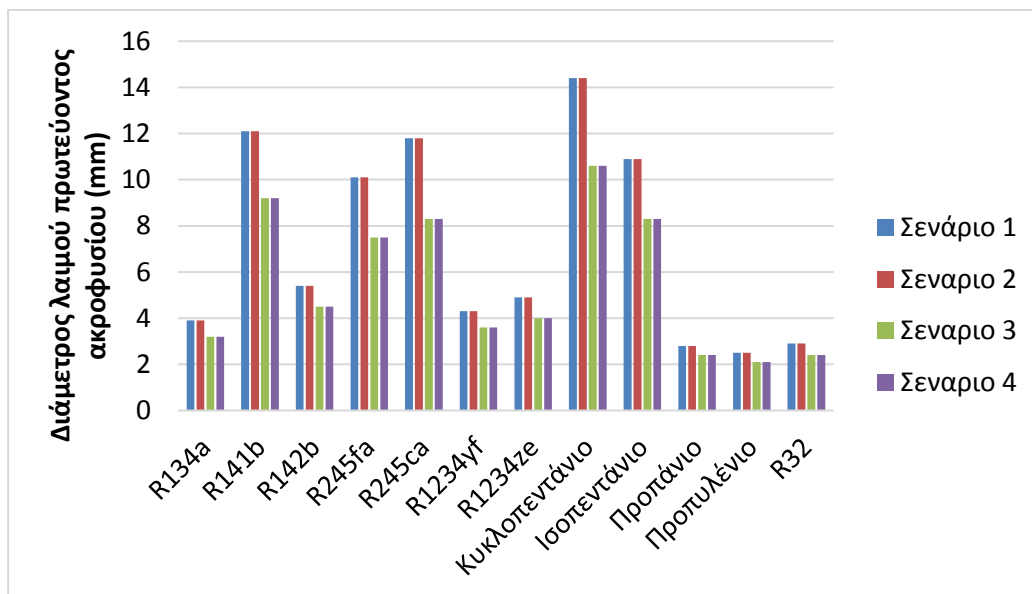
Εικόνα 3-3 Λόγοι διατομών ακροφυσίου για την επίτευξη των αναφερόμενων COP

Στο διάγραμμα 3-4 φαίνεται η απαιτούμενη διάμετρος της περιοχής σταθερής διατομής του ακροφυσίου προκειμένου να είναι επιτεύξιμη ψυκτική ισχύς της εγκατάστασης 5000 W. Το μέγεθος της διατομής αυτής είναι ένα μέτρο του συνολικού μεγέθους του ακροφυσίου που απαιτείται και αποτελεί κατασκευαστική παράμετρο που πρέπει να ληφθεί υπόψη στην τελική επιλογή του ρευστού.

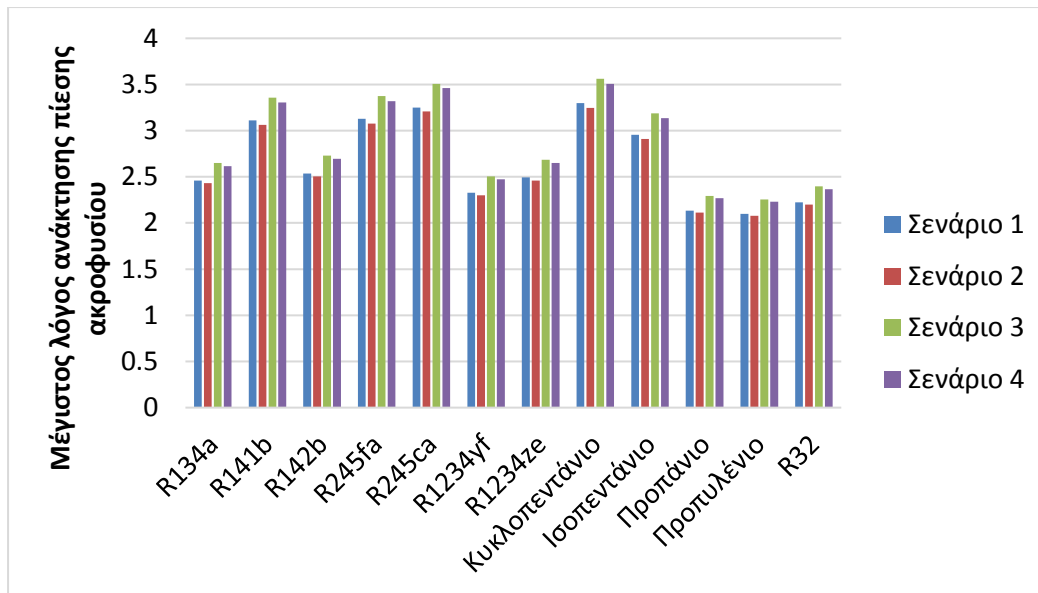


Εικόνα 3-4 Διαστασιολόγηση διαμέτρου τμήματος σταθερής διατομής του ακροφυσίου

Στο διάγραμμα 3-5 παρουσιάζεται η απαραίτητη διάμετρος του λαιμού του πρωτεύοντος ακροφυσίου για τα ακροφύσια των διαφόρων ρευστών για τα 4 σενάρια. Η διάμετρος αυτή προκύπτει από τον λόγο διατομών (διάγραμμα) και την διάμετρο του τμήματος σταθερής διατομής (διάγραμμα).

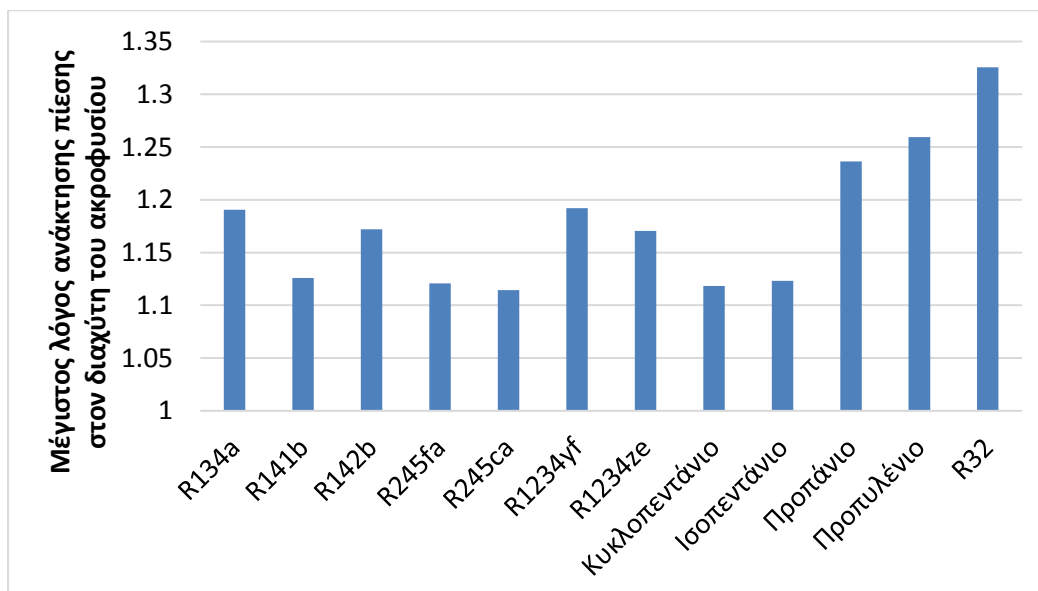


Εικόνα 3-5 Διαστασιολόγηση διαμέτρου λαιμού πρωτεύοντος ακροφυσίου



Εικόνα 3-6 Μέγιστη δυνατή ανάκτηση πίεσης ακροφυσίου

Στο διάγραμμα 3-6 απεικονίζεται η μέγιστος λόγος ανάκτησης πίεσης που μπορεί να επιτύχει το εκάστοτε ακροφύσιο για λειτουργία του ακροφυσίου στην κρίσιμη περιοχή. Ο μέγιστος λόγος ανάκτησης αντιστοιχεί στην κρίσιμη πίεση κατάντι του ακροφυσίου. Η πίεση κατάντι του ακροφυσίου μπορεί να ελεγχθεί με ρύθμιση της παροχής του δευτερεύοντος κυκλώματος του συμπυκνωτή και οφείλει να παραμένει μικρότερη ή ίση της κρίσιμης προκειμένου να είναι αποδοτικός ο κύκλος ψύξης. Η ανάκτηση πίεση πραγματοποιείται σε δύο φάσεις εντός του ακροφυσίου, όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο της εισαγωγής, αρχικά λόγω του κρουστικού κύματος μετά την ανάμειξη των δύο ροών και στην συνέχεια στον διαχύτη του ακροφυσίου.



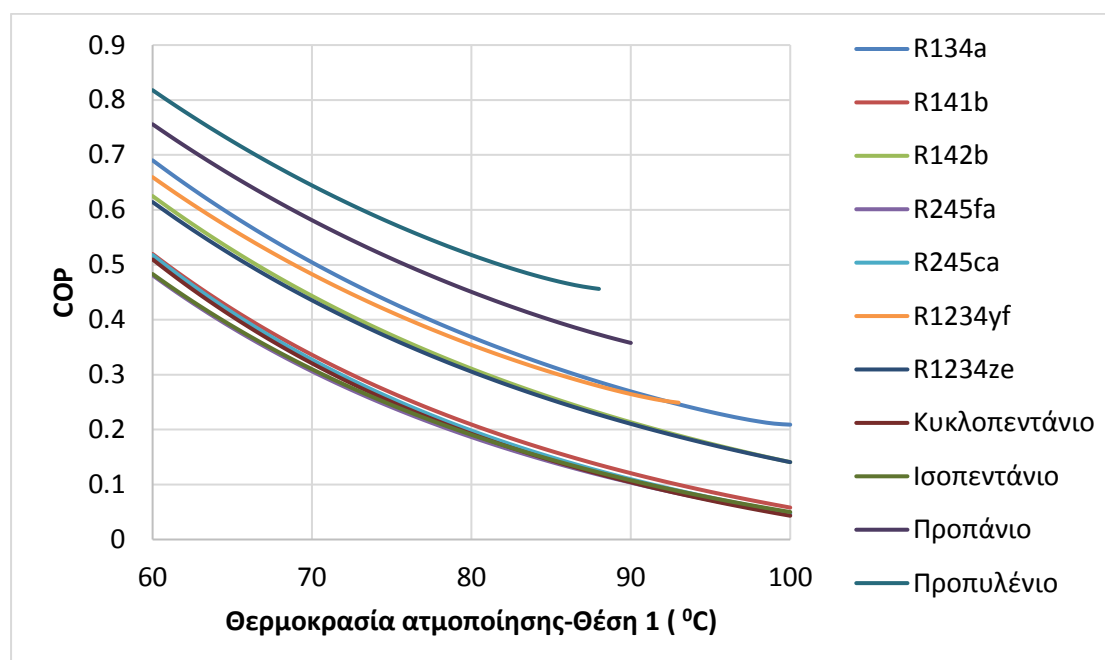
Εικόνα 3-7 Επιθυμητή ανάκτηση πίεσης διαχύτη του ακροφυσίου

Ο επιθυμητός λόγος ανάκτησης πίεσης που οφείλει να επιτυγχάνει ο διαχύτης του ακροφυσίου φαίνεται για τα διάφορα ρευστά στο διάγραμμα 3-7. Ο διαχύτης του

ακροφυσίου πραγματοποιεί μικρό μόνο τμήμα της ανάκτησης πίεσης, η λειτουργία του όμως είναι σημαντική για την επίτευξη των επιθυμητών αποδόσεων του ακροφυσίου.

3.1.2 Επίδραση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας και παραγωγής ψύξης

Προτού παρατεθούν τα αποτελέσματα της διερεύνησης του συστήματος κρίνεται σκόπιμο να συζητηθούν οι επιδράσεις που έχουν στον υπολογισμό των παραμέτρων απόδοσης του συστήματος οι θερμοκρασίες πρόσδοσης θερμότητας και παραγωγής ψύξης. Στο διάγραμμα 3-8 παρουσιάζονται οι συντελεστές συμπεριφοράς του συστήματος ψύξης με ακροφύσιο για τα διάφορα εξεταζόμενα ρευστά. Οι γεωμετρικοί λόγοι των διατομών των ακροφυσίων που χρησιμοποιούνται για να παραχθούν τα αποτελέσματα του διαγράμματος αναφέρονται σε επόμενο κεφάλαιο καθώς έχουν δευτερεύουσα σημασία στην κατανόηση των μεγεθών που παρουσιάζονται. Σε πρώτη φάση αναφέρεται ότι τα μεγέθη που απεικονίζονται δεν αφορούν ένα συγκεκριμένο ακροφύσιο, αλλά, για κάθε ρευστό, έχει χρησιμοποιηθεί ακροφύσιο τέτοιο ώστε να βελτιστοποιείται η απόδοση του συστήματος στις υπόψη συνθήκες λειτουργίας.

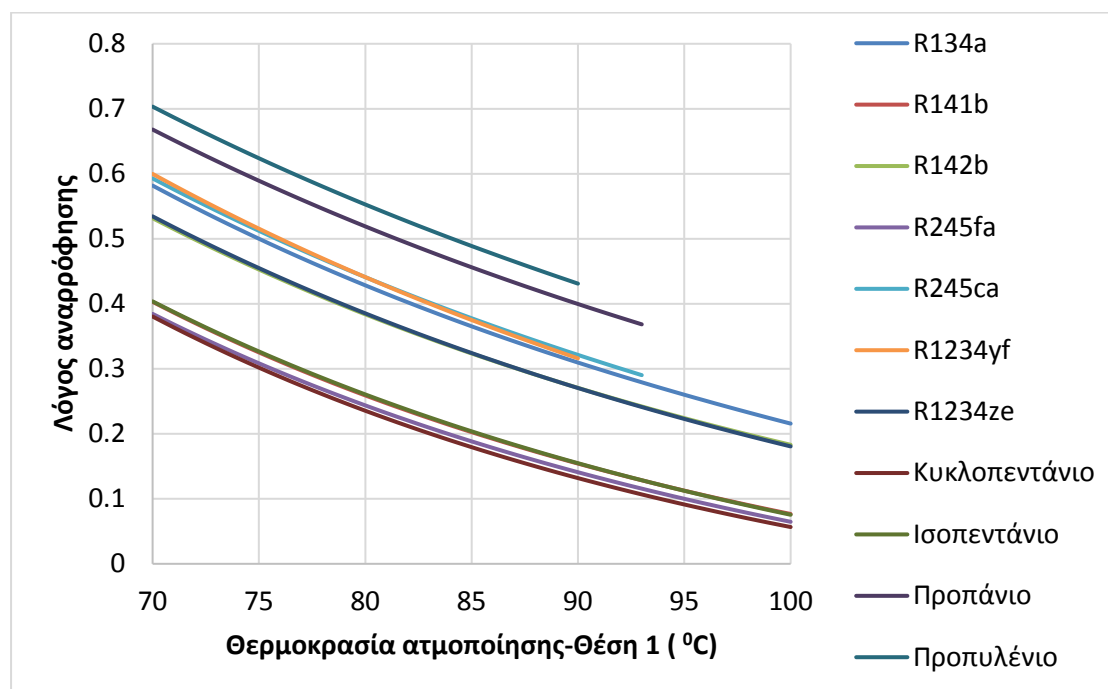


Εικόνα 3-8 Μεταβολή COP διάταξης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας

Όπως εύκολα παρατηρείται από το διάγραμμα, για σταθερή θερμοκρασία παραγωγής ψύξης ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) του συστήματος, μειώνεται σημαντικά με αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας του συστήματος. Αυτό αποτελεί ιδιαιτερότητα των συστημάτων ψύξης σε ακροφύσιο έναντι εναλλακτικών συστημάτων, στα οποία αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας προκαλεί αύξηση του COP. Σε αυτό το σημείο να σημειωθεί ότι για κάποια ρευστά δεν απεικονίζεται η μεταβολή του COP σε όλο το εύρος των διαγραμμάτων καθώς υπάρχουν περιορισμοί από την κρίσιμη θερμοκρασία του εκάστοτε ρευστού.

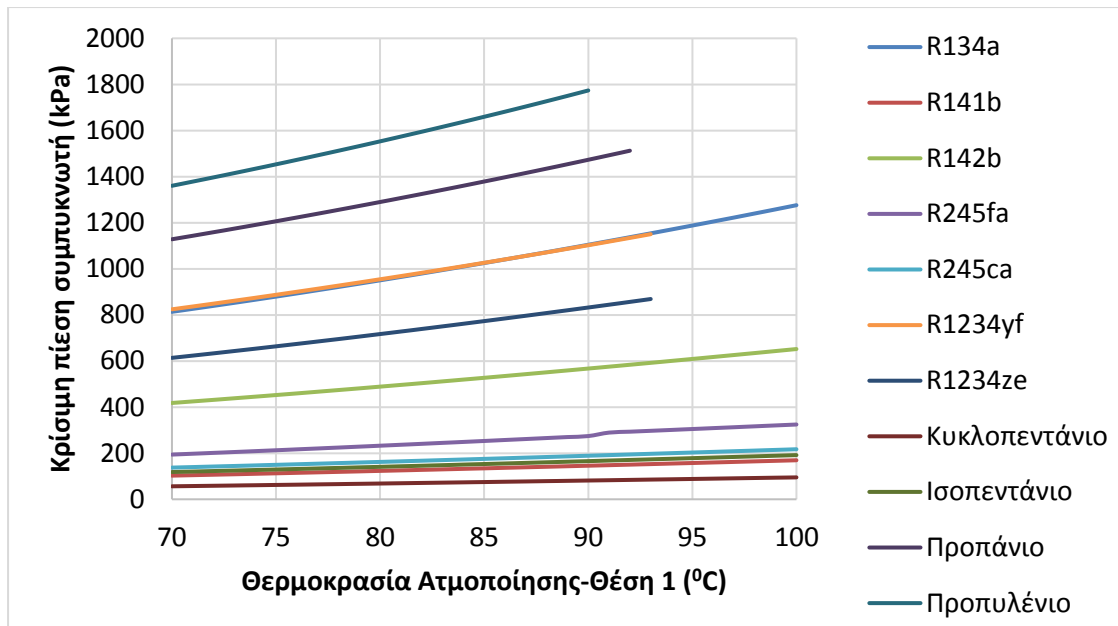
Η μείωση στο COP με αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας είναι άμεση συνέπεια αντίστοιχης μείωσης του λόγου αναρρόφησης που επιτυγχάνεται στο ακροφύσιο,

πάλι με αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας, όπως παρουσιάζεται στο διάγραμμα 3-9. Η σημασία του λόγου αναρρόφησης στην απόδοση του συστήματος έχει ήδη συζητηθεί σε προηγούμενο κεφάλαιο ενώ θα συζητηθεί και σε κεφάλαιο που ακολουθεί.



Εικόνα 3-9 Μεταβολή λόγου αναρρόφησης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας

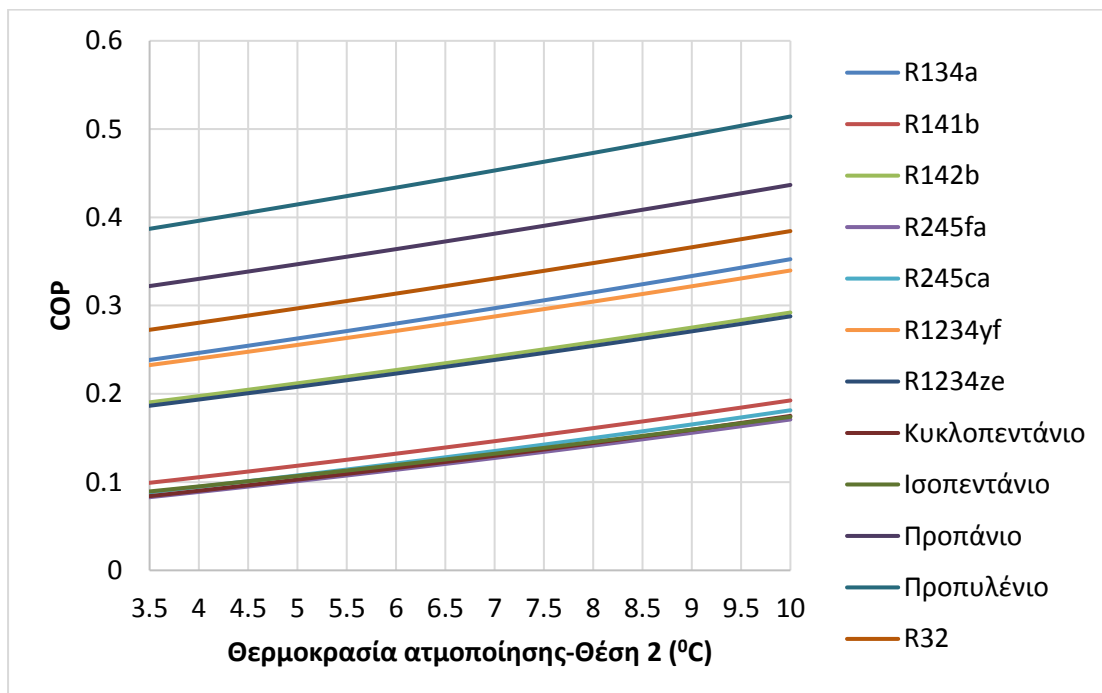
Το μεγαλύτερο κέρδος που μπορεί να επιτευχθεί με αύξηση της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας στο σύστημα είναι η αύξηση της τιμής της κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή, κατάντι του ακροφυσίου, όπως απεικονίζεται στο διάγραμμα 3-10. Με αύξηση της κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή, επεκτείνεται το εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης καθώς είναι δυνατή η περαιτέρω αύξηση της πίεσης του συμπυκνωτή προκειμένου η διάταξη να ανταποκρίνεται ικανοποιητικά σε πιο αντίξοες συνθήκες λειτουργίας (μεγαλύτερη θερμοκρασία περιβάλλοντος).



Εικόνα 3-10 Μεταβολή κρίσιμης πίεσης με την θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας

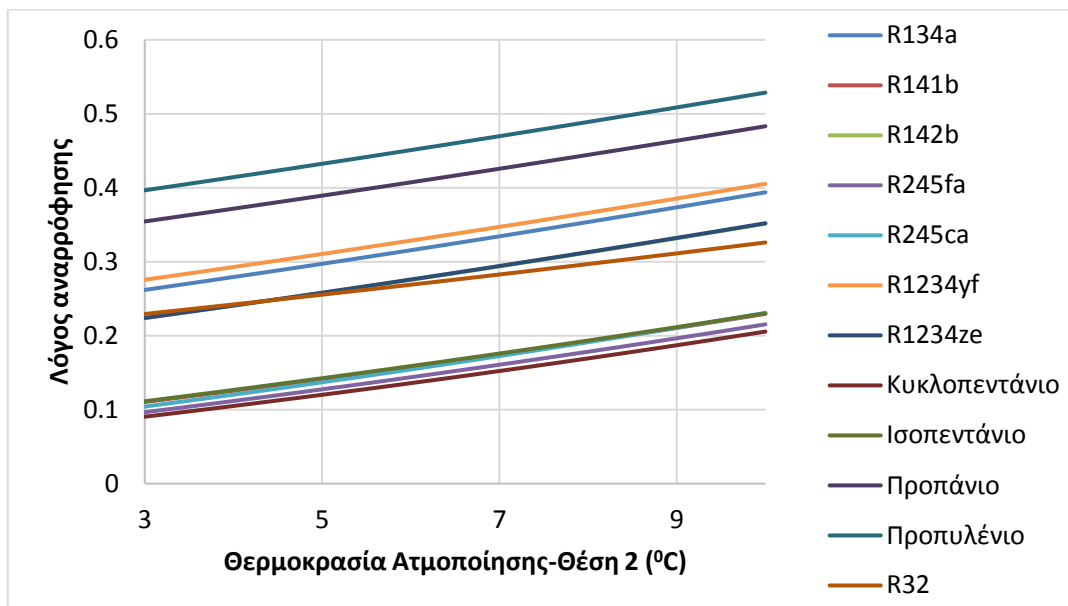
Συνοψίζοντας, αύξηση της θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας (θέση 1-ατμοποιητής) προκαλεί μείωση του COP της εγκατάστασης, με ταυτόχρονο όμως κέρδος την αύξηση της κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή.

Η επίδραση της θερμοκρασίας παραγωγής ψύξης είναι αντίθετη εκείνης της θερμοκρασία πρόσδοσης θερμότητας και είναι όμοια με εκείνη των συμβατικών συστημάτων ψύξης, όπως παρουσιάζεται στο διάγραμμα 3-11. Αύξηση της θερμοκρασίας ψύξης προκαλεί αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς COP του συστήματος.



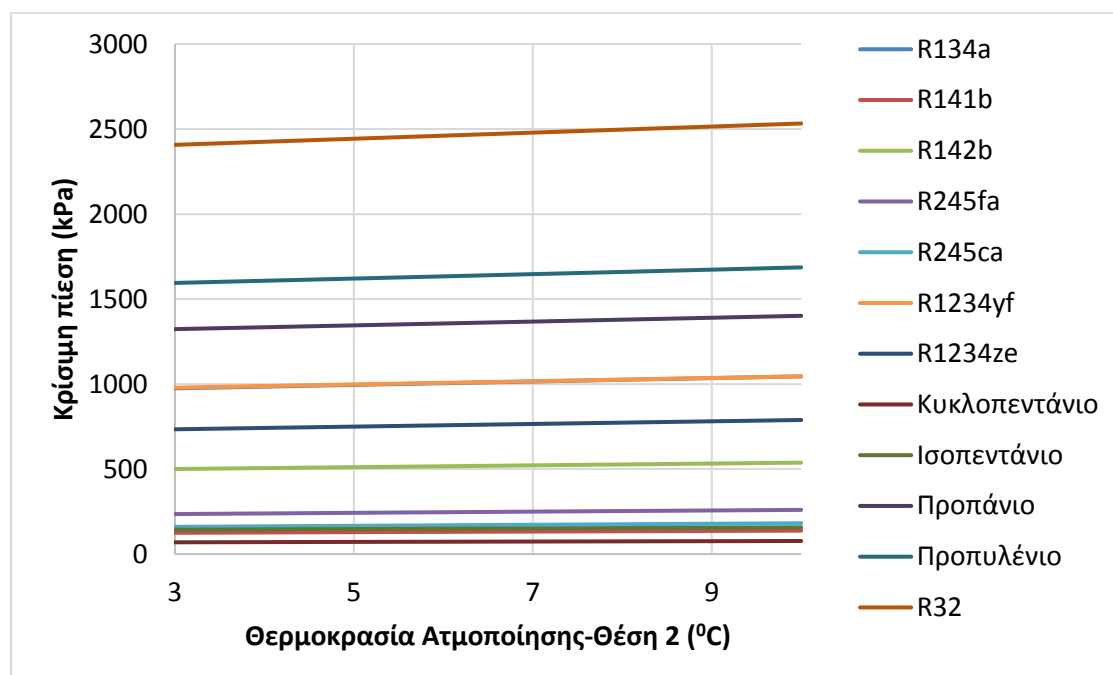
Εικόνα 3-11 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης

Αν και τα παραπάνω αποτελέσματα είναι συνέπεια πολλών παραγόντων, ο σημαντικότερος είναι η αύξηση του λόγου αναρρόφησης για αντίστοιχη αύξηση της θερμοκρασίας παραγωγής ψύξης, όπως φαίνεται στο διάγραμμα



Εικόνα 3-12 Μεταβολή λόγου αναρρόφησης με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης

Ταυτόχρονα με την αύξηση του COP και του λόγου αναρρόφησης της διάταξης, αύξηση της θερμοκρασίας παραγωγής ψύξης προκαλεί και αύξηση της κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή, επιτρέποντας την λειτουργία του ακροφυσίου στην στραγγαλισμένη περιοχή, για μεγαλύτερο εύρος πιέσεων κατάντι αυτού. Τα σχετικά αποτελέσματα παρουσιάζονται στο διάγραμμα 3-13



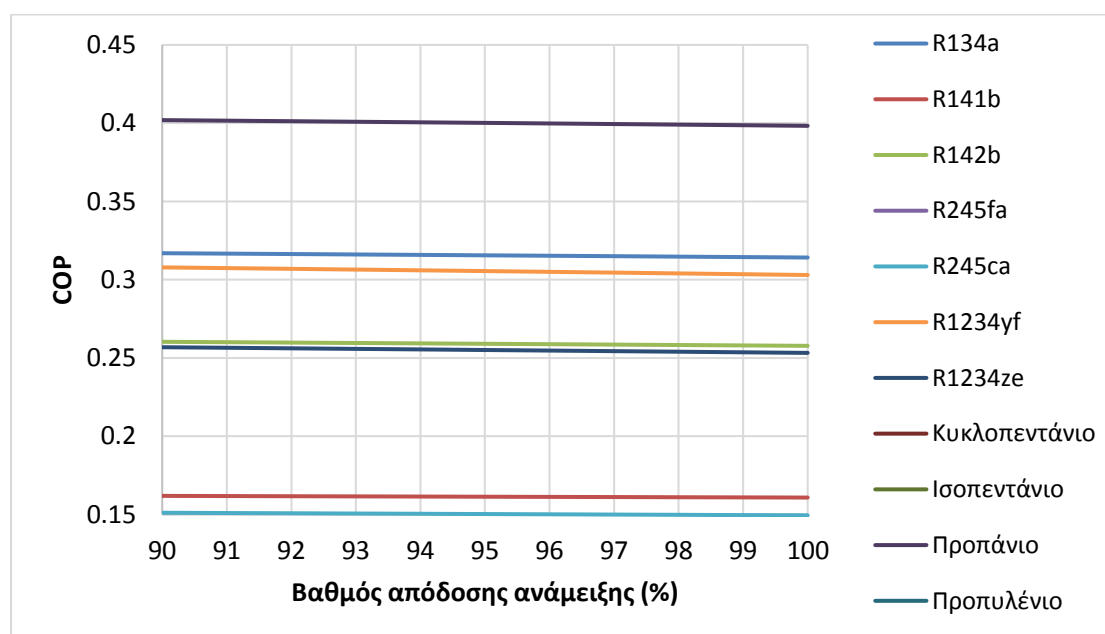
Εικόνα 3-13 Μεταβολή κρίσιμης πίεσης με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης

Η τελική επιλογή της θερμοκρασίας πρόσδοσης θερμότητας και παραγωγής ψύξης οφείλει να λάβει υπόψη τα λειτουργικά χαρακτηριστικά της εφαρμογής (δυνατότητες πηγής παροχής θερμότητας, επιθυμητή θερμοκρασία κλιματισμού-ψύξης, επιθυμητό εύρος λειτουργίας και κόστος).

3.1.2 Η επίδραση της τιμής των βαθμών απόδοσης στα αποτελέσματα

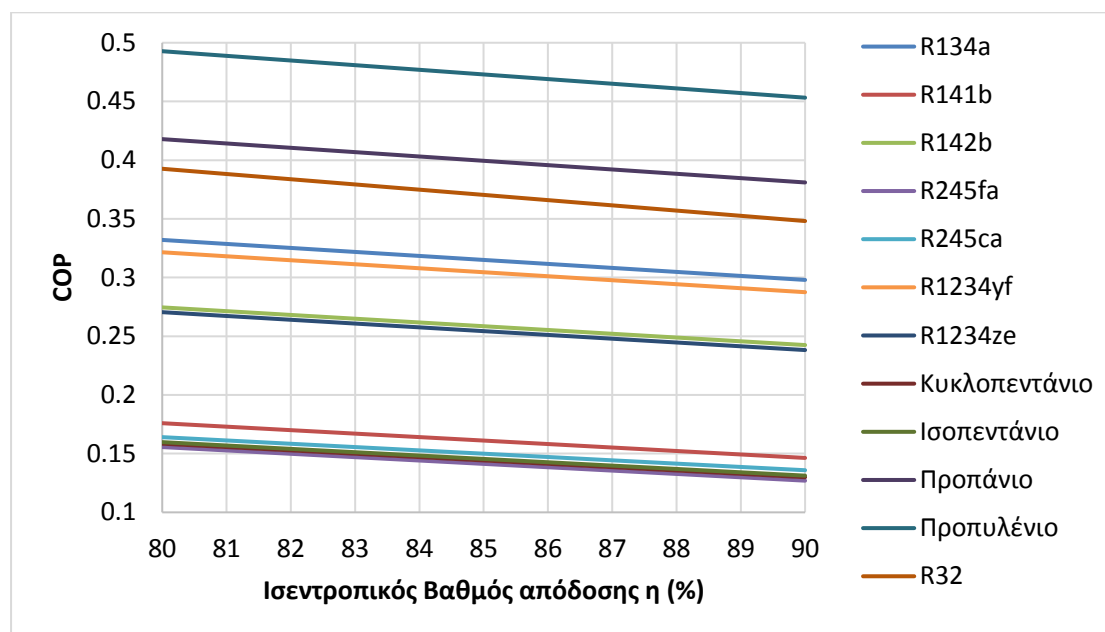
Όπως αναφέρθηκε στο κεφάλαιο, ο προσδιορισμός των βαθμών απόδοσης των τμημάτων του ακροφυσίου σε όλο το εύρος λειτουργίας της συσκευής γίνεται πειραματικά. Από την βιβλιογραφία απουσιάζουν οι εκφράσεις των βαθμών απόδοσης για την πλειοψηφία των εξεταζόμενων ρευστών και για αυτό έγινε διερεύνηση με την υπόθεση 4 διαφορετικών σεναρίων για τους βαθμούς απόδοσης και βάση αυτών επιλέχθηκαν οι κατάλληλοι λόγοι των 2 βασικών διατομών του ακροφυσίου, όπως παρουσιάζονται στο διάγραμμα. Ενδιαφέρον παρουσιάζει η κατανόηση της επίδρασης των βαθμών απόδοσης στις βασικές παραμέτρους του συστήματος και το τι συμβαίνει στην περίπτωση όπου έχει αποφασισθεί η τοποθέτηση συγκεκριμένου ακροφυσίου για το οποίο έχουν υποεκτιμηθεί ή υπερεκτιμηθεί οι βαθμοί απόδοσης.

Στο διάγραμμα φαίνεται η επίδραση που έχει στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ο βαθμός απόδοσης ανάμειξης του ακροφυσίου, για τους λόγους διατομών που υπολογίστηκαν για το σενάριο 1. Αν ο βαθμός απόδοσης κυμαίνεται στο εύρος 85%-95% τότε η μέγιστη απόκλιση μεταξύ των υπολογιζόμενων ρευστών βρίσκεται εντός του εύρους 0,25%-1,67% και μέση τιμή απόκλισης 1,01%. Συνεπώς, εάν η αρχική εκτίμηση για τον βαθμό απόδοσης της ανάμειξης που πραγματοποιείται στο τμήμα σταθερής διατομής του ακροφυσίου είναι λανθασμένη και η πραγματική του τιμή στις υπόψη συνθήκες λειτουργίας βρίσκεται στο παραπάνω διάστημα τότε αυτό δεν θα έχει σοβαρή επίπτωση στην υπολογιζόμενη τιμή του COP.



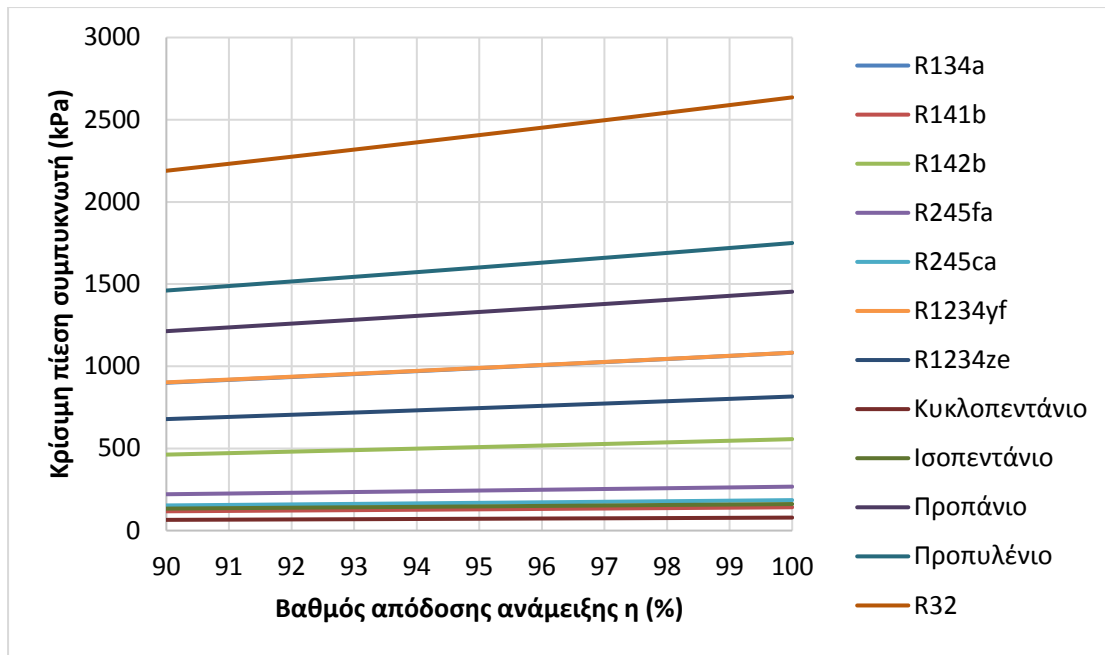
Εικόνα 3-14 Απόκλιση COP ανάλογα τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης

Αντιθέτως, η επιλογή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης η_{py} έχει σημαντικότερη επίδραση στον συντελεστή συμπεριφοράς της μελετώμενης διάταξης. Στο διάγραμμα παρουσιάζεται η μεταβολή του COP ανάλογα με την επιλεγόμενη τιμή του βαθμού απόδοσης η_{py} . Παρατηρείται ότι με αύξηση του η_{py} ο συντελεστής συμπεριφοράς του συστήματος μειώνεται με γραμμικό ρυθμό. Συγκεκριμένα αν το η_{py} μεταβάλλεται στο διάστημα 80%-90% υπολογίζεται μεταβολή στο COP εντός του εύρους 8,6%-15,25% με μέση τιμή 12,11%. Συνεπώς ανάλογα με την επιλογή του η_{py} αναμένεται να εισαχθεί σφάλμα στον υπολογισμό του COP της τάξεως που αναφέρεται παραπάνω.



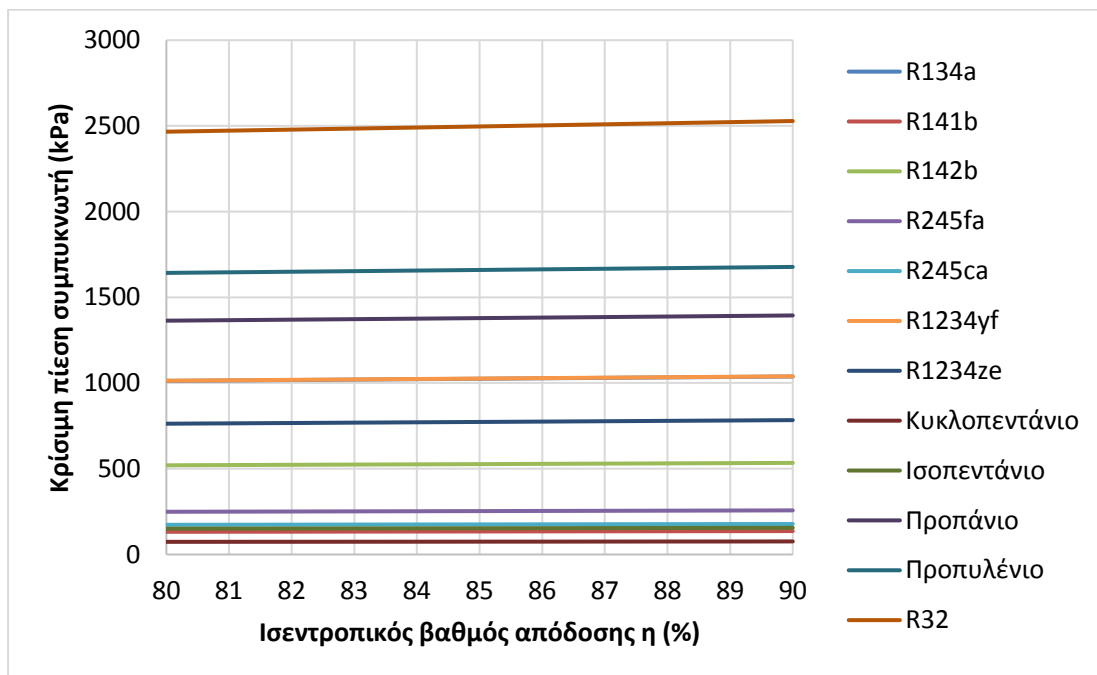
Εικόνα 3-15 Απόκλιση COP ανάλογα τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης

Οι δύο επιλεγόμενοι βαθμοί απόδοσης έχουν επίδραση και στην υπολογιζόμενη κρίσιμη πίεση του συμπυκνωτή. Η επίγνωση του εύρους εντός του οποίου είναι πιθανό να βρίσκεται η κρίσιμη πίεση είναι μεγάλης σημασίας καθώς από αυτήν καθορίζεται το εφικτό εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης. Συγκεκριμένα, στο διάγραμμα απεικονίζεται η επίδραση του βαθμού απόδοσης της ανάμειξης στην υπολογιζόμενη κρίσιμη πίεση κατάντι του ακροφυσίου. Παρατηρείται εύκολα γραμμική εξάρτηση της από τον βαθμό απόδοσης και αύξηση της τιμής της με αντίστοιχη αύξηση αυτού. Η απόκλιση στην υπολογιζόμενη κρίσιμη πίεση για όλα τα εργαζόμενα ψυκτικά ρευστά βρίσκεται εντός του εύρους 16,41%-18,23% με μέση τιμή 17,57%. Είναι εμφανές ότι η επιλογή του βαθμού απόδοσης η_m έχει σημαντικό αντίκτυπο στην κρίσιμη πίεση που προκύπτει



Εικόνα 3-16 Απόκλιση κρίσιμης πίεσης ανάλογα τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης

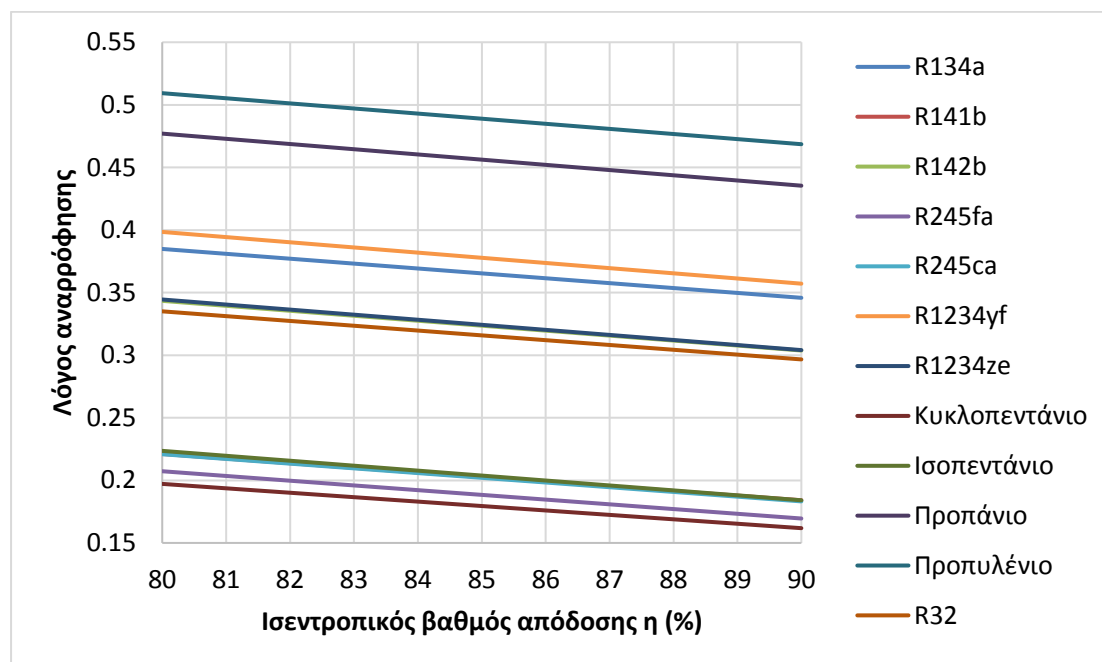
Παρόμοια με τον βαθμό απόδοσης ανάμειξης, αύξηση της επιλεγόμενης τιμής για τον ισητροπικό βαθμό απόδοσης η_{PV} προκαλεί αύξηση της υπολογιζόμενης κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή, με σημαντικά μικρότερη όμως ένταση. Αναλυτικότερα, για τα διάφορα ρευστά, διακύμανση του ισητροπικού βαθμού απόδοσης στο διάστημα 80%-90%, προκαλεί διακύμανση της κρίσιμης πίεσης που προκύπτει κατά την επίλυση του μοντέλου στο εύρος 2,15%-3,05% με μέση τιμή 2,64%. Εύκολα προκύπτει το συμπέρασμα ότι μια λανθασμένη εκτίμηση του ισητροπικού βαθμού απόδοσης δεν εισάγει σημαντικό σφάλμα στην τιμή που υπολογίζεται για την κρίσιμη πίεση του συμπυκνωτή.



Εικόνα 3-17 Απόκλιση κρίσιμης πίεσης ανάλογα τον ισητροπικό βαθμό απόδοσης

Η υπολογιζόμενη τιμή του λόγου αναρρόφησης, δηλαδή του λόγου της παροχής της δευτερεύουσας ροής προς την παροχή της πρωτεύουσας, έχει μεγάλη σημασία στην διαστασιολόγηση του ακροφυσίου προκειμένου να επιτυγχάνεται το επιθυμητό ψυκτικό αποτέλεσμα καθώς και στην διαμόρφωση του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος, όπως έχει προαναφερθεί ήδη σε προηγούμενη ενότητα.

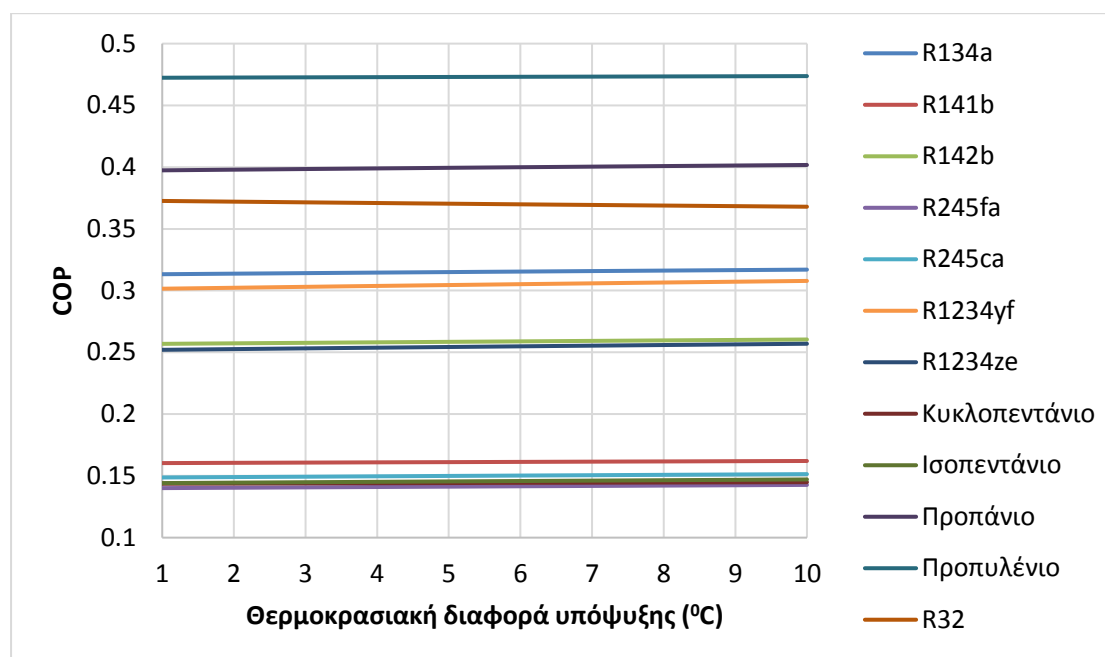
Ο βαθμός απόδοσης της ανάμειξης δεν έχει καμία επίδραση στην τιμή του λόγου αναρρόφησης, όπως προκύπτει από την μελέτη του συστήματος. Αυτό σημαίνει ότι η επίδραση του βαθμού απόδοσης ανάμειξης στον συντελεστή συμπεριφοράς COP που παρουσιάζεται στο διάγραμμα δεν υλοποιείται μέσω του λόγου αναρρόφησης αλλά εξαιτίας της μεταβολής των θερμοδυναμικών μεγεθών της αναμεμειγμένης ροής κατάντι της θέσης ανάμειξης της πρωτεύουσας και της δευτερεύουσας ροής. Αντίθετα, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης η_{pg} έχει άμεση επίδραση στην υπολογιζόμενη τιμή του λόγου αναρρόφησης, όπως απεικονίζεται στο διάγραμμα. Συγκεκριμένα, με αύξηση του ισεντροπικού βαθμού προκαλείται μείωση του λόγου αναρρόφησης του ακροφυσίου. Για διακύμανση του η_{pg} στο διάστημα 80%-90% προκύπτει αντίστοιχη μεταβολή του λόγου αναρρόφησης για όλα τα εργαζόμενα ψυκτικά μέσα εντός του εύρους 8,57%-15,06% με μέση τιμή 12,01%. Προκύπτει λοιπόν ότι η επιλεγόμενη τιμή του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης έχει σημαντική επίδραση στην υπολογιζόμενη τιμή του λόγου αναρρόφησης.



Εικόνα 3-18 Απόκλιση λόγου αναρρόφησης ανάλογα τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης

3.1.3 Η επίδραση της υπόψυξης

Η εισαγωγή υπόψυξης στον συμπυκνωτή δεν επηρεάζει τα μεγέθη των διατομών και των διαμέτρων που παρουσιάζονται στην προηγούμενη ενότητα καθώς δεν έχει επίδραση στις παραμέτρους εισόδου που ορίστηκαν για το σύστημα ψύξης με ακροφύσιο. Ο συντελεστής συμπεριφοράς της εγκατάστασης παρουσιάζει μικρή αύξηση με την εισαγωγή της υπόψυξης (μείωση της ξηρότητας στο σημείο 5 και άρα αύξηση της λανθάνουσας θερμότητας που παραλαμβάνει το ψυκτικό στον ατμοποιητή για την παραγωγή του ψυκτικού αποτελέσματος). Η αύξηση στο COP είναι αμελητέα και δεν είναι ικανή να επηρεάσει την γενική εικόνα των αποτελεσμάτων



Εικόνα 3-19 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπόψυξης

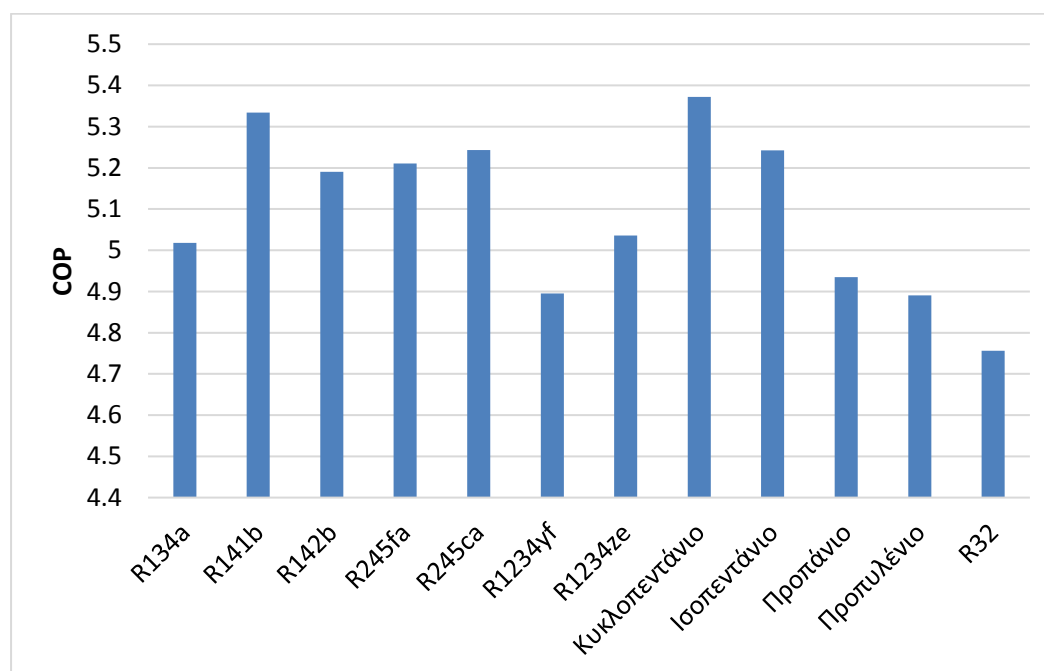
3.1.4 Τα σημεία λειτουργίας για κάθε εργαζόμενο ψυκτικό μέσο

Στους πίνακες που παρουσιάζονται στο παράρτημα Α παρουσιάζονται τα σημεία του κύκλου ψύξης με ακροφύσιο όπως προκύπτουν από επίλυση του μοντέλου του συστήματος για τα διάφορα ρευστά. Μεταξύ των τεσσάρων σεναρίων παρουσιάζονται μικρές αποκλίσεις στις υπολογιζόμενες πιέσεις και θερμοκρασίες της θέσης 3 (έξοδος ejector-είσοδος συμπυκνωτή) λόγω της διαφορετικής εκτίμησης για την κρίσιμη πίεση. Για λόγους πληρότητας τα θερμοδυναμικά μεγέθη που παρουσιάζονται παρακάτω για την θέση αυτή αφορούν το σενάριο 3. Η μεγαλύτερη διαφορά μεταξύ των τεσσάρων σεναρίων έγκειται στις απαιτούμενες παροχές στην θέση 1 (πρωτεύουσα είσοδος) του ακροφυσίου ανάλογες των βαθμών απόδοσης. Συγκεκριμένα μεταξύ των σεναρίων 1 και 2 δεν παρουσιάζεται αισθητή διαφορά. Το ίδιο και μεταξύ των σεναρίων 3 και 4. Αυτό οφείλεται στο ότι τα δύο ζεύγη σεναρίων έχουν ίδια τιμή βαθμού ανάμειξης η_m . Η διαφορά εμφανίζεται μεταξύ των σεναρίων 1-2 και 3-4 όπου η παροχή μάζας που υπολογίζεται για τα σενάρια 3-4 είναι σημαντικά μικρότερη από εκείνη για τα σενάρια 1-2, γεγονός που οδηγεί σε μεγαλύτερο λόγο αναρρόφησης για τα σενάρια 3-4 και άρα και μεγαλύτερο COP. Ο βαθμός απόδοσης

η_{ργ} αντιθέτως δεν έχει αισθητή επίδραση στις υπολογιζόμενες παροχές αλλά συνεισφέρει σημαντικά στην διαμόρφωση της κρίσιμης πίεσης του συμπυκνωτή.

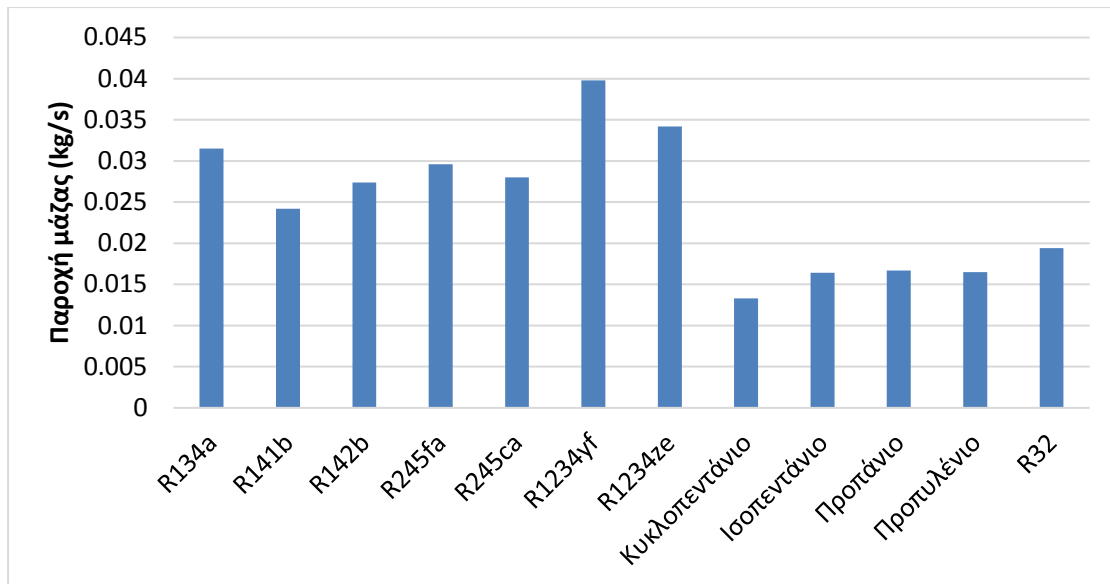
3.2 Αποτελέσματα για τον κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμού

Στο διάγραμμα 3-20 φαίνεται ο συντελεστής συμπεριφοράς που επιτυγχάνεται στο κύκλωμα συμπίεσης ατμού για τα διάφορα εξεταζόμενα ψυκτικά μέσα. Την μεγαλύτερη απόδοση φαίνεται πως έχει το ψυκτικό κυκλοπεντάνιο με COP=5,37 ενώ ακολουθούν το R141b και το R245ca με 5,33 και 5,34 αντίστοιχα. Τις μικρότερες τιμές του συντελεστή συμπεριφοράς επιτυγχάνουν το R1234yf (COP=4,90), το προπυλένιο (COP=4,89) και το R32(COP=4,76).



Εικόνα 3-20 COP της εγκατάσης ψύξης με συμπίεση ατμών

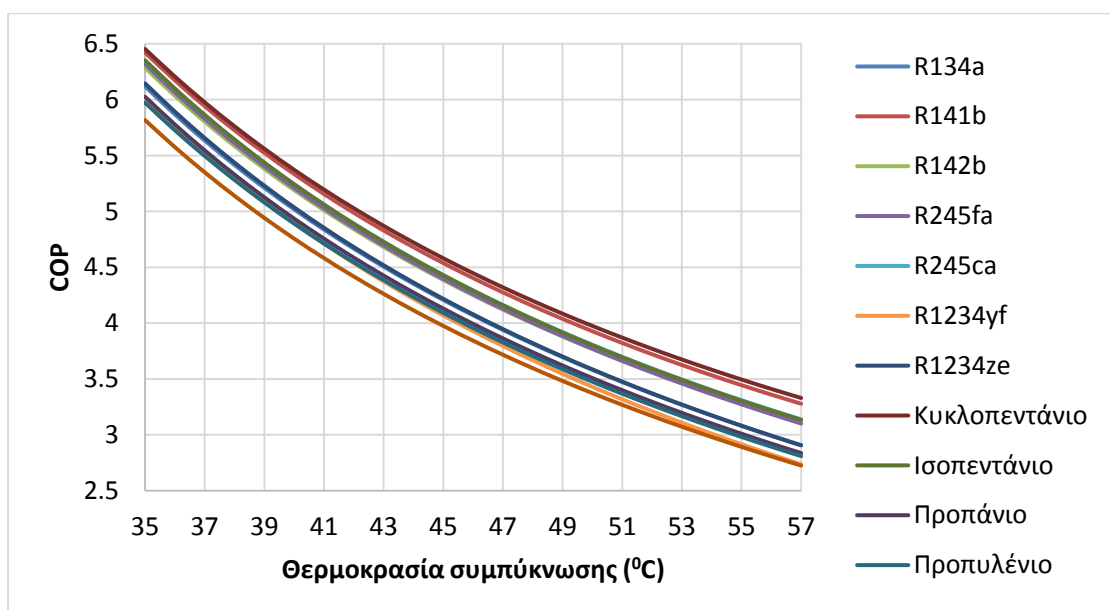
Στο διάγραμμα 3-21 φαίνεται η απαιτούμενη παροχή μάζας ψυκτικού ρευστού του κυκλώματος προκειμένου να επιτευχθεί ψυκτική ισχύς 5000 W στον αμοποιητή. Τα ψυκτικά R1234yf και R1234ze απαιτούν την μεγαλύτερη παροχής μάζας (0,0361 kg/s και 0,0317 kg/s αντίστοιχα) ενώ την μικρότερη παροχή το προπυλένιο (0,0149 kg/s) και το κυκλοπεντάνιο (0,013 kg/s).



Εικόνα 3-21 Απαιτούμενες παροχές μάζας για την παραγωγή 5000 W ψύξης

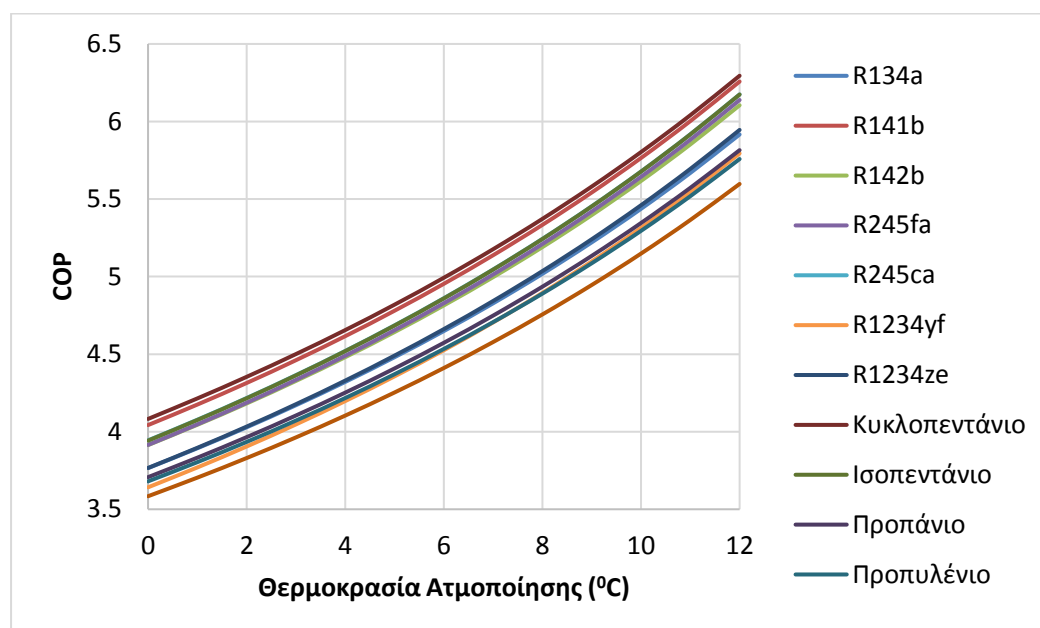
3.2.1 Η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης και συμπύκνωσης στις επιδόσεις του κύκλου

Η επιλογή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης στην οποία λειτουργεί η διάταξη ψύξεως με συμπύεση ατμών βασίζεται στο επιθυμητό εύρος λειτουργίας της εγκατάστασης. Η θερμοκρασία του εργαζόμενου ψυκτικού μέσου στον συμπυκνωτή οφείλει να ξεπερνά σημαντικά την θερμοκρασία του δευτερεύοντος κυκλώματος προκειμένου το σύστημα να μπορεί να αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον. Η επίδραση που έχει η θερμοκρασία συμπύκνωσης στον συντελεστή απόδοσης της διάταξης απεικονίζεται στο διάγραμμα 3-22. Συγκεκριμένα, αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης προκαλεί μείωση του COP, με συνέπεια να δυσχεραίνεται η ψύξη όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία του περιβάλλοντος αέρα.



Εικόνα 3-22 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου

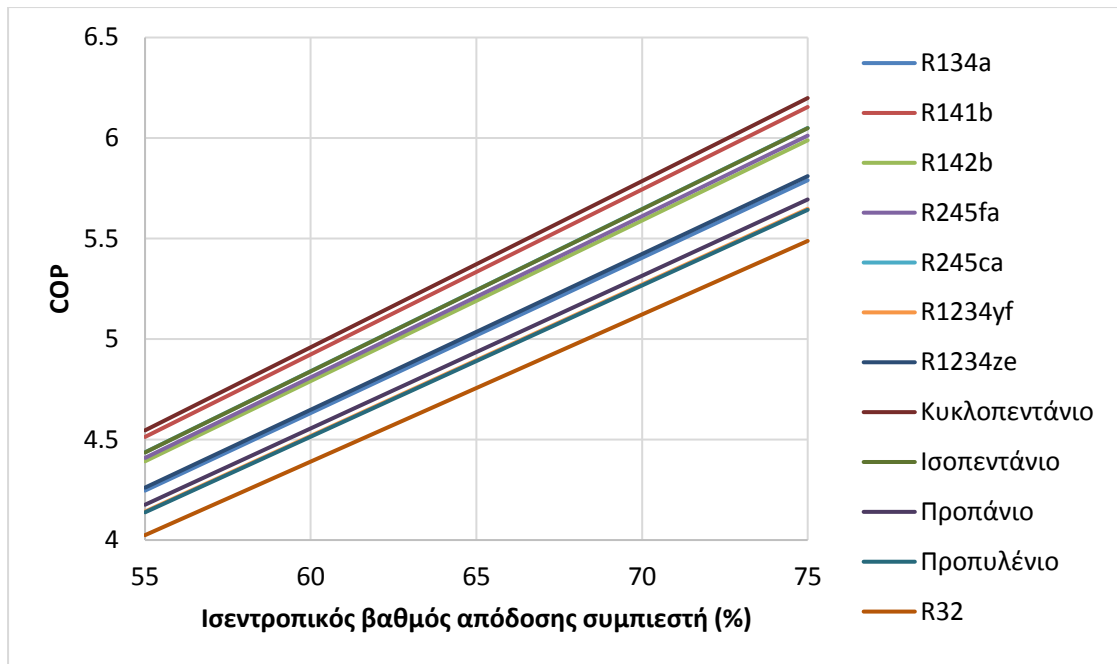
Η θερμοκρασία ατμοποίησης επιλέγεται βάσει των προδιαγραφών του συστήματος, δηλαδή τις επιθυμητές θερμοκρασίες που πρέπει να διατηρηθούν στον ψυχόμενο χώρο. Τα δύο ρευστά στον ατμοποιητή οφείλουν να έχουν σημαντική θερμοκρασιακή διαφορά προκειμένου το ψυκτικό μέσο να μπορεί να παραλάβει θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο. Η επίδραση της θερμοκρασίας ατμοποίησης στον συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος απεικονίζεται στο διάγραμμα. Με αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης προκαλείται αύξηση του COP της εγκατάστασης. Το παραπάνω αποτελεί την φυσική εξήγηση του γιατί είναι ευκολότερη και αποδοτικότερη η παραγωγή ψύξης όσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία ατμοποίησης



Εικόνα 3-23 Μεταβολή COP με την θερμοκρασία παραγωγής ψύξης

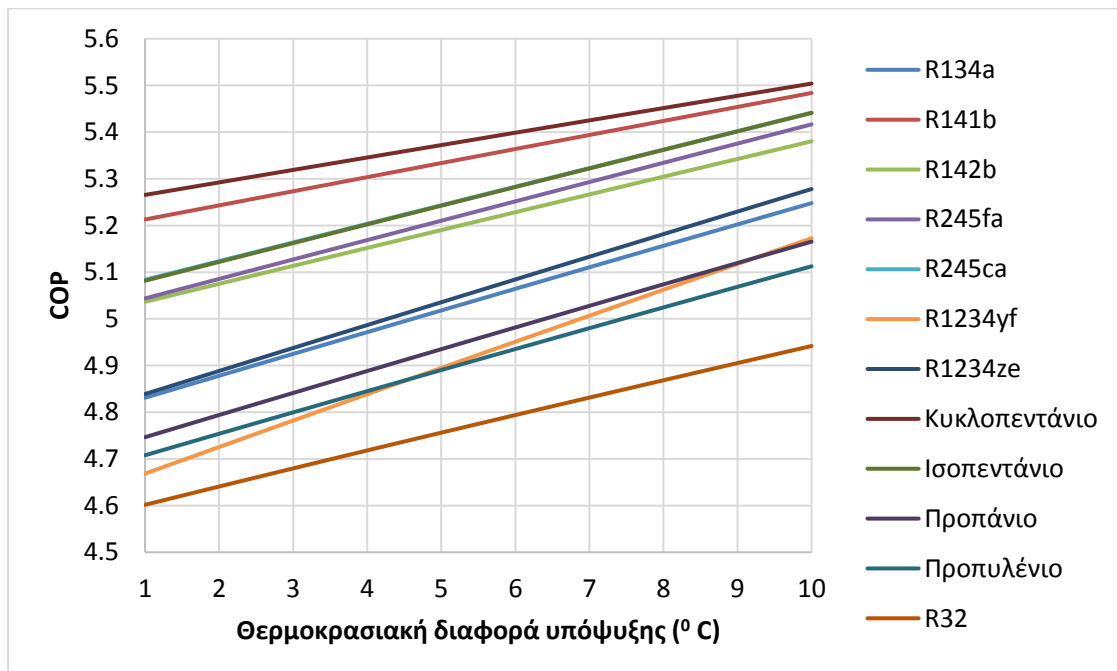
3.2.2 Η επίδραση του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης του συμπιεστή, της υπόψυξης και της υπερθέρμανσης

Από τις παραμέτρους λειτουργίας του συστήματος, εκείνη που έχει την μεγαλύτερη επίδραση στον συντελεστή απόδοσης του συστήματος είναι ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή. Στο διάγραμμα παρουσιάζεται για κάθε εργαζόμενο ψυκτικό μέσο στον κύκλο ψύξης με συμπίεση ατμών η εξάρτηση του συντελεστή συμπεριφοράς COP από τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης του συμπιεστή. Οι τιμές του ισεντροπικού βαθμού που επιλέχθηκαν να παρουσιαστούν βρίσκονται εκατέρωθεν της επιλεγόμενης τιμής (65%). Παρατηρείται σημαντική βελτίωση του COP με αύξηση του ισεντροπικού βαθμού ενώ αντίστοιχη μείωση σε μικρότερους ισεντροπικούς βαθμούς. Ο βαθμός απόδοσης του συμπιεστή σε πολλές περιπτώσεις έχει άμεσο αντίκτυπο στο κόστος του και η τελική του επιλογή βασίζεται σε οικονομικά κριτήρια που αφορούν την λειτουργία της διάταξης.



Εικόνα 3-24 Μεταβολή COP με τον ισηντροπικό βαθμό απόδοσης συμπιεστή

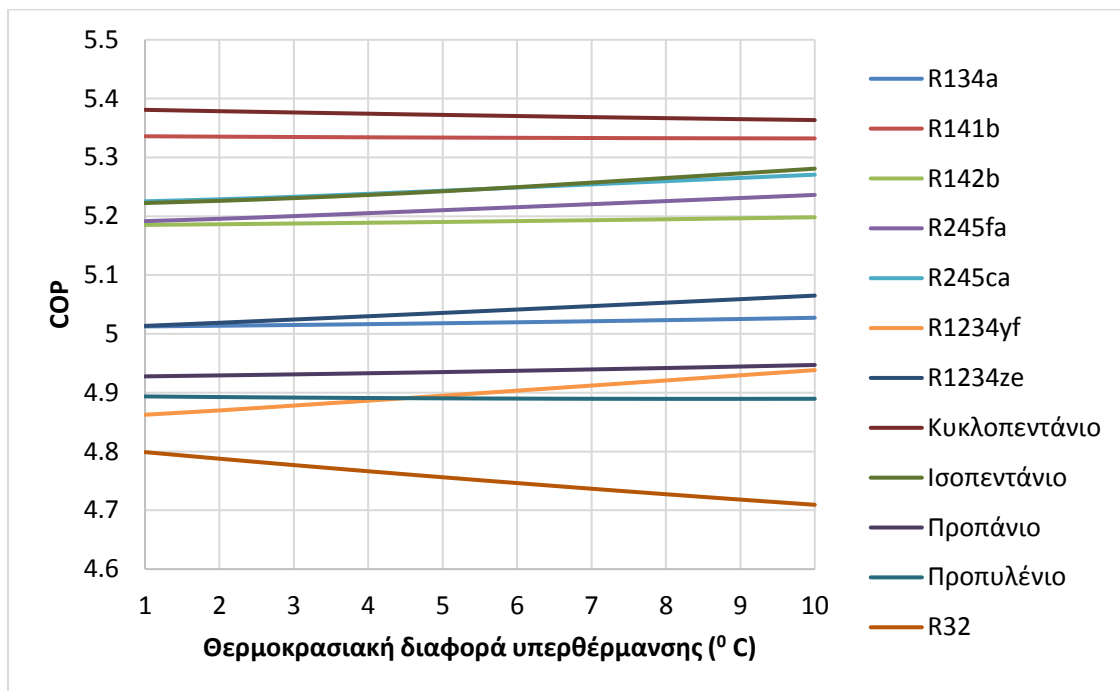
Η επιλεγόμενη θερμοκρασιακή διαφορά στην υπόψυξη του συμπυκνωτή στο κύκλωμα της εγκατάστασης επιδρά στον συντελεστή συμπεριφοράς της όπως φαίνεται στο διάγραμμα 3-25. Γενικά με αύξηση της θερμοκρασιακής διαφοράς υπόψυξης το COP του συστήματος αυξάνεται.



Εικόνα 3-25 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπόψυξης

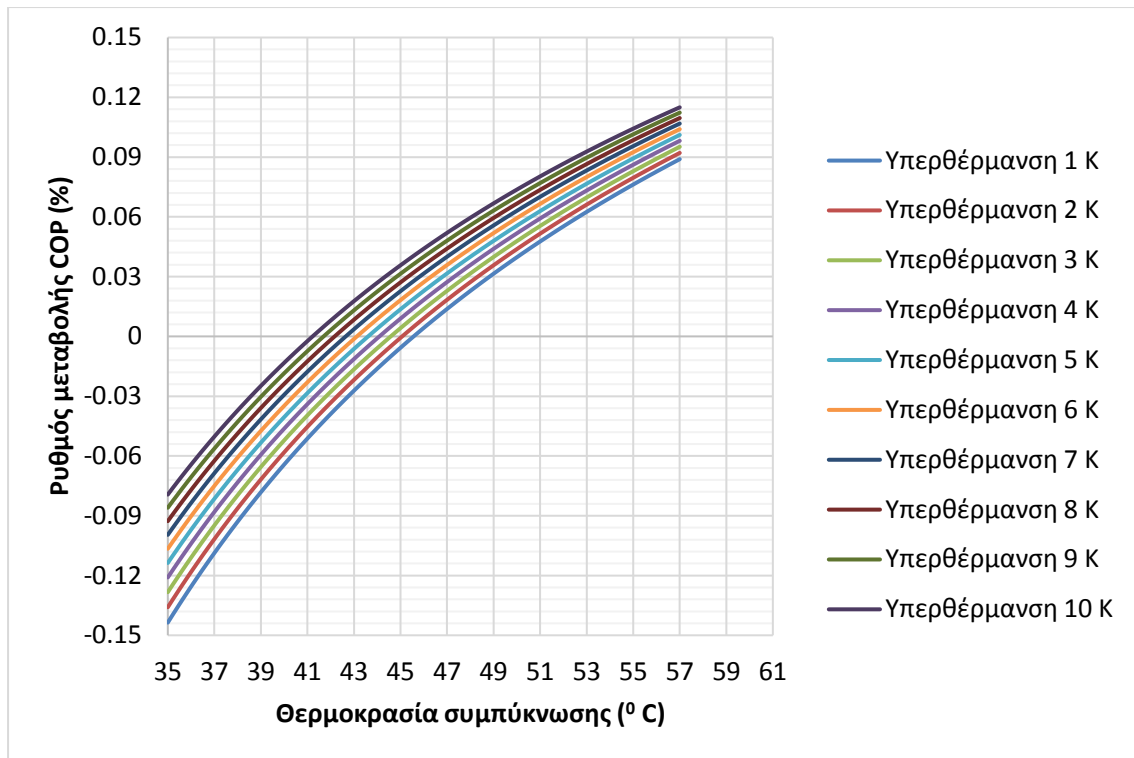
Παράλληλα, η θερμοκρασιακή διαφορά υπερθέρμανσης στον ατμοποιητή της εγκατάστασης έχει επίσης επίδραση στον συντελεστή συμπεριφοράς, με μικρότερη όμως ένταση από εκείνη της υπόψυξης. Συγκεκριμένα, παρατηρούμε ότι για κάποια ρευστά (σε

θερμοκρασία ατμοποίησης 8^ο C, υπόψυξη 5^ο C, θερμοκρασία συμπύκνωσης 40^ο C), αύξηση της υπερθέρμανσης προκαλεί αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς, ενώ για άλλα ρευστά προκαλεί σημαντική μείωση, όπως φαίνεται στο διάγραμμα.



Εικόνα 3-26 Μεταβολή COP με την θερμοκρασιακή διαφορά υπερθέρμανσης

Το αν η υπερθέρμανση στον ατμοποιητή έχει θετική ή αρνητική επίδραση στον συντελεστή συμπεριφοράς, εξαρτάται (για δεδομένη θερμοκρασία ατμοποίησης) από την θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου. Στο διάγραμμα 3-26 φαίνεται για το ψυκτικό ρευστό R141b (θερμοκρασία ατμοποίησης 8 °C, υπόψυξη 5 °C) ο ρυθμός μεταβολής του COP ανάλογα με την θερμοκρασία συμπύκνωσης (35°C-57°C) και την θερμοκρασιακή διαφορά της υπερθέρμανσης (1°C-10°C). Παρατηρείται ότι κάθε μια από τις επιλεγόμενες θερμοκρασιακές διαφορές υπερθέρμανσης έχει είτε θετική είτε αρνητική προσφορά στο COP ανάλογα με την θερμοκρασία συμπύκνωσης του κύκλου. Το παραπάνω οφείλει να λαμβάνεται υπόψη κατά την σχεδίαση της εγκατάστασης στις υπόψη συνθήκες λειτουργίας



Εικόνα 3-27 Μεταβολή COP για την υπερθέρμανση με την θερμοκρασία συμπύκνωσης

3.2.3 Τα σημεία του κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμού για κάθε εργαζόμενο μέσο

Στο παράρτημα Β παρατίθενται αναλυτικά τα σημεία λειτουργίας του κύκλου της διάταξης ψύξης με συμπίεση ατμού όπως προέκυψαν κατά την επίλυση του μοντέλου για τα διάφορα ρευστά

Κεφάλαιο 4. Διαστασιολόγηση του απαιτούμενου εξοπλισμού

Προκειμένου να γίνει η τελική διαστασιολόγηση και κοστολόγηση της εγκατάστασης που μελετάται, χρειάζεται να εκτιμηθεί και να επιλεγθεί ο ακριβής εξοπλισμός αυτής, δηλαδή οι απαραίτητες μηχανές, όπως έχουν ήδη αναφερθεί (εναλλάκτες θερμότητας, ακροφύσιο), αλλά και ο δευτερεύον εξοπλισμός, δηλαδή τα υπόλοιπα εξαρτήματα, τα οποία είναι απαραίτητα για τη σωστή λειτουργία του συστήματος (π.χ. μανόμετρα και ρυθμιστές πίεσης) και οι διαστάσεις των σωληνώσεων.

4.1 Διαστασιολόγηση συνιστωσών κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών

Όπως έχει ήδη αναφερθεί στις παραμέτρους εισόδου του κυκλώματος, ο ατμοποιητής του κυκλώματος έχει ψυκτική ισχύ 5000W, ενώ η παροχή ψυκτικού που θα διέρχεται από αυτόν διαφέρει για κάθε υποψήφιο εργαζόμενο μέσο και κυμαίνεται μεταξύ 0,0164 kg/s για το ισοπεντάνιο έως και 0,0398 kg/s για το ψυκτικό R1234yf. Αναλυτικότερα τα αποτελέσματα για τις παροχές μάζας του κυκλώματος φαίνονται στο Παράρτημα Β. Επιλύοντας το μοντέλο των ατμοποιητών (βλ. ενότητα 2.7), προκύπτει ότι το καταλληλότερο μοντέλο ατμοποιητή είναι το CB20 κατασκευαστή Alfa Laval με αριθμό πλακών 28. Η απαιτούμενη παροχή του θερμού ρεύματος του ατμοποιητή σε όλες τις περιπτώσεις ρευστών είναι περί τα 0,239 kg/s και πτώση πίεσης 29,8 kPa. Η συνολική επιφάνεια συναλλαγής υπολογίζεται 0,8387 m². Η πτώση πίεσης στο κύκλωμα του ψυκτικού διαφέρει για κάθε ρευστό και καταγράφεται στο παράρτημα της εργασίας.

Ο συμπυκνωτής του κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών έχει ισχύ περί τα 6000 W (5931 W για το κυκλοπεντάνιο έως και 6051 W για το R32). Επίλυση του μοντέλου των εναλλακτών προκύπτει ότι ο καταλληλότερος συμπυκνωτής είναι το μοντέλο CBH16 κατασκευαστή Alfa Laval. Ο αριθμός πλακών διαφέρει ανά εξεταζόμενο ρευστό όπως και η συνολική επιφάνεια συναλλαγής. Η παροχή μάζας του ψυχρού ρεύματος υπολογίστηκε περί τα 0,287 kg/s για όλα τα εξεταζόμενα ψυκτικά και αντίστοιχη πτώση πίεσης 4,6 kPa . Η πτώση πίεσης του θερμού ρεύματος είναι διαφορετική για κάθε εργαζόμενο μέσο και καταγράφεται στο παράρτημα της εργασίας.

Ο συμπιεστής του κυκλώματος υπολογίστηκε ότι έχει ισχύ περί τα 1000 W (931 W για το κυκλοπεντάνιο έως και 1051 W για το R32. Επιλέχθηκε το μοντέλο TRSA12 κατασκευαστή SANDEN συνολικής χωρητικότητας 121 cm³

Τροφοδοτικό δοχείο για το υπόψη κύκλωμα επιλέχθηκε το μοντέλο ZHP 5 κατασκευαστή Zilmet χωρητικότητας 7,95 L, η οποία είναι υπέρ αρκετή για να καλύψει τις ανάγκες του κυκλώματος.

Πίνακας 4-1 Επιλεγόμενες συνιστώσες κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών

Επιλεγόμενο Ψυκτικό Ρευστό	Επιλεγόμενος Ατμοποιητής (αριθμός πλακών)	Επιλεγόμενος Συμπυκνωτής (αριθμός πλακών)	Επιλεγόμενος Συμπιεστής	Επιλεγόμενο Τροφοδοτικό δοχείο
R134a	CB20 (28)	CBH16 (18)	TRSA12	ZHP12
R141b	CB20 (28)	CBH16 (21)	TRSA12	ZHP12
R142b	CB20 (28)	CBH16 (19)	TRSA12	ZHP12
R245fa	CB20 (28)	CBH16 (20)	TRSA12	ZHP12
R245ca	CB20 (28)	CBH16 (19)	TRSA12	ZHP12
R1234yf	CB20 (28)	CBH16 (20)	TRSA12	ZHP12
R1234ze	CB20 (28)	CBH16 (19)	TRSA12	ZHP12
Κυκλοπεντάνιο	CB20 (28)	CBH16 (19)	TRSA12	ZHP12
Ισοπεντάνιο	CB20 (28)	CBH16 (19)	TRSA12	ZHP12
Προπάνιο	CB20 (28)	CBH16 (16)	TRSA12	ZHP12
Προπυλένιο	CB20 (28)	CBH16 (15)	TRSA12	ZHP12
R32	CB20 (28)	CBH16 (15)	TRSA12	ZHP12

4.2 Διαστασιολόγηση συστήματος ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

Ο ατμοποιητής που είναι υπεύθυνος για την παραγωγή του ψυκτικού αποτελέσματος του συστήματος αποφασίζεται ότι θα είναι ίδιου μοντέλου (CB20 Alfa Laval) με το κύκλωμα ψύξης με συμπίεση ατμών καθώς έχουν την ίδια ψυκτική ισχύ, παρεμφερείς παροχές μαζών ψυκτικού και συνθήκες λειτουργίας.

Ο συμπυκνωτής του κυκλώματος θα έχει ισχύ σαφώς μεγαλύτερη του αντίστοιχου του κυκλώματος VCC, καθώς το σύστημα έχει πολύ μικρότερες τιμές του COP. Αυτό σημαίνει ότι η απορριφθείσα από το σύστημα θερμότητα θα είναι πολλαπλάσιες φορές μεγαλύτερη (για την ίδια ψυκτική ισχύ), γεγονός που έχει άμεση επίδραση και στο κόστος του εναλλάκτη. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι η ισχύς του συμπυκνωτή για τα υπόψη εργαζόμενα ρευστά κυμαίνεται από 15700 W για το προπάνιο έως 27450 W για το R245fa. Λαμβάνοντας υπόψη τα παραπάνω κατά την εκτέλεση του μοντέλου του εναλλάκτη για τις υπόψη συνθήκες λειτουργίας αποφασίστηκε η επιλογή του μοντέλου CB30 Alfa Laval με διαφορετικό αριθμό πλακών για κάθε υποψήφιο ρευστό (18-54 πλάκες) ο οποίος φαίνεται στο κεφάλαιο 7. Η παροχή του ψυχρού ρεύματος κυμαίνεται (ανάλογα με το ψυκτικό ρευστό) από 0,80 kg/s έως 1,90 kg/s

Ο ατμοποιητής που είναι επιφορτισμένος για την πρόσδοση θερμότητας στο σύστημα υπολογίστηκε ότι θα έχει ισχύ η οποία κυμαίνεται μεταξύ 10500 W έως 35000 W ανάλογα με το εξεταζόμενο ρευστό. Τα ψυκτικά μέσα που πετυχαίνουν υψηλές τιμές COP θα χρειαστούν μικρότερη ισχύ ατμοποιητή ενώ εκείνα με μικρότερες τιμές COP μεγαλύτερη. Το ιδανικότερο μοντέλο για το κύκλωμα του ακροφυσίου, όπως προέκυψε από την σχετική διερεύνηση είναι το μοντέλο CB30 κατασκευαστή Alfa Laval με αριθμό πλακών 43-140. Παρατηρείται εύκολα πως για όλες τις συνιστώσες του κυκλώματος, ο ατμοποιητής υψηλής θερμοκρασίας έχει το μεγαλύτερο εύρος επιλογής πλακών ανάλογα με το εξεταζόμενο ρευστό.

Οι ηλιακοί συλλέκτες οι οποίοι θα αποτελούν την πηγή θερμότητας του συστήματος επιλέχθηκαν υψηλής απόδοσης, ισχύος 418,6 W/m².

Επίσης παρατίθενται οι βασικές γεωμετρικές διαστάσεις (διάμετρος τμήματος σταθερής διατομή και διάμετρος λαιμού πρωτεύοντος ακροφυσίου) όπως υπολογίστηκαν για το κατάλληλο ακροφύσιο του εκάστοτε ψυκτικού μέσου.

Πίνακας 4.2 Επιλεγόμενες συνιστώσες κυκλώματος ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

Επιλεγόμενο Ψυκτικό Ρευστό	Επιλεγόμενος Generator (αριθμός πλακών)	Επιλεγόμενος Εναρογοator(αριθμός πλακών)	Επιλεγόμενος Συμπυκνωτής (αριθμός πλακών)
R134a	CB30 (64)	CB20 (28)	CB30 (27)
R141b	CB30 (123)	CB20 (28)	CB30 (55)
R142b	CB30 (77)	CB20 (28)	CB30 (34)
R245fa	CB30 (140)	CB20 (28)	CB30 (53)
R245ca	CB30 (133)	CB20 (28)	CB30 (50)
R1234yf	CB30 (66)	CB20 (28)	CB30 (24)
R1234ze	CB30 (79)	CB20 (28)	CB30 (34)
Κυκλοπεντάνιο	CB30 (137)	CB20 (28)	CB30 (54)
Ισοπεντάνιο	CB30 (135)	CB20 (28)	CB30 (52)
Προπάνιο	CB30 (51)	CB20 (28)	CB30 (21)
Προπυλένιο	CB30 (43)	CB20 (28)	CB30 (18)
R32	CB30 (55)	CB20 (28)	CB30 (22)

Πίνακας 4.3 Βασικές διαστάσεις ακροφυσίων εκάστοτε ψυκτικού (βάσει σεναρίου 3)

Επιλεγόμενο ψυκτικό ρευστό	Διάμετρος τμήματος σταθερής διατομής (mm)	Διάμετρος λαιμού πρωτεύοντος (mm)
R134a	7,2	3,2
R141b	22,1	9,2
R142b	9,9	4,5
R245fa	17,8	7,5
R245ca	20,8	8,3
R1234yf	7,8	3,6
R1234ze	8,9	4
Κυκλοπεντάνιο	26,4	10,6
Ισοπεντάνιο	19,2	8,3
Προπάνιο	5	2,4
Προπυλένιο	4,4	2,1
R32	4	2,4

Κεφάλαιο 5. Οικονομική Ανάλυση του Συστήματος

5.1 Κοστολόγηση του κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών

Προκειμένου να υπολογιστεί το συνολικό κόστος της εγκατάστασης, χρησιμοποιήθηκαν οι τιμοκατάλογοι του επιλεγόμενου κατασκευαστή Alfa Laval τα οποία υπάρχουν διαθέσιμα στο διαδίκτυο. Συγκεκριμένα για τους εναλλάκτες θερμότητας, χρησιμοποιήθηκε ο απαιτούμενος αριθμός πλακών προκειμένου να πραγματοποιηθεί εκτίμηση του κόστους τους εκτελώντας παρεμβολή του αριθμού πλακών. Για τον συμπίεστή του κυκλώματος το κόστος καταγράφηκε βάσει του τιμοκαταλόγου της SANDEN. Η συνολική ποσότητα ψυκτικού μέσου υπολογίστηκε ως το διπλάσιο της χωρητικότητας του ατμοποιητή, συμπυκνωτή και συμπίεστή, για λόγους ασφάλειας της λειτουργίας του κυκλώματος. Στην συνέχεια, υπολογίστηκε το απαιτούμενο κόστος της δαπάνης για την αγορά του ψυκτικού μέσου με βάσει την τιμή του ανά kg. Στην παρακάτω κοστολόγηση δεν έχουν ληφθεί υπόψη τα κόστη των απαραίτητων σωληνώσεων, βαλβίδων και μετρητικών οργάνων.

Πίνακας 5-1 Κοστολόγηση κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών

Ψυκτικό μέσο	Κόστος ατμοποιητή (ευρώ)	Κόστος συμπυκνωτή (ευρώ)	Κόστος συμπίεστή (ευρώ)	Κόστος τροφοδοτικού δοχείου (ευρώ)	Κόστος απαιτούμενης ποσότητας ψυκτικού (ευρώ)	Συνολικό κόστος (ευρώ)
R134a	488	282	350	67	15,53	1202,53
R141b	488	311	350	67	8,97	1224,97
R142b	488	291	350	67	8,53	1204,53
R245fa	488	302	350	67	60,83	1267,83
R245ca	488	291	350	67	59,97	1255,97
R1234yf	488	302	350	67	161,01	1368,01
R1234ze	488	291	350	67	27,22	1223,22
Κυκλοπεντάνιο	488	291	350	67	1,52	1197,52
Ισοπεντάνιο	488	291	350	67	21,11	1217,11
Προπάνιο	488	264	350	67	1,32	1170,32
Προπυλένιο	488	255	350	67	6,35	1166,35
R32	488	255	350	67	4,35	1164,35

5.2 Κοστολόγηση κυκλώματος ηλιακής ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

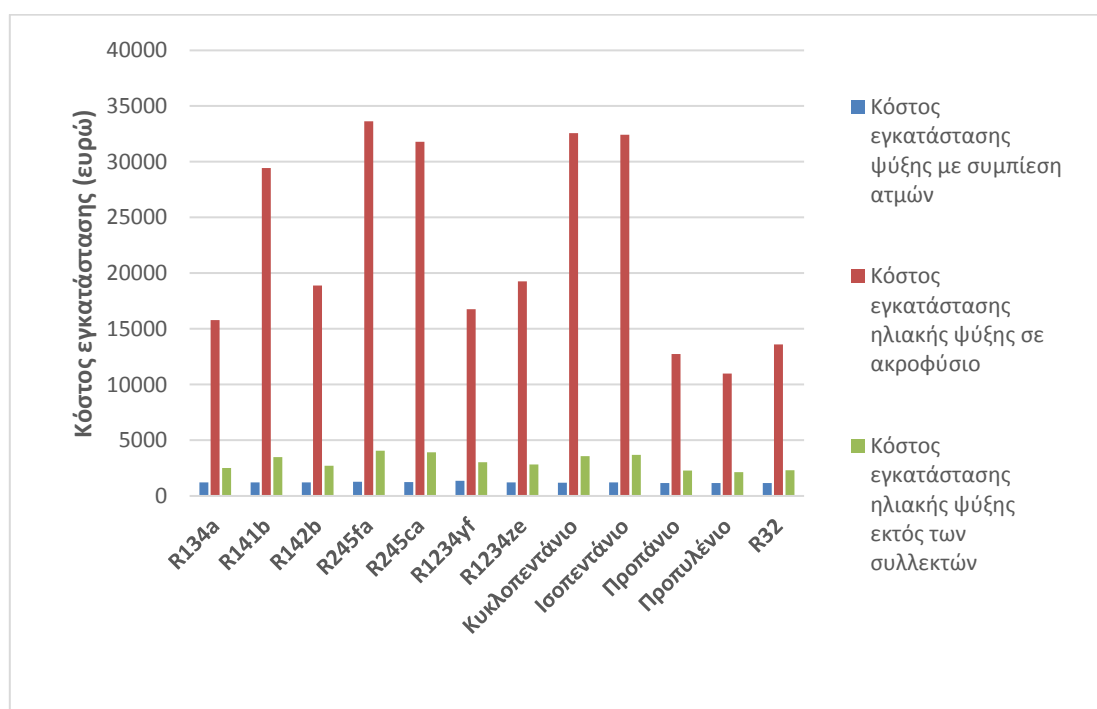
Για τον υπολογισμό του συνολικού κόστους της εγκατάστασης ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο έγινε κοστολόγηση των εναλλακτών όπως περιγράφηκε στην προηγούμενη ενότητα. Ο ατμοποιητής παραγωγής ψύξης έχει το ίδιο κόστος με το κύκλωμα VCC, ενώ ο συμπυκνωτής έχει μεγαλύτερο κόστος λόγω των επιπλέον πλακών (σε σχέση με τον αντίστοιχο του VCC) καθώς η απορριπτόμενη θερμότητα σε αυτό το κύκλωμα είναι αρκετά μεγαλύτερη λόγω του μικρότερου COP. Στο κύκλωμα τοποθετείται επίσης ατμοποιητής πρόσδοσης θερμότητας (generator) του οποίου το κόστος κυμαίνεται μεταξύ 736-1803 ευρώ ανάλογα με το εξεταζόμενο ρευστό. Παράλληλα, η απαιτούμενη συνολική ποσότητα ψυκτικού είναι αρκετά μεγαλύτερη σε σχέση με του VCC λόγω μεγαλύτερης ανάγκης

παροχών, χωρητικότητας και πλήθους εναλλακτών. Την μερίδα του λέοντος στην κοστολόγηση του κυκλώματος έχουν οι ηλιακοί συλλέκτες, η συνολική ισχύς των οποίων καλύπτει τις εκάστοτε ανάγκες του ατμοποιητή πρόσδοσης θερμότητας. Το κόστος των ηλιακών συλλεκτών ανά τετραγωνικό μέτρο λήφθηκε 350 ευρώ/m². Το κόστος του ακροφυσίου υπολογίζεται βάσει στοιχείων που αναφέρονται σε εργασία των Huang et al [63] στα 375 ευρώ.

Πίνακας 5-2 Κοστολόγηση κυκλώματος ηλιακής ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο

Ψυκτικό μέσο	Κόστος ατμοποιητή παραγωγής ψύξης (ευρώ)	Κόστος συμπυκνωτή (ευρώ)	Κόστος ατμοποιητή πρόσδοσης θερμότητας (ευρώ)	Κόστος ακροφυσίου (ευρώ)	Κόστος τροφοδοτικού δοχείου (ευρώ)	Κόστος απαιτούμενης ποσότητας ψυκτικού (ευρώ)	Κόστος ηλιακών συλλεκτών (ευρώ)	Συνολικό κόστος (ευρώ)
R134a	488	555	967	375	67	59,99	13272	15784
R141b	488	850	1616	375	86	62,07	25950	29427
R142b	488	635	1110	375	67	39,00	16173	18887
R245fa	488	835	1803	375	86	465,29	29587	33639
R245ca	488	802	1726	375	86	445,00	27871	31793
R1234yf	488	527	989	375	67	589,06	13729	16764
R1234ze	488	635	1132	375	67	126,54	16433	19257
Κυκλοπεντάνιο	488	842	1770	375	86	11,76	28991	32564
Ισοπεντάνιο	488	825	1748	375	86	159,96	28732	32415
Προπάνιο	488	510	824	375	67	4,29	10467	12735
Προπυλένιο	488	460	736	375	67	18,05	8838	10983
R32	488	500	868	375	67	15,36	11286	13600

Στο διάγραμμα 5-1 παρουσιάζεται σύγκριση του κόστους των δύο εγκαταστάσεων.



Εικόνα 5-1 Σύγκριση του κόστους των δύο εγκαταστάσεων

5.3 Υπολογισμός καθαρής παρούσας αξίας του κυκλώματος ηλιακής ψύξης με ακροφύσιο

Για τον υπολογισμό της καθαρής παρούσας αξίας (NPV) θεωρήθηκε επιτόκιο ανατοκισμού 6% (τυπική τιμή για τέτοιου είδους εγκαταστάσεις). Στην διαδικασία που ακολουθήθηκε θεωρήθηκε ως αρχικό έξοδο το συνολικό κόστος της εγκατάστασης του ακροφυσίου αφαιρώντας από αυτό το κόστος του ισοδύναμου κυκλώματος ψύξης με συμπίεση ατμών. Ως ετήσιο έσοδο του συστήματος θεωρήθηκε το κέρδος από την μη κατανάλωση ηλεκτρικού ρεύματος από τον συμπιεστή του κυκλώματος. Η τιμή της ηλεκτρικής ενέργειας θεωρήθηκε ίση με 17,75 ευρώ/kWh ενώ εκτιμήθηκε ετήσιος χρόνος λειτουργίας του συστήματος 3000 ώρες. Χρονικός ορίζοντας για την επένδυση του συστήματος λήφθηκε 20 έτη. Οι καθαρές παρούσες αξίες που υπολογίστηκαν για κάθε περίπτωση παρουσιάζονται στον πίνακα 5-3

Πίνακας 5-3 Τιμές του δείκτη NPV

Ψυκτικό μέσο	NPV 20ετίας (ευρώ)
R134a	-8752,54
R141b	-22718,77
R142b	-12046,71
R245fa	-26757,61
R245ca	-24958,59
R1234yf	-9421,19
R1234ze	-12225,2
Κυκλοπεντάνιο	-25922,65
Ισοπεντάνιο	-25618,33
Προπάνιο	-5638,58
Προπυλένιο	-3835,42
R32	-6286,23

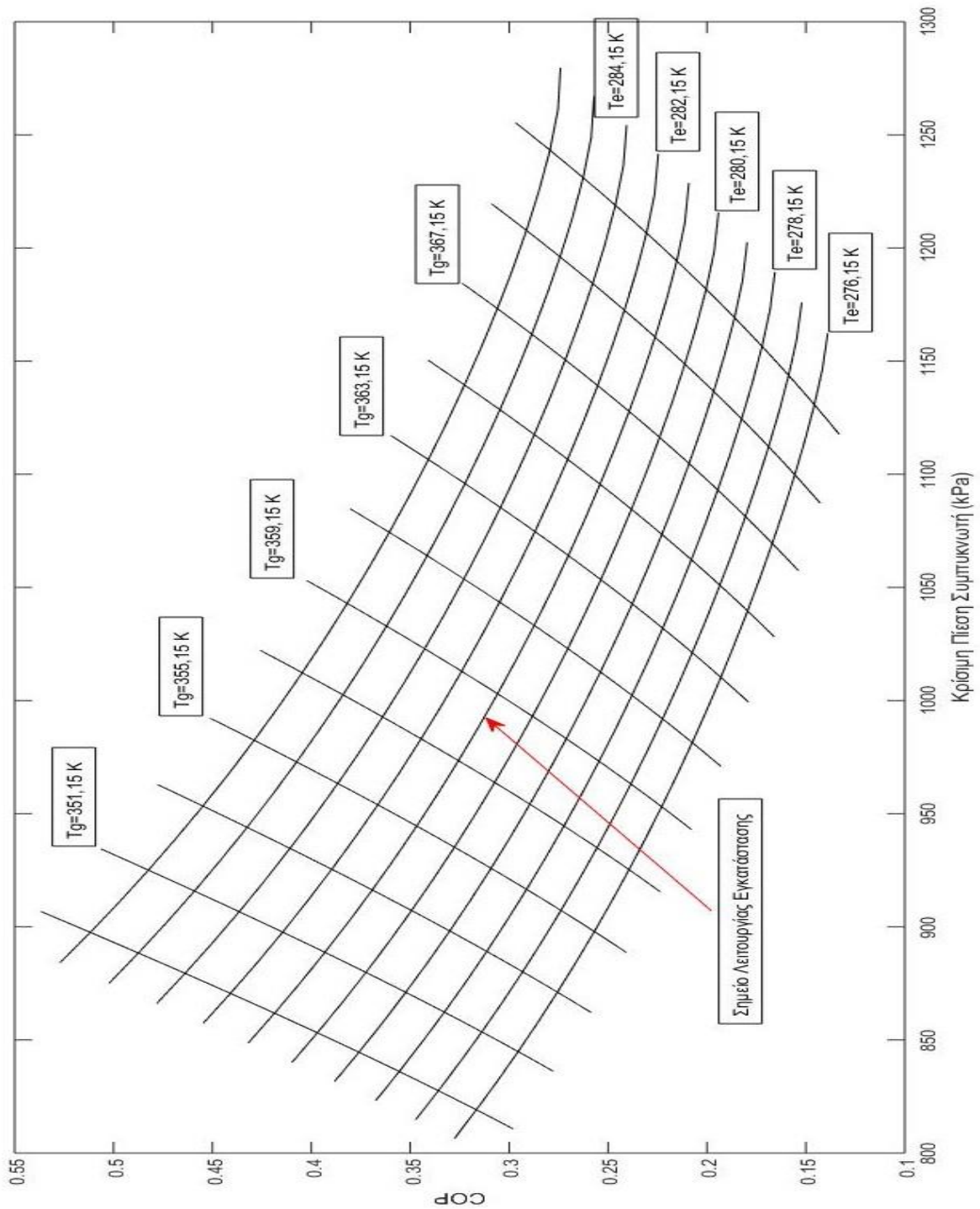
Είναι χαρακτηριστικό ότι σε κανένα από τα εξεταζόμενα συστήματα δεν λαμβάνονται θετικές τιμές NPV ακόμα και αν πολλαπλασιαστεί ο χρονικός ορίζοντας ή μειωθεί αισθητά το επιλεγόμενο επιτόκιο επικαιροποίησης. Παρ' όλα αυτά τα ψυκτικά με τις καλύτερες οικονομικές επιδόσεις (εκείνα με το λιγότερο αρνητικό NPV) είναι κατά σειρά το προπυλένιο, το προπάνιο, το R32 καθώς και το R134a.

Κρίνεται σκόπιμο να εξεταστεί η ιδανική περίπτωση όπου οι βαθμοί απόδοσης των επιμέρους τμημάτων του ακροφυσίου ληφθούν ίσοι με 100%. Εξετάζοντας σε αυτή την περίπτωση το ψυκτικό R134a προκύπτει (όμοια διαδικασία με πριν) συνολικό κόστος εγκατάστασης 12605 ευρώ. Ακόμα και σε αυτή την απόλυτα ευνοϊκή περίπτωση το NPV (χρονικός ορίζοντας 20 έτη, επιτόκιο επικαιροποίησης 6%) της εγκατάστασης υπολογίζεται ίσο με -5574 ευρώ.

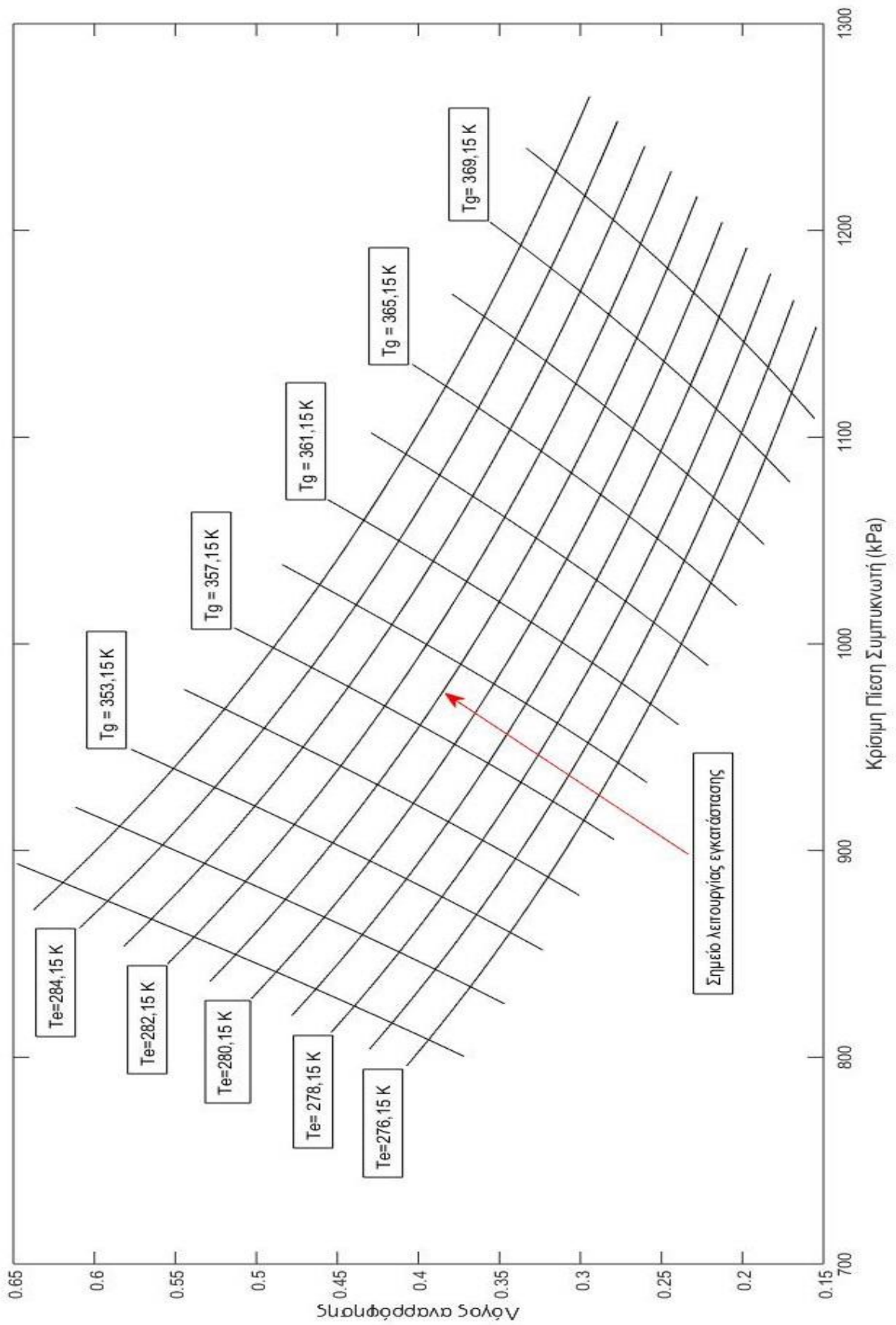
Η σύγκριση των δύο συστημάτων που γίνεται παραπάνω είναι ακαδημαϊκού ενδιαφέροντος. Προκειμένου να ληφθεί η απόφαση εάν ένα σύστημα ηλιακής ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο είναι συμφέρουσα πρέπει να γίνει σύγκριση μεταξύ αυτού και αντίστοιχου συστήματος ψύξης που τροφοδοτείται από ανανεώσιμες πηγές ενέργειας, όπως για παράδειγμα με ένα σύστημα ψύξης με φωτοβολταϊκά.

Κεφάλαιο 6. Χάρτες λειτουργίας του ακροφυσίου

Ο σχεδιασμός του ακροφυσίου πραγματοποιείται για τις ονομαστικές συνθήκες λειτουργίας του συστήματος. Είναι όμως απαραίτητη η γνώση της λειτουργίας του ακροφυσίου σε μεγαλύτερο εύρος συνθηκών λειτουργίας (off-design). Η μορφή των χαρτών που προκύπτουν είναι παρόμοια εκείνων που έχουν προβλεφθεί πειραματικά από τους Huang et al [64]



Εικόνα 6-1 Χάρτης COP-κρίσιμη πίεσης για το R134a



Εικόνα 6-2 Χάρτης λόγου αναρρόφησης-Κρίσιμης πίεσης συμπυκνωτή

Κεφάλαιο 7. Συμπεράσματα-Προτάσεις για περαιτέρω μελέτη

Έχοντας αποσαφηνίσει πλέον τα πολλά από τα ερωτήματα που τέθηκαν καταλήγουμε στο συμπέρασμα ότι ναι μεν η εγκατάσταση ηλιακής ψύξης με συμπίεση σε ακροφύσιο έχει το πλεονέκτημα εξοικονόμησης ηλεκτρικής ενέργειας, όμως το κόστος της αρχικής επένδυσης και κυρίως του κόστους που αφορά τους ηλιακούς συλλέκτες την καθιστά μη οικονομικά βιώσιμη για χρονικούς ορίζοντες λίγων δεκαετιών. Παρ' όλα αυτά, η εγκατάσταση προκύπτει οικονομικά συμφέρουσα και έχει σχετικά μικρή περίοδο αποπληρωμής εάν προϋπάρχει εγκατεστημένη διάταξη ηλιακών συλλεκτών. Διατάξεις σαν αυτές μπορεί να αποδειχτούν ζωτικής σημασίας στο μέλλον καθώς μπορούν να συμβάλλουν στην μείωση των συνολικών εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα που οφείλονται στην ηλεκτροπαραγωγή.

Παράλληλα, η παρούσα εργασία γεννά πολλά ερωτήματα που αφορούν την υπολογιστική ακρίβεια του μοντέλου της εγκατάστασης. Ύστερα από την πρώτη διαστασιολόγηση του ακροφυσίου και κατασκευή αυτού, το ακροφύσιο μπορεί να δοκιμαστεί σε πραγματικές συνθήκες λειτουργίας και με την χρήση κατάλληλων μετρητικών οργάνων να γίνει πειραματικός προσδιορισμός των βαθμών απόδοσης των επιμέρους τμημάτων αυτού και συνεπώς, με χρήση του μοντέλου, να προβλέπεται η λειτουργία του ακροφυσίου σε μεγάλο εύρος συνθηκών λειτουργίας. Στο παρελθόν έχουν προταθεί διάφορες μελέτες με χρήση CFD για τον προσδιορισμό της απόδοσης του ακροφυσίου και ενδεχομένως μια τέτοια μελέτη να δώσει απαντήσεις στα ερωτήματα. Επίσης, στο παραπάνω σύστημα μπορεί να ενσωματωθεί και μοντέλο των ηλιακών συλλεκτών, καθώς και να γίνει ημιδυναμική μοντελοποίηση του συστήματος.

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Α

Πίνακας Α-1 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R134a

R134a			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	29,26	0,1271	0,1269	0,0890	0,0888	Κορ. Ατμός
2	281,15	3,88	0,0325	0,0325	0,0325	0,0325	Κορ. Ατμός
3	316,27	10,25	0,1596	0,1594	0,1215	0,1214	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	10,25	0,1596	0,1594	0,1215	0,1214	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	3,88	0,0325	0,0325	0,0325	0,0325	Διφασικό ξ=0,1083
6	308,54	29,26	0,1271	0,1269	0,0890	0,0888	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας Α-2 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R141b

R141b			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	4,77	0,2114	0,2111	0,1218	0,1217	Κορ. Ατμός
2	281,15	0,39	0,0246	0,0246	0,0246	0,0246	Κορ. Ατμός
3	342,90	1,342	0,2361	0,2358	0,1465	0,1464	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	1,34	0,2361	0,2358	0,1465	0,1464	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	0,39	0,0246	0,0246	0,0246	0,0246	Διφασικό ξ=0,0876
6	308,33	4,77	0,2114	0,2111	0,1218	0,1217	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας Α-3 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R142b

R142b			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	15,34	0,1288	0,1286	0,0871	0,0872	Κορ. Ατμός
2	281,15	1,93	0,0281	0,0281	0,0281	0,0281	Κορ. Ατμός
3	329,62	5,27	0,1570	0,1568	0,1152	0,1153	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	5,27	0,1570	0,1568	0,1152	0,1153	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	1,93	0,0281	0,0281	0,0281	0,0281	Διφασικό ξ=0,0952
6	308,29	15,34	0,1288	0,1286	0,0871	0,0872	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-4 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R245fa

R245fa			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	8,92	0,2940	0,2941	0,1617	0,1618	Κορ. Ατμός
2	281,15	0,75	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	Κορ. Ατμός
3	339,31	2,53	0,3244	0,3246	0,1922	0,1922	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	2,53	0,3244	0,3246	0,1922	0,1922	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	0,75	0,0304	0,0304	0,0304	0,0304	Διφασικό ξ=0,1177
6	308,33	8,92	0,2940	0,2941	0,1617	0,1618	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-5 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R245ca

R245ca			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	6,47	0,2902	0,2907	0,1424	0,1422	Κορ. Ατμός
2	281,15	0,50	0,0287	0,0287	0,0287	0,0287	Κορ. Ατμός
3	342,76	1,75	0,3190	0,3195	0,1712	0,1710	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	1,75	0,3190	0,3195	0,1712	0,1710	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	0,50	0,0287802	0,0287811	0,0287816	0,0287	Διφασικό ξ=0,1154
6	308,34	6,47	0,2902785	0,2907836	0,1424627	0,1422	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-6 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R1234yf

R1234yf			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	27,87	0,1574	0,1573	0,1099	0,1101	Κορ. Ατμός
2	281,15	4,10	0,0415	0,0415	0,0415	0,0415	Κορ. Ατμός
3	316,92	10,26	0,1990	0,1988	0,1514	0,1516	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	10,26	0,1990	0,1988	0,1514	0,1516	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	4,10	0,0415	0,0415	0,0415	0,0415	Διφασικό ξ=0,1235
6	308,63	27,87	0,1574	0,1573	0,1099	0,1101	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-7 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R1234ze

R1234ze			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	22,31	0,1610	0,1614	0,1090	0,1090	Κορ. Ατμός
2	281,15	2,87	0,0353	0,0353	0,0353	0,0353	Κορ. Ατμός
3	324,48	7,72	0,1964	0,1967	0,1444	0,1443	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	7,72	0,1964	0,1967	0,1444	0,1443	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	2,87	0,0353	0,0353	0,0353	0,0353	Διφασικό ξ=0,1185
6	308,41	22,31	0,1610	0,1614	0,1090	0,1090	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας Α-8 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Κυκλοπεντάνιο

Κυκλοπεντάνιο			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	2,87	0,1395	0,1395	0,0754	0,0754	Κορ. Ατμός
2	281,15	0,20	0,0135	0,0135	0,0135	0,0135	Κορ. Ατμός
3	347,51	0,74	0,1531	0,1530	0,0889	0,0889	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	0,74	0,1531	0,1530	0,0889	0,0889	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	0,20	0,0135	0,0135	0,0135	0,0135	Διφασικό ξ=0,0777
6	308,37	2,87	0,1395	0,1395	0,0754	0,0754	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας Α-9 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Ισοπεντάνιο

Ισοπεντάνιο			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	5,15	0,1450	0,1454	0,0828	0,0829	Κορ. Ατμός
2	281,15	0,48	0,0168	0,0168	0,0168	0,0168	Κορ. Ατμός
3	344,56	1,52	0,1619	0,1622	0,0996	0,0997	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	1,52	0,1619	0,1622	0,0996	0,0997	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	0,48	0,0168	0,0168	0,0168	0,0168	Διφασικό ξ=0,1108
6	308,33	5,15	0,1450	0,1454	0,0828	0,0829	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας Α-10 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Προπάνιο

Προπάνιο			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	34,36	0,0525	0,0525	0,0378	0,0378	Κορ. Ατμός
2	281,15	6,01	0,0172	0,0172	0,0172	0,0172	Κορ. Ατμός
3	313,50	13,79	0,0697	0,0697	0,0550	0,0551	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	13,79	0,0697	0,0697	0,0550	0,0551	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	6,01	0,0172	0,0172	0,0172	0,0172	Διφασικό ξ=0,0884
6	308,60	34,36	0,0525	0,0525	0,0378	0,0378	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-11 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το Προπυλένιο

Προπυλένιο			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	358,15	40,78	0,0477	0,0477	0,0348	0,0348	Κορ. Ατμός
2	281,15	7,36	0,0170	0,0170	0,0170	0,0170	Κορ. Ατμός
3	313,45	16,60	0,0648	0,0648	0,0519	0,0519	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	16,60	0,0648	0,0648	0,0519	0,0519	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	7,36	0,0170	0,0170	0,0170	0,0170	Διφασικό ξ=0,0797
6	308,79	40,78	0,0477	0,0477	0,0348	0,03487	Υπόψ. Υγρό

Πίνακας A-12 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης σε ακροφύσιο για το R32

R32			Σενάριο 1	Σενάριο 2	Σενάριο 3	Σενάριο 4	
Θέση	T (K)	p (bar)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	m (kg/s)	Κατάσταση
1	343,15	48,76	0,0955	0,0954	0,0631	0,0630	Κορ. Ατμός
2	281,15	10,42	0,0199	0,0199	0,0199	0,0199	Κορ. Ατμός
3	313,44	24,96	0,1155	0,1154	0,0830	0,0830	Υπέρ. Ατμός
4	308,15	24,96	0,1155	0,1154	0,0830	0,0830	Υπόψ. Υγρό
5	281,15	10,42	0,0199	0,0199	0,0199	0,0199	Διφασικό ξ=0,0608
6	309,20	48,76	0,0955	0,0954	0,0631	0,0630	Υπόψ. Υγρό

ΠΑΡΑΡΤΗΜΑ Β

Πίνακας Β-1 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το R134a

R134a	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	388	Κορ. Ατμός
	8	331,51	1016	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	1016	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	388	Διφασικό $\xi=0,1984$

Πίνακας Β-2 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R141b	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	40	Κορ. Ατμός
	8	338	133	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	133	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	40	Διφασικό $\xi=0,1328$

Πίνακας Β-3 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R142b	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	193	Κορ. Ατμός
	8	332,44	523	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	523	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	193	Διφασικό $\xi=0,1657$

Πίνακας Β-4 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R245fa	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	75	Κορ. Ατμός
	8	326,6	240	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	240	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	75	Διφασικό $\xi=0,1778$

Πίνακας Β-5 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R245ca	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	50	Κορ. Ατμός
	8	326,41	173	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	173	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	50	Διφασικό $\xi=0,1705$

Πίνακας B-6 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R1234yf	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	286,15	411	Κορ. Ατμός
	8	323,41	1018	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	1018	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	411	Διφασικό ξ=0,2353

Πίνακας B-7 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R1234ze	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	288	Κορ. Ατμός
	8	326,05	767	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	767	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	288	Διφασικό ξ=0,2074

Πίνακας B-8 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

Κυκλοπεντάνιο	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	21	Κορ. Ατμός
	8	342,73	74	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	74	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	21	Διφασικό ξ=0,1156

Πίνακας B-9 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

Ισοπεντάνιο	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	48	Κορ. Ατμός
	8	323,06	152	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	152	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	48	Διφασικό ξ=0,1704

Πίνακας B-9 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

Προπάνιο	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	601	Κορ. Ατμός
	8	330,97	1369	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	1369	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	601	Διφασικό 0,1997

Πίνακας B-10 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

Προπυλένιο	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	736	Κορ. Ατμός
	8	335,32	1648	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	1648	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	736	Διφασικό $\xi=0,1946$

Πίνακας B-11 Αποτελέσματα κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών για το

R32	Θέση	T (K)	p (kPa)	Κατάσταση
	7	281,15	1043	Κορ. Ατμός
	8	356,89	2478	Υπερ. Ατμός
	9	308,15	2478	Υποψ. Υγρό
	10	281,15	1043	Διφασικό $\xi=0,1685$

Βιβλιογραφία

1. G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch, Chapter 2 - The Refrigeration Cycle, Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition), Butterworth-Heinemann, 2016, Pages 19-39.
2. J.M. Rodriguez, 4.14 - Stratospheric Chemistry, Treatise on Geochemistry, Pergamon, 2007, Pages 1-34.
3. Solomon S., Garcia R. R., Rowland F. S., and Wuebbles D. J. (1986)- On the depletion of Antarctic ozone. Nature 321, Pages 755–758.
4. Π. Κούση (2001)-Οι Ενεργειακές απαιτήσεις και ο κύκλος του άνθρακα. Διαθέσιμες εναλλακτικές λύσεις με βάση τις τεχνολογικές και οικονομικές διαστάσεις της αειφόρου ανάπτυξης, Ε.Μ.Π. Σελίδες 45-53.
5. John Durkee - US and global environmental regulations, Management of Industrial Cleaning Technology and Processes, Elsevier Science, 2006, Pages 43-98
6. Askari, Omid & Janbozorgi, Mohammad & Greig, Robinson & Moghaddas, Ali & Metghalchi, Hameed. (2015). Developing alternative approaches to predicting the laminar burning speed of refrigerants using the minimum ignition energy. Science and Technology for the Built Environment 21, Pages 220-227.
7. Linde-Gas <https://www.linde-gas.com/en/legacy/attachment?files=tcm:Ps17-111483,tcm:s17-111483,tcm:17-111483>
8. International Institute of Refrigeration
http://www.iifiir.org/Refrigerant_classification_EN.pdf
9. Kyoto Protocol website: www.kyotoprotocol.com
10. Richard E. Thomson, William J. Emery, Chapter 1 - Data Acquisition and Recording, Data Analysis Methods in Physical Oceanography (Third Edition), Elsevier, 2014, Pages 1-186
11. G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch, Chapter 7 - Evaporators, Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition), Butterworth-Heinemann, 2016, Pages 121-133
12. Richard Lawton, The Basic Components of a Refrigeration System, Reference Module in Food Science, Elsevier, 2016
13. R.W. Serth, 11 - Condensers, Process Heat Transfer, Academic Press, 2007, Pages 539-628
14. G.F. Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch, Chapter 4 - Compressors, Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps (Fifth Edition), Butterworth-Heinemann, 2016, Pages 59-87
15. O. Badr, P.W. O'Callaghan, S.D. Probert, Vapour-compression refrigeration systems, Applied Energy, Volume 36, Issue 4, 1990, Pages 303-331

16. P. Worsøe-Schmidt, ABSORPTION COOLING, *Advances In Solar Energy Technology*, Pergamon,1988, Pages 2418-2425
17. Biplab Choudhury, Bidyut Baran Saha, Pradip K. Chatterjee, Jyoti Prakas Sarkar, An overview of developments in adsorption refrigeration systems towards a sustainable way of cooling, *Applied Energy*, Volume 104, 2013, Pages 554-567
18. E.N. Ξηράκης: Συστήματα Ψύξης με ηλιακή ενέργεια, Διπλωματική Εργασία, Επιβλέπων: Χ.Τζιβανίδης
19. Huang, Bin-Juine & Jiang, Bernard & L. Hu, F. (1985). Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME*.107.10.1115/1.3239802.
20. Zhiwei Ma, Huashan Bao, Anthony Paul Roskilly, Thermodynamic modelling and parameter determination of ejector for ejection refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration*, Volume 75, 2017, Pages 117-128
21. Giorgio Besagni, Riccardo Mereu, Fabio Inzoli, Ejector refrigeration: A comprehensive review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Volume 53, 2016, Pages 373-407
22. Soteris A. Kalogirou, Chapter three - Solar Energy Collectors, *Solar Energy Engineering*, Academic Press, 2009, Pages 121-217
23. S.C. Bhatia, 4 - Solar thermal energy, *Advanced Renewable Energy Systems*, Woodhead Publishing India, 2014, Pages 94-143,
24. Ioan Sarbu, Calin Sebarchievici, Chapter 3 - Solar Collectors, *Solar Heating and Cooling Systems*, Academic Press, 2017, Pages 29-97
25. G. Faninger, 3.12 - Solar Hot Water Heating Systems, *Comprehensive Renewable Energy*, Elsevier, 2012, Pages 419-447
26. Nehad Al-Khalidy, An experimental study of an ejector cycle refrigeration machine operating on R113: Etude expérimentale d'une machine frigorifique à éjecteur au R113, *International Journal of Refrigeration*, Volume 21, Issue 8, 1998, Pages 617-625
27. Nehdi, E., Kairouani, L. and Elakhdar, M. (2008), A solar ejector air-conditioning system using environment-friendly working fluids. *Int. J. Energy Res.*, 32: 1194-1201
28. B.J Huang, J.M Chang, V.A Petrenko, K.B Zhuk, A SOLAR EJECTOR COOLING SYSTEM USING REFRIGERANT R141b, *Solar Energy*, Volume 64, Issues 4–6, 1998, Pages 223-226
29. Kamil Śmierciew, Jerzy Gagan, Dariusz Butrymowicz, Jarosław Karwacki, Experimental investigations of solar driven ejector air-conditioning system, *Energy and Buildings*, Volume 80, 2014, Pages 260-267
30. Dariusz Butrymowicz, Kamil Śmierciew, Jarosław Karwacki, Jerzy Gagan, Experimental investigations of low-temperature driven ejection refrigeration cycle operating with isobutane, *International Journal of Refrigeration*, Volume 39, 2014, Pages 196-209

31. Heymann M, Resnick W. Optimum ejector design for ejector-operated refrigeration cycle. *Israel J Technol* 1964;2:242
32. Li-Ting Chen, A heat driven mobile refrigeration cycle analysis, *Energy Conversion*, Volume 18, Issue 1, 1978, Pages 25-29
33. K.P. Tyagi, K.N. Murty, Ejector-compression systems for cooling: Utilising low grade waste heat, *Journal of Heat Recovery Systems*, Volume 5, Issue 6, 1985, Pages 545-550
34. Chen, F. C. and Hsu, C. (1987), Performance of ejector heat pumps. *Int. J. Energy Res.*, 11: Pages 289-300.
35. R. Dorantès, A. Lallemand, Influence de la nature des fluides, purs ou en mélanges non-azéotropiques, sur les performances d'une machine de climatisation à éjecto-compresseur, *International Journal of Refrigeration*, Volume 18, Issue 1, 1995, Pages 21-30
36. Da-Wen Sun, Comparative study of the performance of an ejector refrigeration cycle operating with various refrigerants, *Energy Conversion and Management*, Volume 40, Issue 8, 1999, Pages 873-884
37. Riffat, S. B. and Omer, S. A. (2001), CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid. *Int. J. Energy Res.*, 25: Pages 115-128.
38. K Cizungu, A Mani, M Groll, Performance comparison of vapour jet refrigeration system with environment friendly working fluids, *Applied Thermal Engineering*, Volume 21, Issue 5, 2001, Pages 585-598
39. A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Volume 24, Issues 5–6, 2004, Pages 827-838
40. G.K Alexis, J.S Katsanis, Performance characteristics of a methanol ejector refrigeration unit, *Energy Conversion and Management*, Volume 45, Issue 17, 2004, Pages 2729-2744
41. Da-Wen Sun, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy*, Volume 21, Issue 10, 1996, Pages 919-929
42. Satha Aphornratana, Ian W Eames, A small capacity steam-ejector refrigerator: experimental investigation of a system using ejector with movable primary nozzle, *International Journal of Refrigeration*, Volume 20, Issue 5, 1997, Pages 352-358
43. Kanjanapon Chunnanond, Satha Aphornratana, An experimental investigation of a steam ejector refrigerator: the analysis of the pressure profile along the ejector, *Applied Thermal Engineering*, Volume 24, Issues 2–3, 2004, Pages 311-322
44. Alexis, G. K. (2005), Exergy analysis of ejector-refrigeration cycle using water as working fluid. *Int. J. Energy Res.*, 29: Pages 95-105
45. A. Selvaraju, A. Mani, Experimental investigation on R134a vapour ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Volume 29, Issue 7, 2006, Pages 1160-1166

46. Sankarlal, A. Mani, Experimental investigations on ejector refrigeration system with ammonia, *Renewable Energy*, Volume 32, Issue 8, 2007, Pages 1403-1413
47. Ian W. Eames, Ali E. Ablwaifa, Volodymyr Petrenko, Results of an experimental study of an advanced jet-pump refrigerator operating with R245fa, *Applied Thermal Engineering*, Volume 27, Issues 17–18, 2007, Pages 2833-2840
48. R. Yapıcı, H.K. Ersoy, A. Aktoprakoğlu, H.S. Halkacı, O. Yiğit, Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, Volume 31, Issue 7, 2008, Pages 1183-1189
49. Rafet Yapıcı, Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, Volume 49, Issue 5, 2008, Pages 953-961
50. Latra Boumaraf, André Lallemand, Modeling of an ejector refrigerating system operating in dimensioning and off-dimensioning conditions with the working fluids R142b and R600a, *Applied Thermal Engineering*, Volume 29, Issues 2–3, 2009, Pages 265-274
51. Raul Roman, Jorge I. Hernandez, Performance of ejector cooling systems using low ecological impact refrigerants, *International Journal of Refrigeration*, Volume 34, Issue 7, 2011, Pages 1707-1716
52. Jacek Kasperski, Bartosz Gil, Performance estimation of ejector cycles using heavier hydrocarbon refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, Volume 71, Issue 1, 2014, Pages 197-203
53. Jianyong Chen, Hans Havtun, Björn Palm, Screening of working fluids for the ejector refrigeration system, *International Journal of Refrigeration*, Volume 47, 2014, Pages 1-14
54. Huang BJ, Jiang CB, Hu FL. Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power*. 1985;107(3):792-802
55. Sun, D. and Eames, I. W. (1996), Performance characteristics of HCFC-123 ejector refrigeration cycles. *Int. J. Energy Res.*, 20: 871-885
56. K.O. Shestopalov, B.J. Huang, V.O. Petrenko, O.S. Volovyk, Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 2. Theoretical and experimental results, *International Journal of Refrigeration*, Volume 55, 2015, Pages 212-223
57. B. Zheng, Y.W. Weng, A combined power and ejector refrigeration cycle for low temperature heat sources, *Solar Energy*, Volume 84, Issue 5, 2010, Pages 784-791
58. Aggrey Mwesigye, Seth B. Dworkin, Performance analysis and optimization of an ejector refrigeration system using alternative working fluids under critical and subcritical operation modes, *Energy Conversion and Management*, Volume 176, 2018, Pages 209-226

59. B.J. Huang, J.M. Chang, C.P. Wang, V.A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, International Journal of Refrigeration, Volume 22, Issue 5, 1999, Pages 354-364

60. Shestopalov KO, Huang BJ, Petrenko VO, Volovyk OS. Investigation of an experimental ejector refrigeration machine operating with refrigerant R245fa at design and off-design working conditions. Part 1. Theoretical analysis. International Journal of Refrigeration 2015;55:201-11

61. Alfa Laval Pricelist 2014 <https://t-solucionaria.com/wp-content/uploads/Tarifas-Refrigeracion.pdf>

62. Alfa Laval Pricelist 2016 <https://t-solucionaria.com/wp-content/uploads/Soldados-2016.pdf>

63. B.J. Huang, J.H. Wu, R.H. Yen, J.H. Wang, H.Y. Hsu, C.J. Hsia, C.W. Yen, J.M. Chang, System performance and economic analysis of solar-assisted cooling/heating system, Solar Energy, Volume 85, Issue 11, 2011, Pages 2802-2810

64. Huang, Bin-Juine & Jiang, Bernard & L. Hu, F. (1985). Ejector Performance Characteristics and Design Analysis of Jet Refrigeration System. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power-transactions of The Asme - J ENG GAS TURB POWER-T ASME