



**ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ**

**ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ**

**Ενεργειακή και Εξεργειακή Ανάλυση συστήματος παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμών-απορρόφηση και επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου για βιομηχανική χρήση.**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**Ιωάννης Γεωργούσης**

**Επιβλέπων:**

**Δρ Αντώνιος Νάζος**

**Επίκουρος Καθηγητής Πα.Δ.Α.**

**Αθήνα, Οκτώβριος 2024**





ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΑΤΤΙΚΗΣ

ΣΧΟΛΗ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**Ενεργειακή και Εξεργειακή Ανάλυση συστήματος παραγωγής ψύξης με συμπίεση ατμών-απορρόφηση και επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου για βιομηχανική χρήση.**

**ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ**

**του Ιωάννη Γεωργούση**

**Επιβλέπων: Δρ Αντώνιος Νάζος**

**Επίκουρος Καθηγητής Πα.Δ.Α.**

Εγκρίθηκε από την τριμελή εξεταστική Επιτροπή την 14<sup>η</sup> Οκτωβρίου 2024

(Υπογραφή)

(Υπογραφή)

(Υπογραφή)

.....  
Νάζος Αντώνιος  
Διδακτικό Ερευνητικό Προσωπικό  
(ΔΕΠ) Επίκουρος καθηγητής  
ΠΑ.Δ.Α.

.....  
Καββαδίας Κοσμάς  
Διδακτικό Ερευνητικό Προσωπικό  
(ΔΕΠ) Αναπληρωτής Καθηγητής  
ΠΑ.Δ.Α.

.....  
Μαϊτός Αντώνιος  
Εργαστηριακό Διδακτικό  
Προσωπικό (Ε.ΔΙ.Π.) Πα.Δ.Α.

Αθήνα, Οκτώβριος 2024

Copyright © - Γεωργούσης Ιωάννης, 2024

Με επιφύλαξη παντός δικαιώματος. All rights reserved.

Απαγορεύεται η αντιγραφή, αποθήκευση και διανομή της παρούσας εργασίας, εξ ολοκλήρου ή τμήματος αυτής, για εμπορικό σκοπό. Επιτρέπεται η ανατύπωση, αποθήκευση και διανομή για σκοπό μη κερδοσκοπικό, εκπαιδευτικής ή ερευνητικής φύσης, υπό την προϋπόθεση να αναφέρεται η πηγή προέλευσης και να διατηρείται το παρόν μήνυμα. Ερωτήματα που αφορούν τη χρήση της εργασίας για κερδοσκοπικό σκοπό πρέπει να απευθύνονται στον συγγραφέα.

Οι απόψεις και τα συμπεράσματα που περιέχονται σε αυτό το έγγραφο εκφράζουν τον συγγραφέα και δεν πρέπει να ερμηνευθεί ότι αντιπροσωπεύουν τις επίσημες θέσεις του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής.

## ΔΗΛΩΣΗ ΣΥΓΓΡΑΦΕΑ ΔΙΠΛΩΜΑΤΙΚΗΣ ΕΡΓΑΣΙΑΣ

Ο κάτωθι υπογεγραμμένος Γεωργούσης Ιωάννης του Χρήστου, με αριθμό μητρώου 18392039 φοιτητής του Πανεπιστημίου Δυτικής Αττικής, της Σχολής Μηχανικών του Τμήματος Μηχανολόγων Μηχανικών, δηλώνω υπεύθυνα ότι:

«Είμαι συγγραφέας αυτής της διπλωματικής εργασίας και ότι κάθε βοήθεια την οποία είχα για την προετοιμασία της είναι πλήρως αναγνωρισμένη και αναφέρεται στην εργασία. Επίσης, οι όποιες πηγές από τις οποίες έκανα χρήση δεδομένων, ιδεών ή λέξεων, είτε ακριβώς είτε παραφρασμένες, αναφέρονται στο σύνολό τους, με πλήρη αναφορά στους συγγραφείς, τον εκδοτικό οίκο ή το περιοδικό, συμπεριλαμβανομένων και των πηγών που ενδεχομένως χρησιμοποιήθηκαν από το διαδίκτυο. Επίσης, βεβαιώνω ότι αυτή η εργασία έχει συγγραφεί από μένα αποκλειστικά και αποτελεί προϊόν πνευματικής ιδιοκτησίας τόσο δικής μου, όσο και του Ιδρύματος. Παράβαση της ανωτέρω ακαδημαϊκής μου ευθύνης αποτελεί ουσιώδη λόγο για την ανάκληση του πτυχίου μου».

Ο δηλών

(Υπογραφή)



.....  
**Ιωάννης Γεωργούσης**

## Περίληψη

Στη παρούσα διπλωματική εργασία αναπτύσσεται ένα μοντέλο που βασίζεται σε ενεργειακές, εξεργειακές, και περιβαλλοντικές αναλύσεις, αξιολογείται η απόδοση του συστήματος σε παραμέτρους λειτουργίας, συμπεριλαμβανομένης της θερμοκρασίας συμπύκνωσης καθώς και θερμοκρασίες εξάτμισης και τις δυνατότητες ψύξης σε δύο θερμοκρασίες ψύξης με χρήση διαφορετικών ψυκτικών μέσων. Αναλυτικότερα στο κεφάλαιο 1, στην εισαγωγή γίνεται λόγος για την σημασία της ψύξης στον σύγχρονο κόσμο και τις ενεργειακές ανάγκες της εν λόγω διεργασίας. Το κεφάλαιο 2 περιλαμβάνει ένα θεωρητικό υπόβαθρο στο οποίο αναλύονται βασικές έννοιες της θερμοδυναμικής πάνω στις οποίες θα βασιστεί η μελέτη της διάταξης. Στο κεφάλαιο 3 εν συνεχεία, μελετάται η διεργασία της ψύξης με συμπίεση ατμών καθώς και οι κατηγορίες κλειστών κύκλων που μπορούν να λειτουργήσουν με αυτού του είδους ψύξη. Στο κεφάλαιο 4 μετέπειτα, αναλύεται θερμοδυναμικά η κατηγορία της ψύξης με απορρόφηση και σχολιάζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα. Στο κεφάλαιο 5 εξετάζονται οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων, οι επιπτώσεις που έχουν στο περιβάλλον καθώς και τα κριτήρια επιλογής τους. Στο κεφάλαιο 6 περιγράφεται η μεθοδολογική προσέγγιση τους προβλήματος και οι εργαζόμενες συνθήκες της διάταξης. Στο κεφάλαιο 7 ακολουθεί η θερμοδυναμική ανάλυση του συστήματος, η περιβαλλοντική και οικονομική σύγκριση των 3 ψυκτικών μέσων, η κατασκευή αντίστοιχων διαγραμμάτων και οι τρόποι βελτίωσης απόδοσης του συστήματος. Στο κεφάλαιο 8 παρατίθενται τα αποτελέσματα, ο σχολιασμός τους, ενώ στο κεφάλαιο 9 διατυπώνονται τα συμπεράσματα.

Λέξεις κλειδιά: Βιομηχανική Ψύξη, ψύξη με συμπίεση ατμών, ψύξη με απορρόφηση, ενεργειακή ανάλυση, εξεργειακή ανάλυση, ψυκτικά μέσα, επιλογή βέλτιστου ψυκτικού μέσου, συντελεστής συμπεριφοράς, εξεργειακός βαθμός απόδοσης

# Abstract

In this thesis, a model based on energy, exergy, and environmental analyzes is developed, the performance of the system is evaluated in operating parameters, including condensation temperature as well as evaporation temperatures and the cooling capabilities at two cooling temperatures using different refrigerants. In more detail in chapter 1, the introduction talks about the importance of cooling in the modern world and the energy needs of the process in question. Chapter 2 includes a theoretical background in which basic concepts of thermodynamics are analyzed on which the study of the arrangement will be based. In chapter 3 then, the process of vapor compression cooling is studied as well as the categories of closed cycles that can operate with this type of cooling. In chapter 4 later, the category of absorption cooling is analyzed thermodynamically and the corresponding diagrams are commented. Chapter 5 examines the properties of refrigerants, their effects on the environment as well as their selection criteria. Chapter 6 describes the methodological approach to the problem and the working conditions of the arrangement. In chapter 7 follows the thermodynamic analysis of the system, the environmental and economic comparison of the 3 refrigerants, the construction of corresponding diagrams and ways to improve the performance of the system. Chapter 8 lists the results, their commentary, while chapter 9 formulates the conclusions.

Keywords: Industrial Refrigeration, vapor compression refrigeration, absorption refrigeration, energy analysis, exergy analysis, refrigerants, selection of optimal refrigerant, coefficient of performance, exergy efficiency

# Πίνακας περιεχομένων

<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....</b>	<b>15</b>
1.1: Ορισμός ψύξης-Κατηγορίες ψύξης.....	15
1.2: Ιστορική αναδρομή της ψύξης.....	15
1.3: Η ψύξη στον σύγχρονο κόσμο .....	16
1.4: Ενεργειακές ανάγκες για θέρμανση και ψύξη στον κόσμο, στην ΕΕ και στην Ελλάδα.....	17
1.5: Το ενεργειακό-πρόβλημα-Ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας στον χώρο της ψύξης.....	19
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ .....</b>	<b>21</b>
2.1: Σύστημα.....	21
2.2: Θερμοκρασία .....	21
2.3: Θερμότητα.....	21
2.4: Θερμοχωρητικότητα-Ειδική θερμοχωρητικότητα .....	22
2.5: Έργο και ισχύς .....	23
2.5.1: Έργο .....	23
2.5.2: Ισχύς .....	24
2.6: Ενέργεια και Ενεργειακή Ανάλυση .....	24
2.6.1: Ο 1 <sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος.....	24
2.6.2: Ενεργειακό ισοζύγιο, Ενεργειακή Μεταβολή Συστήματος.....	26
2.7: Αρχή διατήρησης της μάζας.....	27
2.8: Ο 2 <sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος.....	28
2.9: Εντροπία, ισεντροπική απόδοση .....	29
2.10: Εξέργεια.....	30
2.11: Βαθμός απόδοσης εναλλακτών θερμότητας με βάση τη μέθοδο NTU .....	34
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ.....</b>	<b>35</b>
3.1: Στοιχειώδης ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών.....	35
3.2: Ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών με υπόψυξη και υπερθέρμανση .....	38
3.3: Πολυβάθμιος ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών .....	40
3.4: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με διβάθμια συμπίεση.....	41



3.5: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με διβάθμια συμπίεση και διβάθμιο στραγγαλισμό.....	44
3.6: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, διβάθμιο στραγγαλισμό και 2 στοιχεία ατμοποίησης.....	47
3.7: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, διβάθμιο στραγγαλισμό και 2 στοιχεία ατμοποίησης.....	49
3.8: Ψυκτική διάταξη συμπίεσης ατμών με κλιμακωτό καταρράκτη (cascade) .....	51
3.9: Πραγματικός ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών .....	52
3.10: Εξεργειακή ανάλυση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών.....	54
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ .....</b>	<b>56</b>
4.1: Θεωρητική εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση με LiBr/H <sub>2</sub> O και με NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O .....	56
4.2: Πραγματική εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση με LiBr/H <sub>2</sub> O και με NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O .....	57
4.3: Διάγραμμα Πίεσης-Αντίστροφης Θερμοκρασίας p-1/T .....	59
4.4: Διάγραμμα Πίεσης-Κατά μάζα σύστασης p-ξ.....	59
4.5: Διάγραμμα Ενθαλπίας-Κατά μάζα σύστασης (h-ξ).....	60
4.6: Ενεργειακή Ανάλυση ψυκτικής μονάδας απορρόφησης .....	65
4.7: Εξεργειακή Ανάλυση ψυκτικής μονάδας απορρόφησης .....	66
4.8: Σύγκριση ψύξης απορρόφησης με LiBr/H <sub>2</sub> O και ψύξης απορρόφησης με NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O .....	67
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ .....</b>	<b>69</b>
5.1: Ορισμός ψυκτικού μέσου-Ιδιότητες ψυκτικών μέσων.....	69
5.2: Η υγρασία στα ψυκτικά μέσα .....	76
5.3: Περιβαλλοντικές επιπτώσεις .....	76
5.3.1: Ο δείκτης O.D.P (Ozone Depletion Potential) .....	77
5.3.2: Ο δείκτης G.W.P (Global Warming Potential) .....	77
5.4: Υποκατάστατα CFCs και HCFCs .....	77
5.5: Ψυκτικά μέσα για βιομηχανική χρήση .....	78
5.6: Νέες τεχνολογίες στα ψυκτικά μέσα .....	80
5.7: Κριτήρια επιλογής ψυκτικού μέσου .....	80
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ .....</b>	<b>83</b>
6.1: Μεθοδολογική προσέγγιση και υποθέσεις .....	83

6.2: Εργαζόμενες συνθήκες και συνθήκες περιβάλλοντος της διάταξης.....	84
6.3: Επιλογή ψυκτικού μέσου .....	84
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: ΑΝΑΛΥΣΗ ΔΙΑΤΑΞΗΣ .....</b>	<b>87</b>
7.1: Περιγραφή διάταξης .....	87
7.2: Ενεργειακή Ανάλυση.....	89
7.3: Εξεργειακή Ανάλυση .....	91
7.4: Σχεδιασμός διαγραμμάτων.....	94
7.5: Τρόποι βελτίωσης απόδοσης του συστήματος .....	94
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8: ΣΥΖΗΤΗΣΗ-ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑΤΑ .....</b>	<b>95</b>
<b>ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9: ΣΥΜΠΕΡΑΣΜΑΤΑ -ΠΡΟΤΑΣΕΙΣ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗΣ .....</b>	<b>103</b>
<b>Βιβλιογραφία .....</b>	<b>105</b>

## Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 2.1: Καύση ορυκτού καυσίμου και χρήση της θερμότητας .....	33
Σχήμα 3.1: Σχηματική αναπαράσταση στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης .....	36
Σχήμα 3.2: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού.....	38
Σχήμα 3.3: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση .....	41
Σχήμα 3.4: Ενδιάμεση ψύξη με νερό .....	43
Σχήμα 3.5: Ενδιάμεση ψύξη με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και ενδιάμεσο ψυκτήρα .....	43
Σχήμα 3.6: Ενδιάμεση ψύξη με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και δοχείο χωρισμού.....	44
Σχήμα 3.7: Διάγραμμα ροής κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση και - 2-βάθμιο στραγγαλισμό.....	44
Σχήμα 3.8: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης .....	47
Σχήμα 3.9: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης .....	49
Σχήμα 3.10: Σχηματική αναπαράσταση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με κλιμακωτό καταρράκτη.....	51
Σχήμα 3.11: Τυπική διάταξη ενός πραγματικού κύκλου ψύξης με συμπίεση ατμών .....	54
Σχήμα 4.1: Διάγραμμα ροής απλής ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης.....	56
Σχήμα 4.2: Διάγραμμα ροής πραγματικής εγκατάστασης απορρόφησης .....	58
Σχήμα 7.1: Σχηματική αναπαράσταση της διάταξης .....	88

## Κατάλογος Διαγραμμάτων

Διάγραμμα 1.1: Πρωτογενής ενέργεια για θέρμανση και ψύξη για το έτος 2012 .18	
Διάγραμμα 1.2: Ποσοστά της τελικής καταναλισκόμενης ενέργειας για θέρμανση και ψύξη που προήλθε από ΑΠΕ ανά κράτος-μέλος της ΕΕ. .... 18	
Διάγραμμα 3.1: Διάγραμμα P-h στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών ..... 36	
Διάγραμμα 3.2: Διάγραμμα T-s στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών ..... 37	
Διάγραμμα 3.3: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού ..... 39	
Διάγραμμα 3.4: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού..... 39	
Διάγραμμα 3.5: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση και υπόψυξη ..... 41	
Διάγραμμα 3.6: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση και υπόψυξη ..... 42	
Διάγραμμα 3.7: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό, υπόψυξη και υπερθέρμανση ..... 45	
Διάγραμμα 3.8: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό, υπόψυξη και υπερθέρμανση ..... 46	
Διάγραμμα 3.9: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης ..... 48	
Διάγραμμα 3.10: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης ..... 48	
Διάγραμμα 3.11: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης ..... 49	
Διάγραμμα 3.12: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης ..... 50	
Διάγραμμα 3.13: Διαγράμματα T-s και p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης ..... 52	
Διάγραμμα 3.14: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα T-s ..... 53	
Διάγραμμα 3.15: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα p-h ..... 53	
Διάγραμμα 4.1: Διάγραμμα (p-1/T) του μείγματος NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O ..... 59	

Διάγραμμα 4.2: Διάγραμμα (p-ξ) του μείγματος LiBr/H <sub>2</sub> O .....	60
Διάγραμμα 4.3: Διάγραμμα (h-ξ) διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση .....	61
Διάγραμμα 4.4: Διαγράμματα (t-ξ) διμερούς μίγματος για σταθερή πίεση .....	62
Διάγραμμα 4.5: Διάγραμμα (h-ξ) του διμερούς μίγματος (NH <sub>3</sub> /H <sub>2</sub> O) για διάφορες πιέσεις .....	63
Διάγραμμα 4.6: Διάγραμμα (h-ξ) του διμερούς μείγματος LiBr-H <sub>2</sub> O .....	64
Διάγραμμα 5.1: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R134a .....	74
Διάγραμμα 5.2: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R717 .....	75
Διάγραμμα 5.3: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R290 .....	75
Διάγραμμα 5.4: ODP και τα GWP για 5 ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία .....	79
Διάγραμμα 6.1: ODP και GWP για κάθε ψυκτικό μέσο της συμπίεσης ατμών .....	85
Διάγραμμα 6.2: Κόστη ηλεκτρικής ενέργειας ανά έτος για κάθε ψυκτικό μέσο. ..	86
Διάγραμμα 7.1: Διαγράμματα p-h και p-T για την προς μελέτη διάταξη .....	94
Διάγραμμα 8.1: COP και ε ολόκληρου του συστήματος για κάθε ψυκτικό μέσο της συμπίεσης ατμών .....	101
Διάγραμμα 8.2: Τιμές ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος ανά ψυκτικό μέσο .....	102

## Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 1.1: Ζήτηση θέρμανσης και ψύξης ανά τομέα στην Ελλάδα .....	19
Πίνακας 5.1: Βασικές ιδιότητες για διάφορα ψυκτικά υγρά.....	70
Πίνακας 5.2: Ορισμένα ψυκτικά μέσα που έχουν αντικαταστήσει παλαιότερα ...	78
Πίνακας 5.3: O.D.P και G.W.P για διάφορα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία .....	79
Πίνακας 5.4: Χαρακτηρισμός ψυκτικών ρευστών βάση τοξικότητας και αναφλεξιμότητας .....	81
Πίνακας 6.1: Παράμετροι που λήφθηκαν για την ανάλυση της διάταξης.....	84
Πίνακας 6.2: Δείκτες ODP και GWP για κάθε ψυκτικό μέσο στο τμήμα της συμπίεσης ατμών .....	85
Πίνακας 6.3: Κόστη ηλεκτρικής ενέργειας ανά έτος για κάθε ψυκτικό μέσο .....	86
Πίνακας 8.1: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R134a .....	95
Πίνακας 8.2: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R717 .....	96
Πίνακας 8.3: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R290.....	97
Πίνακας 8.4: Αποτελέσματα των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R134a .....	98
Πίνακας 8.5: Αποτελέσματα των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R717 .....	99
Πίνακας 8.6: Αποτελέσματα των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H <sub>2</sub> O-R290 .....	100
Πίνακας 8.7: COP και ε ολόκληρου του συστήματος ανά ψυκτικό μέσο.....	100
Πίνακας 8.8: Τιμές ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος ανά ψυκτικό μέσο .....	102

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ

Ο σκοπός αυτής της εργασίας είναι ο υπολογισμός της βέλτιστης ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης ενός συστήματος παραγωγής ψύξης για βιομηχανική χρήση. Για να αυξηθεί ο συντελεστής συμπεριφοράς COP του συστήματος, το εν λόγω τμήμα συνδυάζεται με ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών και έτσι δημιουργείται η διάταξη που θα μελετηθεί σε αυτή την διπλωματική εργασία.

### 1.1: Ορισμός Ψύξης-Τύποι Εγκαταστάσεων ψύξης

**Ορισμός:** «Η διεργασία μεταφοράς θερμότητας από μια περιοχή χαμηλής θερμοκρασίας σε μία άλλη με υψηλότερη θερμοκρασία καλείται ψύξη.»[1]

Η πιο συνηθισμένη εφαρμογή της ψύξης είναι η διατήρηση τροφίμων σε χαμηλή θερμοκρασία, με στόχο να εμποδιστεί καταστροφή τους. Η ψύξη δίνει τη δυνατότητα στον άνθρωπο να διατηρεί τρόφιμα για μεγάλο χρονικό διάστημα χωρίς να αλλοιώνεται ιδιαίτερα η ποιότητά τους.[2]

Μια εξ' ίσου διαδεδομένη εφαρμογή της ψύξης, ο κλιματισμός, ο οποίος «είναι η διαδικασία με την οποία ελέγχουμε και ρυθμίζουμε (μέσα σε προκαθορισμένα όρια) τη θερμοκρασία και την υγρασία του αέρα μέσα σε ένα χώρο ή μέσα σε ένα κτίριο.»[3] Ο κλιματισμός χρησιμοποιείται για δημιουργία άνεσης σε έναν χώρο ή σε ένα κτίριο. [2]

Η παραγωγή ψύξης επιτυγχάνεται διάφορους τύπους εγκαταστάσεων. Οι σημαντικότεροι παρουσιάζονται παρακάτω: [1]

- Ψύξη με συμπίεση ατμών
- Ψύξη με συμπίεση αερίου
- Ψύξη με απορρόφηση
- Ψύξη με προσρόφηση
- Ψύξη με έγχυση ατμού
- Θερμοηλεκτρική ψύξη
- Ψύξη με απομαγνήτιση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία εξετάζονται ο τύπος εγκατάστασης ψύξης με συμπίεση ατμών και ο τύπος εγκατάστασης με απορρόφηση.

### 1.2: Ιστορική αναδρομή της ψύξης

Για χιλιάδες χρόνια οι άνθρωποι προσπαθούσαν να διατηρήσουν φρέσκα τα προϊόντα τους εκθέτοντάς τα σε χαμηλές θερμοκρασίες χρησιμοποιώντας διάφορες μεθόδους. Μεταξύ άλλων λαών, οι αρχαίοι Έλληνες και οι Ρωμαίοι έψυχαν τα προϊόντα τους με πάγο που μεταφερόταν από τα βουνά. Οι οικονομικά ευκατάστατοι προκειμένου να αποθηκεύσουν πάγο για μεγάλο χρονικό διάστημα, έσκαβαν λάκκους και τους μόνωναν με ξύλο και άχυρο ώστε να αποθηκευτεί ο πάγος για μήνες. Οι

Αιγύπτιοι και οι Ινδοί χρησιμοποιούσαν τη μέθοδο της ψύξης με εξάτμιση. Κατά τη μέθοδο αυτή τοποθετούταν νερό σε δίσκους και λόγω της ταχείας εξάτμισής του ιδίως τις τροπικές νύχτες δημιουργούταν πάγος στους δίσκους ακόμα και αν η θερμοκρασία του αέρα έπεφτε κάτω από το μηδέν.[2]

Η σύγχρονη διαδικασία ψύξης ξεκίνησε να αναπτύσσεται το 1805, όταν ο Όλιβερ Έβανς επινόησε την πρώτη μηχανή ψύξης που είχε ως ψυκτικό μέσο τον ατμό, χωρίς όμως να προχωρήσει στην κατασκευή της. Πάνω στη μηχανή του Έβανς βασίστηκε ο Τζον Γκόρι ο οποίος δημιούργησε στην πράξη μια παρόμοια το 1844. Το 1859 κατασκευάστηκε ένα άλλο σύστημα παραγωγής ψύξης το οποίο λειτουργούσε με ταχέως διαστελλόμενη αμμωνία. Αυτό το σύστημα με συμπίεση ατμού χρησιμοποιήθηκε ευρέως, ενώ τις επόμενες δεκαετίες η ψύξη εισχώρησε ακόμα περισσότερο στη βιομηχανία.[2]

Εδώ αξίζει να αναφερθεί ότι στις αρχές του 20<sup>ου</sup> αιώνα δημιουργείται η πρώτη μονάδα κλιματισμού από τον Γουίλις Κάρριερ. [4]

Λόγω της τοξικότητας της αμμωνίας οι μηχανικοί της εποχής στράφηκαν στην παραγωγή εναλλακτικών ψυκτικών μέσων. Το πιο γνωστό από αυτό ήταν το φρέον, ή αλλιώς διχλωροφθορομεθάνιο (CCl<sub>2</sub>F<sub>2</sub>), το οποίο ήταν άοσμο και τοξικό μόνο σε υπερβολικά μεγάλες δόσεις. Το φρέον, μαζί με τα υπόλοιπα ψυκτικά μέσα δημιουργήθηκε κατά τη δεκαετία του 1920.[2]

Μέχρι τη δεκαετία του 1950 σχεδόν κάθε αμερικανικό νοικοκυριό διέθετε ένα οικιακό ψυγείο [5]. Την ίδια περίοδο ειδικά στις ΗΠΑ η συντριπτική πλειοψηφία των σπιτιών διέθετε και κλιματιστικό, ενώ μέχρι τα τέλη της δεκαετίας του 1960 ο κλιματισμός υπήρχε ως δυνατότητα σε πάνω από τα μισά καινούρια αυτοκίνητα της εποχής [5].

Τη δεκαετία του 1970 ανακαλύφθηκε ότι η χρήση χλωροφθορανθράκων (CFC) ευθύνεται για την αύξηση του επιπέδου της υπεριώδους ακτινοβολίας που φτάνει στην επιφάνεια της γης. Προς αντιμετώπιση αυτού του φαινομένου υπογράφηκε το Πρωτόκολλο του Μόντρεαλ το 1987 που είχε ως στόχο την προστασία της στιβάδας του όζοντος της στρατόσφαιρας με τη σταδιακή κατάργηση της παραγωγής και της κατανάλωσης ουσιών που καταστρέφουν το όζον (ODS). [6].

Το 2001 μέσω του προγράμματος GREAN ξεκίνησαν δοκιμές για την αξιολόγηση της απόδοσης των ψυκτικών μέσων που περιλαμβάνουν υδρογονάνθρακες και υδροφθοράνθρακες σε εξοπλισμό. [5]

### 1.3: Η σημασία της ψύξης στον σύγχρονο κόσμο

Η ψύξη έχει μεγάλη σημασία για τον σύγχρονο κόσμο καθώς πάνω σε αυτήν στηρίζονται βασικοί τομείς της ανθρώπινης ζωής και της τεχνολογίας. Ειδικότερα:

- **Τομέας διατήρησης τροφίμων:** Χάρη στην διεργασία της ψύξης τα τρόφιμα παραμένουν στις επιθυμητές θερμοκρασίες με αποτέλεσμα να επιβραδύνονται χημικές και βιολογικές διεργασίες στα προϊόντα και να αποφεύγεται έτσι η αλλοίωσή τους. [1]

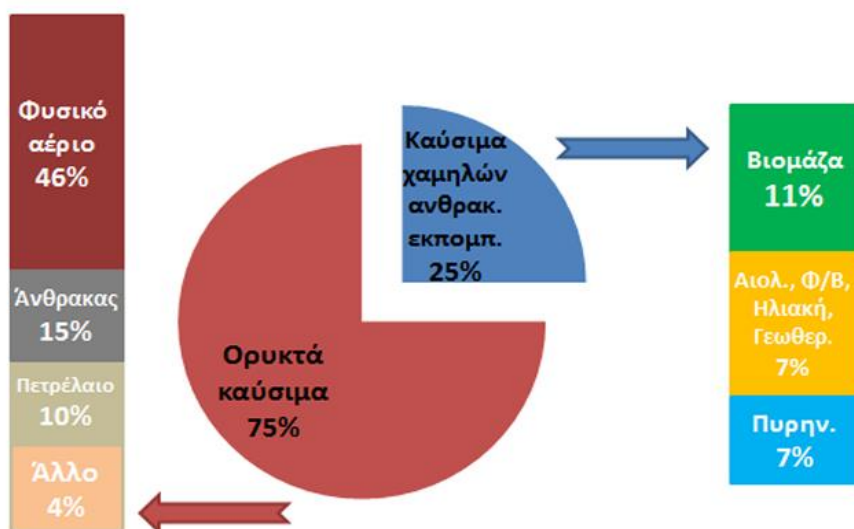


- **Τομέας κλιματισμού:** Όπως προαναφέρθηκε, ο κλιματισμός στα σημερινά σπίτια είναι απαραίτητος για την επίτευξη άνεσης στο χώρο, ενώ στο εμπόριο είναι αναγκαίος για την διατήρηση της θερμοκρασίας των προς μεταφορά προϊόντων (π.χ. φορηγά ψυγεία)
- **Τομέας υγείας:** Η ψύξη συμβάλλει στην αποθήκευση φαρμάκων και εμβολίων, καθώς και στην υλοποίηση νέων θεραπευτικών τεχνικών σε χαμηλές θερμοκρασίες. [7]
- **Τομέας βιομηχανίας:** Η ψύξη είναι ζωτικής σημασίας για τις βιομηχανίες παραγωγής τροφίμων, χημικών, πλαστικών και κατασκευών κ.λπ. Επίσης η ψύξη συμβάλλει στην υγροποίηση του φυσικού αερίου. [7] Τέλος δεν μπορεί να παραληφθεί η δυνατότητα κλιματισμού στα αυτοκίνητα.
- **Τομέας πληροφορικής:** Ηλεκτρονικές συσκευές, όπως για παράδειγμα κινητά τηλέφωνα, υπολογιστές, λάπτοπ απαιτούν κατάλληλα συστήματα ψύξης που θα εξασφαλίζουν την ομαλή λειτουργία τους χωρίς να υπάρχει κίνδυνος βλάβης τους ή θέμα ασφάλειας του χρήστη
- **Τομέας περιβάλλοντος:** Οι τεχνολογίες ψύξης εξετάζονται πλέον ως μέσο δέσμευσης CO<sub>2</sub> από μεγάλους σταθμούς παραγωγής ενέργειας και βιομηχανικές εγκαταστάσεις. Έτσι μειώνονται οι εκπομπές CO<sub>2</sub>. Επιτρέπουν επίσης την υγροποίηση του CO<sub>2</sub> για υπόγεια αποθήκευση με αποτέλεσμα να μειώνονται περαιτέρω οι εκπομπές του αερίου αυτού. [7]

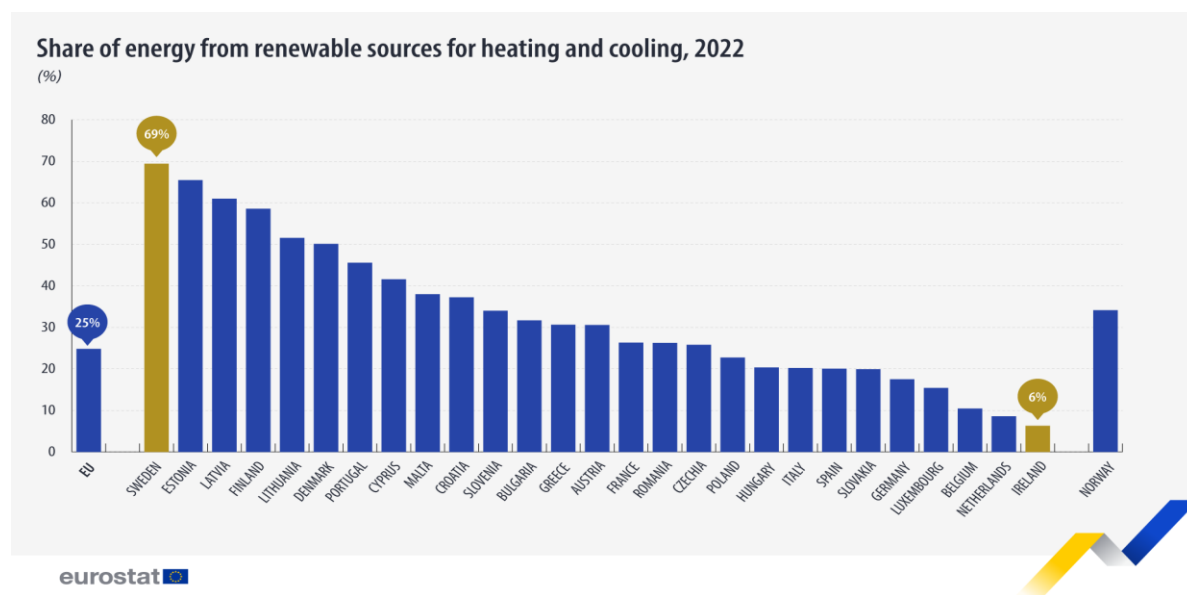
## 1.4 Ενεργειακές ανάγκες για θέρμανση και ψύξη στον κόσμο, στην ΕΕ και στην Ελλάδα

### Ευρωπαϊκή Ένωση

Οι ενεργειακές ανάγκες για θέρμανση και ψύξη αποτελούν περίπου το 50% της συνολικής ακαθάριστης τελικής κατανάλωσης ενέργειας της ΕΕ. Εδώ και αρκετά χρόνια τα ορυκτά καύσιμα παίζουν κυρίαρχο ρόλο στην παραγωγή θέρμανσης και ψύξης. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι το 2012 το ποσοστό παραγωγής θέρμανσης και ψύξης από ορυκτά καύσιμα έφτασε το 75%, ενώ το αντίστοιχο ποσοστό για τις ΑΠΕ ήταν 18% όπως φαίνεται και στο **Διάγραμμα 1** [8]. Δεδομένης όμως της μόλυνσης του περιβάλλοντος που προκαλεί η χρήση των ορυκτών καυσίμων αλλά και της κλιματικής αλλαγής η ΕΕ αποφάσισε να επενδύσει στις ΑΠΕ ακόμα περισσότερο. Ενδεικτικά αναφέρεται ότι το 2022 το 25% της τελικής καταναλισκόμενης ενέργειας για θέρμανση και ψύξη προήλθε από ΑΠΕ. Στο **Διάγραμμα 2** διακρίνονται τα ποσοστά της τελικής καταναλισκόμενης ενέργειας για θέρμανση και ψύξη προήλθε από ΑΠΕ ανά κράτος-μέλος της ΕΕ. Το ανάλογο ποσοστό για τη χώρα μας είναι περίπου 30% [9].



**Διάγραμμα 1.1:** Πρωτογενής ενέργεια για θέρμανση και ψύξη για το έτος 2012 [8]



**Διάγραμμα 1.2:** Ποσοστά της τελικής καταναλισκόμενης ενέργειας για θέρμανση και ψύξη που προήλθε από ΑΠΕ ανά κράτος-μέλος της ΕΕ. [9]

### Ελλάδα

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται η ζήτηση θέρμανσης και ψύξης στην Ελλάδα σε όρους τελικής και ωφέλιμης ενέργειας ανά τομέα μέχρι το 2050. Η ζήτηση θέρμανσης σε όρους τελικής ενέργειας, έφτασε τις 23.4 TWh στον βιομηχανικό τομέα το 2018 ενώ στους τομείς οικίας, υπηρεσιών και άλλους έφτασε τις 38.3 TWh 13.5 TWh και 2.5 TWh αντίστοιχα.[10]

Η ζήτηση θέρμανσης σε όρους ωφέλιμης ενέργειας διαμορφώθηκε στις 19,3 TWh στον βιομηχανικό τομέα το 2018, ενώ στους τομείς οικίας, υπηρεσιών και άλλους,

διαμορφώθηκε στις 30,8 TWh, 15 TWh και 1,6 TWh αντίστοιχα. **[10]** Στη χώρα μας η ψύξη πραγματοποιείται συνήθως με μηχανική συμπίεση ατμού και εφαρμόζεται σε ψυκτικές εγκαταστάσεις ισχύος 40W έως 17,5MW ανά μονάδα. **[11]**

		Έτος								
		Μονάδα	2018	2020	2025	2030	2035	2040	2045	2050
Ζήτηση θέρμανσης, <b>τελική</b> ενέργεια	Οικιστικός τομέας	GWh/a	38305	38231						
	Τομέας υπηρεσιών	GWh/a	13535	13884						
	Βιομηχανικός τομέας	GWh/a	23459	23127						
	Άλλοι τομείς	GWh/a	2491	2400						
Ζήτηση ψύξης, <b>τελική</b> ενέργεια	Οικιστικός τομέας	GWh/a	835	858						
	Τομέας υπηρεσιών	GWh/a	6921	9133						
	Βιομηχανικός τομέας	GWh/a								
	Άλλοι τομείς	GWh/a								
Ζήτηση θέρμανσης, <b>ωφέλιμη</b> ενέργεια	Οικιστικός τομέας	GWh/a	30816	31420	30197	30358	27986	26612	24955	23158
	Τομέας υπηρεσιών	GWh/a	14962	14980	15794	16396	17049	17728	18404	19609
	Βιομηχανικός τομέας	GWh/a	19322	19516	18358	18012	17433	17534	18743	20684
	Άλλοι τομείς	GWh/a	1571	1537	1618	1743	1809	1915	2027	2119
Ζήτηση ψύξης, <b>ωφέλιμη</b> ενέργεια	Οικιστικός τομέας	GWh/a	1502	1544	1636	1730	1830	1926	2026	2126
	Τομέας υπηρεσιών	GWh/a	12310	13450	14561	15532	16584	17637	18742	19952
	Βιομηχανικός τομέας	GWh/a								
	Άλλοι τομείς	GWh/a								

**Πίνακας 1.1:** Ζήτηση θέρμανσης και ψύξης ανά τομέα στην Ελλάδα **[10]**

## Πλανήτης

Η θέρμανση και η ψύξη αντιπροσωπεύουν περίπου το ήμισυ της παγκόσμιας τελικής κατανάλωσης ενέργειας. Είναι η μεγαλύτερη πηγή τελικής χρήσης ενέργειας, και είναι υπεύθυνη για περισσότερο από το 40% των παγκόσμιων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα που σχετίζονται με την ενέργεια. Η παραγωγή θερμότητας βασίζεται κυρίως στα ορυκτά καύσιμα ενώ ορισμένες φορές στη μη βιώσιμη χρήση βιομάζας. Αξίζει όμως να σημειωθεί πως η χρήση ορυκτών καυσίμων στην παραγωγή θερμότητας μειώνεται. Συγκεκριμένα από 91% που ήταν το 2010 έπεσε στο 75% το 2021 **[12]**. Είναι σημαντικό να αναφερθεί ότι ο τομέας της ψύξης ,συμπεριλαμβανομένου του κλιματισμού, καταναλώνει περίπου το 17% της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας που χρησιμοποιείται παγκοσμίως. Αυτό το μερίδιο του 17% είναι ακόμη πιο σημαντικό, δεδομένου ότι η ενεργειακή απόδοση του εξοπλισμού ψύξης διαβαθμίζεται συνεχώς. Τονίζει τη σημασία του τομέα της ψύξης που αναμένεται να αναπτυχθεί περαιτέρω τα επόμενα χρόνια λόγω της αυξανόμενης ζήτησης ψύξης σε πολλούς τομείς και της υπερθέρμανσης του πλανήτη. Η εκτιμώμενη αύξηση της παγκόσμιας ζήτησης ηλεκτρικής ενέργειας για ψύξη έως το 2030 ενδέχεται να ισοδυναμεί με τρεις φορές την τρέχουσα παραγωγική ικανότητα του Ηνωμένου Βασιλείου. **[7]**

## 1.5: Η ενεργειακή κρίση-Ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας στον χώρο της ψύξης

### 1.5.1: Η ενεργειακή κρίση

Τις τελευταίες δεκαετίες γίνεται όλο και πιο συχνά λόγος για το ενεργειακό πρόβλημα διότι ορισμένοι φυσικοί πόροι (άνθρακας, πετρέλαιο, φυσικό αέριο),

πάνω στους οποίους βασίζεται η παγκόσμια οικονομία, είναι πεπερασμένοι και αυτό έχει ως επακόλουθο τον ακόμα εντονότερο ανταγωνισμό για τον έλεγχο της αγοράς ενέργειας. Ως ενεργειακό πρόβλημα ορίζεται «η συσχέτιση των ενεργειακών αποθεμάτων των συμβατικών καυσίμων που διαρκώς μειώνονται, με τις απαιτήσεις για κατανάλωση ενέργειας που διαρκώς αυξάνονται.» [13]. Τα πράγματα επιδεινώθηκαν από την παρούσα ενεργειακή κρίση. Ως ενεργειακή κρίση ορίζεται «είναι αποτέλεσμα ελλείψεων ενεργειακού εφοδιασμού ή αυξήσεων τιμών, που συνήθως συνεπάγονται έλλειψη πετρελαίου, άνθρακα, φυσικού αερίου ή άλλων φυσικών πόρων.» [14]

Λόγω λοιπόν αυτής της ενεργειακής κρίσης ο πλανήτης βρίσκεται σε συνεχή αγώνα δρόμου προκειμένου να αντιμετωπιστεί το φαινόμενο αυτό. Εκτιμάται ότι στις επόμενες δεκαετίες οι ενεργειακές απαιτήσεις θα αυξηθούν περαιτέρω [15],[16]. Αναπόσπαστο κομμάτι της ανθρώπινης καθημερινότητας πέρα από την οικιακή ψύξη αποτελεί και η βιομηχανική ψύξη, μιας σε αυτήν είναι βασισμένη η συντήρηση και κατάψυξη προϊόντων που καταναλώνονται καθημερινά. Λόγω της αύξησης των ενεργειακών αναγκών είναι λοιπόν σκόπιμο να φροντίζει η ανθρωπότητα για την αποθήκευση ενέργειας στον χώρο της ψύξης.

#### 1.5.2: Ανάγκη εξοικονόμησης ενέργειας στον χώρο της ψύξης

Η εξοικονόμηση ενέργειας στον χώρο της ψύξης είναι αναγκαία για τους παρακάτω λόγους.

- **Ενεργειακή κρίση:** Λόγω της παρούσας ενεργειακής κρίσης η εξοικονόμηση ενέργειας στο χώρο της ψύξης, είναι απαραίτητη προκειμένου να καλυφθούν οι ενεργειακές ανάγκες των ανθρώπων.
- **Προστασία του περιβάλλοντος:** Πολλές συσκευές παραγωγής ψύξης λειτουργούν με ηλεκτρική ενέργεια προερχόμενη από πηγές ενέργειας που εκπέμπουν αέρια του θερμοκηπίου. Συνεπώς, η εξοικονόμηση ενέργειας θα οδηγήσει στην μείωση εκπομπών των αερίων αυτών.
- **Εξοικονόμηση χρημάτων:** Η εξοικονόμηση ενέργειας μειώνει τις χρηματικές δαπάνες.
- **Βιώσιμη χρήση πόρων:** Η διεργασία της ψύξης απαιτεί σημαντικά ποσά ενέργειας και η εξοικονόμηση αυτών των ποσών οδηγεί στη βιώσιμη χρήση των ενεργειακών πόρων και τη μείωση του ρυθμού εξάντλησής τους.
- **Αύξηση ενεργειακών αναγκών:** Όπως προαναφέρθηκε εκτιμάται ότι στις επόμενες δεκαετίες οι ενεργειακές απαιτήσεις θα αυξηθούν περαιτέρω, συνεπώς υπάρχει ακόμα ένας λόγος για εξοικονόμηση ενέργειας προς αποφυγήν νέων ενεργειακών κρίσεων. [15]

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 2: ΒΑΣΙΚΕΣ ΕΝΝΟΙΕΣ

Ακολουθεί ένα θεωρητικό υπόβαθρο το οποίο έχει σαν σκοπό την κατανόηση της ενεργειακής και της εξεργειακής ανάλυσης της διάταξης που θα μελετηθεί σε επόμενο κεφάλαιο. Στις πρώτες ενότητες παρατίθενται μερικοί βασικοί ορισμοί της θερμοδυναμικής. Στη συνέχεια παρουσιάζεται ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος ο οποίος είναι μια έκφραση της αρχής διατήρησης της ενέργειας καθώς και το ενεργειακό ισοζύγιο συστημάτων. Αμέσως μετά εξετάζονται η αρχή διατήρησης της μάζας και ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος. Κατόπιν ακολουθεί η ανάλυση της εντροπίας και του ισεντροπικού βαθμού απόδοσης. Το κεφάλαιο ολοκληρώνεται με την έννοια της εξεργειας, την εξεργειακή ανάλυση και τον εξεργειακό βαθμό απόδοσης.

### 2.1: Σύστημα

**Ορισμός:** «Ένα σύστημα ορίζεται μια ποσότητα ύλης ή μια περιοχή του χώρου που επιλέγεται προς μελέτη. Οι μάζες ή οι περιοχές που βρίσκονται εκτός του συστήματος ονομάζονται περιβάλλον. Η πραγματική ή φανταστική επιφάνεια που διαχωρίζει το σύστημα από το περιβάλλον ονομάζεται οριακή επιφάνεια ή όριο.» [17]

Τα συστήματα χωρίζονται στις εξής κατηγορίες:

- **Κλειστό σύστημα:** «Αποτελείται από μια σταθερή ποσότητα μάζας και δεν είναι επιτρεπτή η μεταφορά μάζας διαμέσου της οριακής επιφάνειας του συστήματος.» [17]
- **Ανοικτό σύστημα (ή όγκος ελέγχου):** «Είναι μια κατάλληλα επιλεγμένη περιοχή του χώρου που περικλείει συνήθως μια συσκευή που εμπεριέχει ροή μάζας.» [17]
- **Απομονωμένο σύστημα:** «Καλείται το θερμοδυναμικό σύστημα δια μέσου της οριακής διάστασης του οποίου δεν υπάρχει καμία ροή μάζας ούτε συναλλαγή θερμότητας ή/και έργου.» [1]

### 2.2: Θερμοκρασία

«Θερμοκρασία είναι η ιδιότητα ενός σώματος η οποία μας δείχνει πόσο ζεστό ή κρύο είναι το σώμα αυτό. Όσο μεγαλύτερη είναι η θερμοκρασία τόσο πιο ζεστό είναι το σώμα και αντίθετα.» [18]

Οι πιο συνηθισμένες μονάδες μέτρησης θερμοκρασίας είναι σε °C ή σε βαθμούς K (Kelvin) και η σχέση μεταξύ τους είναι:  $T(^{\circ}\text{C}) = T(\text{K}) - 273.15$  [1]

### 2.3: Θερμότητα

Η θερμότητα «ορίζεται ως η μορφή της ενέργειας που μπορεί να μεταφέρεται από ένα σύστημα σε ένα άλλο, ως αποτέλεσμα της θερμοκρασιακής τους διαφοράς» [19]. Όμως «στη θερμοδυναμική ο όρος θερμότητα σημαίνει απλά μεταφορά θερμότητας.» [17]

Η θερμότητα συμβολίζεται με το γράμμα Q στο διεθνές σύστημα μονάδων (S.I.). Η μονάδα μέτρησής της είναι το Joule (J) και πολλαπλάσιό της το kJ ( $1 \text{ kJ} = 10^3 \text{ J}$ ). [3]

Η θερμότητα θεωρείται θετική (+) ποσότητα όταν προσδίδεται στο σύστημα και αρνητική (-), όταν αποδίδεται από το σύστημα. [1]

Όσον αφορά τα είδη της θερμότητας τα κυριότερα είναι τα εξής: [1]

- **Αισθητή θερμότητα:** Είναι το απαιτούμενο ποσό θερμότητας ανά kg ύλης, σε συγκεκριμένη πίεση, προκειμένου να αυξηθεί η θερμοκρασία της από τη θερμοκρασία στην οποία βρίσκεται σε μια μεγαλύτερη θερμοκρασία χωρίς όμως να αλλάξει φάση και αντίστροφα.
- **Λανθάνουσα θερμότητα:** Είναι το απαιτούμενο ποσό θερμότητας ανά kg ύλης, συγκεκριμένης πίεσης, για να αλλάξει φάση. Εάν πρόκειται για υγρό, για να μετατραπεί από την κατάσταση του κεκορεσμένου υγρού στην κατάσταση του κεκορεσμένου ατμού, λέγεται και θερμότητα ατμοποίησης, ενώ το αντίστροφο λέγεται θερμότητα συμπύκνωσης. Κατά την αλλαγής φάσης μιας αμιγούς ουσίας σε σταθερή πίεση, η θερμοκρασία επίσης παραμένει σταθερή. Ανάλογα με την αλλαγή της φάσης, διακρίνονται:
  - a) Η λανθάνουσα θερμότητα τήξης (από τη στερεά στην υγρή φάση)
  - b) Η λανθάνουσα θερμότητα πήξης (από την υγρή στη στερεά φάση)
  - c) Η λανθάνουσα θερμότητα ατμοποίησης (από την υγρή στην αέρια φάση)
  - d) Η λανθάνουσα θερμότητα συμπύκνωσης (από την αέρια στην υγρή φάση)
- **Θερμότητα υπερθέρμανσης:** Είναι το ποσό της θερμότητας που απαιτείται ανά kg ατμού, συγκεκριμένης πίεσης, ώστε να αυξηθεί η θερμοκρασία του πάνω από τη θερμοκρασία του κεκορεσμένου ατμού, για την πίεση αυτή.

#### 2.4: Θερμοχωρητικότητα-Ειδική θερμοχωρητικότητα (ή ειδική θερμότητα)

**Ορισμός:** «Θερμοχωρητικότητα  $C$  ενός σώματος ονομάζεται το πηλίκο του ποσού θερμότητας  $dQ$  που προσφέρεται στο σώμα για να προκληθεί η μεταβολή της θερμοκρασίας του κατά  $dT$  προς τη μεταβολή  $dT$ , επομένως :  $C = \frac{dQ}{dT}$  με μονάδα μέτρησης το  $\frac{J}{K}$ .» [3]

**Ορισμός:** «Ειδική θερμότητα ή ειδική θερμοχωρητικότητα ενός υλικού ονομάζεται η θερμοχωρητικότητα ανά μονάδα μάζας. Η ειδική θερμότητα είναι μια σταθερά που εξαρτάται από το υλικό του σώματος και από το είδος της μεταβολής που υφίσταται.» Συμβολίζεται με  $c$  και από τον νόμο της θερμιδομετρίας προκύπτει ότι:

$$Q = m * c * \Delta T \quad (2.1.1)$$

$$C = \frac{Q}{m * \Delta T} \quad (2.1.2)$$

Η μονάδα της ειδικής θερμότητας στο Διεθνές Σύστημα είναι το  $\frac{J}{kg \cdot K \cdot ^\circ C}$ . Η ειδική θερμοχωρητικότητα στην πράξη ορίζεται και ως το ποσό θερμότητας που απαιτείται για να μεταβληθεί η θερμοκρασία υλικού κατά 1 K ή κατά 1 °C.

Αξίζει να σημειωθεί ότι «η ειδική θερμότητα ή ειδική θερμοχωρητικότητα ορίζεται και ως η ενέργεια που απαιτείται για την άνοδο της θερμοκρασίας της μοναδιαίας μάζας μιας ουσίας κατά έναν βαθμό K ή °C. Οι μονάδες και είναι ταυτόσημες αφού

$\Delta T(K) = \Delta T(^{\circ}C)$  και μια θερμοκρασιακή μεταβολή κατά είναι ισοδύναμη με μια μεταβολή κατά 1K.»

## 2.5: Έργο και Ισχύς

### 2.5.1: Έργο

«Η λέξη έργο περιγράφει το αποτέλεσμα μιας δύναμης όταν αυτή ενεργεί πάνω σε ένα σώμα και το σώμα αυτό διανύει μια απόσταση.» [20]

Όταν ένα σώμα (σύστημα) μετατοπίζεται υπό την επίδραση κάποιας δύναμης, τότε εκτελείται έργο. Υποθέτοντας ότι η δρώσα δύναμη είναι παράλληλη προς την κατεύθυνση της μετατόπισης, το παραγόμενο έργο είναι ίσο με τη δύναμη επί την απόσταση που το σύστημα μετατοπίστηκε, δηλαδή:

$$W = \int F dx \quad (2.2)$$

Όπου: W το παραγόμενο έργο

F Η συνιστώσα δύναμη κατά την κατεύθυνση της μετατόπισης dx

Στη θερμοδυναμική εμφανίζεται συχνά το έργο δύναμης κατανεμημένης πάνω σε κάποια επιφάνεια, δηλαδή πίεσης που δρα επί ενός όγκου, παραδείγματος χάριν στην περίπτωση ενός ρευστού που δρα πάνω σε ένα έμβολο. Στην περίπτωση αυτή το έργο υπολογίζεται από την εξίσωση:

$$W = \int p dV \quad (2.3)$$

Όπου:

W το παραγόμενο έργο

p η πίεση που δρα επί ενός στοιχειώδους όγκου dV

Η μονάδα μέτρησης του έργου στο S.I. είναι το 1 J (Joule) = 1 N\*m. [21]

Υπάρχουν δύο περιπτώσεις έργου:

- «**Εξωτερικό έργο (external work)**, όταν το σύστημα σαν σύνολο ασκεί δύναμη στο περιβάλλον του, με αποτέλεσμα τη μετατόπισή του ή την παραμόρφωσή του.» [1]
- «**Εσωτερικό έργο (internal work)**, όταν ένα μέρος του συστήματος ασκεί δύναμη στο υπόλοιπο.» [1]

Επίσης το έργο που παράγεται από ένα σύστημα μπορεί να διακριθεί σε έργο ογκομεταβολής, δηλαδή το έργο που ανταλλάσσεται μεταξύ περιβάλλοντος και κλειστού συστήματος και σε τεχνικό έργο, δηλαδή το έργο που ανταλλάσσεται μεταξύ περιβάλλοντος και ανοιχτού συστήματος. [1]

Η ψύξη ασχολείται με το εξωτερικό έργο, όπου θεωρείται θετικό (+) όταν αποδίδεται από το σύστημα στο περιβάλλον και αρνητικό (-) όταν προσδίδεται στο σύστημα. [1]

## 2.5.2: Ισχύς

«Η ισχύς είναι η ανά μονάδα χρόνου μεταβιβαζόμενη ενέργεια από ένα σώμα σε ένα άλλο ή το ανά μονάδα χρόνου παραγόμενο έργο από μηχανή.» [22]

Η ισχύς συμβολίζεται με  $W$  και η μονάδα μέτρησης της ισχύος είναι το 1 Watt. Ισχύει ότι  $1 \text{ Watt} = 1 \frac{\text{J}}{\text{s}}$ . Συνήθως χρησιμοποιείται ως μονάδα μέτρησης της ισχύος το 1 kW. ( $1 \text{ kW} = 1000 \text{ W}$ ) [17]

Η παρούσα εργασία ασχολείται με τη θερμική/ψυκτική ισχύ (η ψυκτική ισχύς λέγεται αλλιώς και ψυκτική ικανότητα [1]) που υπολογίζεται από τον τύπο:

$$\dot{Q} = C_p * \frac{dT}{dt} = m * c_p * \frac{dT}{dt} = \dot{m} * c_p = \dot{m} * dh \quad (2.4)$$

όπου:

$\dot{Q}$ : η θερμική/ψυκτική ισχύς σε kW

$C_p$ : η θερμοχωρητικότητα (υπό σταθερή πίεση) του ψυκτικού μέσου σε  $\frac{\text{J}}{\text{K}}$

$c_p$ : η ειδική θερμοχωρητικότητα (υπό σταθερή πίεση) του ψυκτικού μέσου σε  $\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$

Η μονάδα μέτρησης της ισχύος (άρα και της θερμικής/ψυκτικής) και της ροής θερμότητας είναι το Watt (W) και ισχύει ότι:  $1 \text{ Watt} = 1 \frac{\text{Joule}}{\text{s}}$  [23]

## 2.6: Ενέργεια και Ενεργειακή Ανάλυση

«Η ενέργεια μπορεί να θεωρηθεί ως η ικανότητα πρόκλησης μεταβολών.» [17] Οι δύο βασικές κατηγορίες ενέργειας είναι οι εξής: [1]

- **Η αποθηκευμένη ενέργεια:** Είναι η ενέργεια που περιέχεται στο σύστημα. Αποθηκευμένη ενέργεια θεωρείται η Δυναμική ενέργεια, η κινητική ενέργεια, η Εσωτερική ενέργεια, η Χημική ενέργεια και η πυρηνική ενέργεια.
- **Η ενέργεια η οποία μεταβιβάζεται:** Σε αυτήν περιλαμβάνονται το έργο και η θερμότητα.

Εσωτερική ενέργεια είναι «το άθροισμα της κινητικής (εσωτερική κινητική ενέργεια ή θερμική ενέργεια – τυχαία, μη συλλογική κίνηση) και δυναμικής ενέργειας (δεσμών κλπ) όλων των σωματιδίων (ατόμων ή μορίων) του συστήματος» [24]. Η ενέργεια έχει ως μονάδα μέτρησης το 1 J (Joule) [17].

### 2.6.1: 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος

Ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος «δηλώνει ότι η ενέργεια δεν μπορεί ούτε να δημιουργηθεί ούτε να καταστραφεί κατά τη διάρκεια μιας διεργασίας μπορεί μόνο να αλλάξει μορφές.» [17]

Ο 1<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος αποτελεί μια έκφραση της αρχής διατήρησης της ενέργειας.



Η μαθηματική διατύπωση του 1<sup>ου</sup> Θερμοδυναμικού νόμου για ένα κλειστό σύστημα που εκτελεί μια κυκλική διεργασία κατά διάρκεια της οποίας ανταλλάσσει ενέργεια με το περιβάλλον του είναι η παρακάτω. Θεωρώντας μια μεταβολή μεταξύ καταστάσεων 1 και 2 είναι: **[1]**

$$\delta Q - \delta W = dU + d(KE) + d(PE)$$

$$\text{ή} \quad Q_{12} - U_{12} = (U_2 - U_1) + \frac{m}{2} * (V_2^2 - V_1^2) + m * g * (z_2 - z_1) \quad (2.5)$$

$$\text{ή} \quad q_{12} - u_{12} = (u_2 - u_1) + \frac{1}{2} * (V_2^2 - V_1^2) + g * (z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

Στην περίπτωση που το σύστημα ηρεμεί ή κινείται ισοταχώς και παράλληλα με ένα επίπεδο αναφοράς, τότε ισχύει ότι: **[1]**

$$Q_{12} - W_{12} = U_2 - U_1 \quad (2.7)$$

$$\text{ή} \quad q_{12} - w_{12} = u_2 - u_1 \quad (2.8)$$

Όπου:

Q η θερμότητα που συναλλάσσεται το σύστημα με το περιβάλλον του

q η θερμότητα που συναλλάσσεται το σύστημα με το περιβάλλον του ανά μονάδα μάζας

W το έργο που συναλλάσσεται το σύστημα με το περιβάλλον του

w το έργο που συναλλάσσεται το σύστημα με το περιβάλλον του ανά μονάδα μάζας

U η εσωτερική ενέργεια του συστήματος

u η ειδική εσωτερική ενέργεια του συστήματος

KE η κινητική ενέργεια του συστήματος

PE δυναμική ενέργεια του συστήματος

m η μάζα του συστήματος

V η ταχύτητα του συστήματος

g η επιτάχυνση του συστήματος

z η κατακόρυφη απόσταση του συστήματος από ένα επίπεδο αναφοράς

Στα ανοιχτά θερμοδυναμικά συστήματα εμφανίζονται επιπλέον η κινητική ενέργεια, η δυναμική ενέργεια και το έργο ροής, δηλαδή το έργο το οποίο δαπανάται ώστε να πραγματοποιηθεί η μετατόπιση μιας μονάδας μάζας του ρευστού και δεν σχετίζεται με το αποδιδόμενο ή προσφερόμενο έργο του συστήματος, παρά μόνο αποτελεί θερμοδυναμική ιδιότητα. **[1]**

Έτσι η μαθηματική διατύπωση του 1<sup>ου</sup> θερμοδυναμικού νόμου σε ανοιχτό σύστημα για μόνιμη ροή και μεταξύ των καταστάσεων 1 και 2 είναι: **[1]**

$$Q_{12} - W_{12} = m * [(u_2 - p_2 * u_2) - (u_1 + p_1 * u_1)] + \frac{m}{2} * (V_2^2 - V_1^2) + m * g * (z_2 - z_1) \quad (2.9)$$

$$\text{ή } q_{12} - u_{12} = (h_2 - h_1) + \frac{1}{2} * (V_2^2 - V_1^2) + g * (z_2 - z_1) \quad (2.10)$$

Αν το σύστημα ηρεμεί ή κινείται ισοταχώς και παράλληλα με ένα επίπεδο αναφοράς, τότε:

$$Q_{12} - W_{12} = H_2 - H_1 \quad (2.11)$$

$$\text{ή } q_{12} - w_{12} = h_2 - h_1 \quad (2.12)$$

p: η πίεση του συστήματος

u: ο ειδικός όγκος του συστήματος

H: η ενθαλπία του συστήματος

h: η ειδική ενθαλπία του συστήματος

«Η ενθαλπία ενός συστήματος αποτελεί θερμοδυναμική ιδιότητα και ορίζεται ως το άθροισμα της εσωτερικής ενέργειας και του γινομένου p\*V» [1] άρα:

$$H = U + p * V \quad (2.13.1)$$

$$\text{ή } h = u + p * v \quad (2.13.2)$$

## 2.6.2: Ενεργειακό ισοζύγιο, Ενεργειακή Μεταβολή Συστήματος

«Η τελική μεταβολή της ολικής ενέργειας ενός συστήματος κατά τη διάρκεια μιας διεργασίας ισούται με τη διαφορά μεταξύ της συνολικής εισερχόμενης ενέργειας στο σύστημα και της συνολικής εξερχόμενης ενέργειας από το σύστημα κατά τη διάρκεια αυτής της διεργασίας.» [17] Άρα,

[Ολική ενέργεια εισερχόμενη στο σύστημα] – [Ολική ενέργεια εξερχόμενη από το σύστημα] = [Συνολική μεταβολή της ενέργειας του συστήματος]

$$\text{ή } E_{in} - E_{out} = \Delta E_{system} \quad (2.14)$$

Το ενεργειακό ισοζύγιο εφαρμόζεται σε κάθε σύστημα, που υπόκειται σε οποιοδήποτε είδος διεργασίας.

### Ενεργειακή Μεταβολή Συστήματος $\Delta E_{System}$ [17]

Η ενεργειακή μεταβολή ενός συστήματος υπολογίζεται από τη διαφορά μεταξύ της ενέργειας στην τελική κατάσταση και την ενέργειας στην αρχική κατάσταση. Δηλαδή:

[Ενεργειακή μεταβολή] = [Ενέργεια στην τελική κατάσταση] – [Ενέργεια στην αρχική κατάσταση]

$$\text{ή } \Delta E_{\sigma\sigma\sigma\tau} = E_{\tau\epsilon\lambda} - E_{\alpha\rho\chi} = E_2 - E_1 \quad (2.15)$$

Η ενέργεια ενός συστήματος αλλάζει εάν και εφόσον αλλάξει και η κατάσταση του συστήματος, συνεπώς η ενεργειακή μεταβολή ενός συστήματος είναι μηδέν, αν δεν μεταβληθεί η κατάστασή του κατά τη διάρκεια της διεργασίας. [17]

### Τρόποι μεταφοράς θερμότητας

Σε ένα σύστημα μπορεί να εισάγεται και να εξάγεται ενέργεια με τη μορφή της θερμότητας, με τη μορφή του έργου και με τη μορφή της ροής μάζας.

- **Μεταφορά θερμότητας:** Η μεταφορά θερμότητας προς ένα σύστημα προκαλεί την αύξηση της ενέργειας των μορίων και άρα την εσωτερική ενέργεια του συστήματος, ενώ η μεταφορά θερμότητας από ένα σύστημα μειώνει την ενέργεια των μορίων και άρα την εσωτερική ενέργεια του συστήματος. [17]
- **Μεταφορά έργου:** Οποιαδήποτε ενεργειακή αλληλεπίδραση ανάμεσα σε ένα σύστημα και στο περιβάλλον του που δεν γίνεται εξαιτίας μιας θερμοκρασιακής διαφοράς, είναι έργο. Η μεταφορά έργου σε ένα σύστημα προκαλεί την αύξηση της ενέργειας του συστήματος ενώ η μεταφορά έργου από ένα σύστημα ελαττώνει την παραπάνω ενέργεια αφού η ενέργεια εξέρχεται με τη μορφή έργου προέρχεται από την ενέργεια που περιέχεται στο σύστημα. [17]
- **Ροή μάζας:** Όταν εισέρχεται μάζα σε ένα σύστημα η ενέργειά του αυξάνεται επειδή η μάζα μεταφέρει ενέργεια σε αυτό. Αντίστοιχα όταν μια ποσότητα μάζας βγαίνει από το σύστημα η ενέργεια του συστήματος μειώνεται, επειδή η εξερχόμενη μάζα μεταφέρει μαζί της ορισμένη ποσότητα ενέργειας. [17]

Μια αναλυτικότερη έκφραση του ενεργειακού ισοζυγίου για οποιαδήποτε σύστημα που εκτελεί μια οποιαδήποτε διεργασία είναι η εξής:

$$\begin{aligned} E_{in} - E_{out} &= (Q_{in} - Q_{out}) + (W_{in} - W_{out}) + (E_{mass,in} - E_{mass,out}) \\ &= \Delta E_{syst} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Οι δείκτες in και out δηλώνουν ποσότητες που μπαίνουν και βγαίνουν από το σύστημα αντίστοιχα. Και οι έξι ποσότητες στο δεξιό μέλος της εξίσωσης αναπαριστούν ποσά και επομένως θετικές ποσότητες. Η κατεύθυνση μιας οποιασδήποτε ενεργειακής μεταφοράς περιγράφεται από τους δείκτες in και out. [17]

Η εξίσωση (2.14) μπορεί να γραφεί με τη μορφή ρυθμού μεταβολής ως:

$$\dot{E}_{in} - \dot{E}_{out} = \frac{dE_{system}}{dt} \quad (kW) \quad (2.17)$$

### 2.7: Αρχή διατήρησης της μάζας

Η αρχή διατήρησης της μάζας δηλώνει ότι: «Η συνολική μεταφορά μάζας από ή προς τον όγκο ελέγχου κατά τη διάρκεια ενός χρονικού διαστήματος  $\Delta t$  ισούται με τη συνολική μεταβολή (αύξηση ή ελάττωση) της ολικής μάζας εντός του όγκου ελέγχου, κατά το χρονικό αυτό διάστημα.» [17] Δηλαδή:

[Συνολική εισερχόμενη μάζα στον ΟΕ σε χρόνο  $\Delta t$ ] – [Συνολική εξερχόμενη μάζα από τον ΟΕ σε χρόνο  $\Delta t$ ] = [Συνολική μεταβολή μάζας του ΟΕ σε χρόνο  $\Delta t$ ]

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \Delta m_{CV} \quad (2.18)$$

όπου  $\Delta m_{CV} = m_{final} - m_{initial}$  είναι η μεταβολή στη μάζα του όγκου ελέγχου κατά τη διάρκεια της διεργασίας. Η παραπάνω εξίσωση γράφεται και με τη μορφή ρυθμού μεταβολής ως:

$$\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} = \frac{dm_{CV}}{dt} \quad (2.19)$$

όπου  $\dot{m}_{in}$  και  $\dot{m}_{out}$  είναι οι ολικοί ρυθμοί μεταβολής της ροής της μάζας από και προς τον όγκο ελέγχου, και  $\frac{dm_{CV}}{dt}$  ο χρονικός ρυθμός μεταβολής της μάζας εντός των ορίων του όγκου ελέγχου. Οι εξισώσεις (2.18) και (2.19) λέγονται και ισοζύγιο μάζας και εφαρμόζονται για κάθε όγκο ελέγχου εντός του οποίου λαμβάνουν χώρα οποιουδήποτε τύπου διεργασίες. [17]

### Ισοζύγιο μάζας για διεργασίες Σταθεροποιημένης ροής

Το ισοζύγιο μάζας για διεργασίες σταθεροποιημένης ροής δεν δίνει βάση στην ποσότητα της μάζας που ρέει προς ή από μία διάταξη στη διάρκεια του χρόνου, αλλά στην παροχή της μάζας. [17]

Η αρχή διατήρησης της μάζας για ένα γενικό σύστημα σταθεροποιημένης ροής, εκφράζεται σε μορφή ρυθμού μεταβολής ως:

$$\text{Σταθεροποιημένη ροή: } \sum_{in} \dot{m} = \sum_{out} \dot{m} \left( \frac{kg}{s} \right) \quad (2.20)$$

Η εξίσωση δηλώνει ότι ο συνολικός ρυθμός εισόδου της μάζας σε έναν όγκο ελέγχου ισούται με το συνολικό ρυθμό εξόδου της μάζας από αυτόν.

## 2.8: Ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός νόμος

Για τη θερμική απόδοση των θερμικών μηχανών ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος βάσει της διατύπωσης των Kelvin-Planck εκφράζεται ως εξής: «Είναι αδύνατον, για οποιαδήποτε συσκευή που λειτουργεί σε έναν κύκλο να προσλαμβάνει θερμότητα από μία μόνον δεξαμενή και να παράγει εξ ολοκλήρου έργο.» [17]

Ή διαφορετικά: «Καμία θερμική μηχανή δεν μπορεί να έχει θερμική απόδοση 100%.»

Δηλαδή, μια θερμική μηχανή πρέπει να εναλλάσσει θερμότητα τόσο με ένα ψυχροδοχείο όσο και με ένα θερμοδοχείο για να παραμένει σε λειτουργία.

Για τα ψυγεία και τις αντλίες θερμότητας ο 2<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος προσλαμβάνει θερμότητα από μια μόνον δεξαμενή και να παράγει εξ ολοκλήρου διατυπώνεται και ως εξής:

«Είναι αδύνατον να κατασκευαστεί μια συσκευή που λειτουργεί κυκλικά, έχοντας ως μοναδικό αποτέλεσμα τη μεταφορά θερμότητας από ένα σώμα χαμηλότερης

θερμότητας προς ένα άλλο σώμα υψηλότερης θερμοκρασίας.» Η παραπάνω διατύπωση είναι η διατύπωση του Clausius. [17]

## 2.9 Εντροπία, 3<sup>ος</sup> Θερμοδυναμικός Νόμος

**Ορισμός:** «Η εντροπία μπορεί να θεωρηθεί ως ένα μέτρο της αταξίας των μορίων ή της μοριακής ταχύτητας.»

«Καθώς η αταξία ενός συστήματος αυξάνεται, οι θέσεις των μορίων γίνονται λιγότερο προβλέψιμες και η εντροπία αυξάνεται.» [17]

Ένας 2<sup>ος</sup> ορισμός της εντροπίας είναι ο εξής: «Εντροπία είναι το μέτρο της θερμικής ενέργειας ενός συστήματος ανά μονάδα θερμοκρασίας που δεν είναι διαθέσιμη για την εκτέλεση χρήσιμης εργασίας.» Επειδή το έργο λαμβάνεται από διατεταγμένη μοριακή κίνηση, η ποσότητα της εντροπίας είναι επίσης ένα μέτρο της μοριακής διαταραχής, ή τυχαίας, ενός συστήματος.» [25]

Η εντροπία συμβολίζεται με  $S$  και η μονάδα μέτρησής της είναι το  $1 \frac{J}{K}$ . Η ειδική εντροπία συμβολίζεται με  $s$  και η μονάδα μέτρησής της είναι το  $1 \frac{J}{kg \cdot K}$ . [17]

### Αρχή αύξησης της εντροπίας

Η αρχή αύξησης της εντροπίας δηλώνει ότι: «Η εντροπία ενός μονωμένου συστήματος κατά τη διάρκεια μιας διεργασίας αυξάνεται πάντοτε, ενώ στην οριακή περίπτωση μιας αντιστρεπτής διεργασίας η εντροπία παραμένει σταθερή.» [17]

Για μια κυκλική διεργασία που πραγματοποιείται μεταξύ των καταστάσεων 1 και 2 ισχύει ότι:

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 \quad (2.21)$$

Η παραπάνω σχέση λέγεται ανισότητα του Clausius. Η ανισότητα (2.21) ισχύει για μη αντιστρεπτές διεργασίες ενώ η ισότητα για αντιστρεπτές διεργασίες. Η ανισότητα (2.21) μπορεί να μετατραπεί στην παρακάτω σχέση:

$$S_1 - S_2 \leq \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} \quad (2.22)$$

Η μεταβολή της εντροπίας ενός συστήματος για τις καταστάσεις 1 και 2 δίνεται από την σχέση:

$$\Delta S_{sys} = S_2 - S_1 = \int_1^2 \frac{\delta Q}{T} + S_{gen} \quad (2.23)$$

Όπου  $S_{gen}$  είναι η παραγόμενη εντροπία για την οποία ισχύει ότι:

- $S_{gen} > 0$  για μη αντιστρεπτές διεργασίες
- $S_{gen} = 0$  για αντιστρεπτές διεργασίες
- $S_{gen} < 0$  για μη εφικτές διεργασίες

Επισημαίνεται ότι η εντροπία ενός συστήματος μπορεί να μειωθεί, δηλαδή, μεταβολή της εντροπίας ενός συστήματος  $\Delta S_{\text{sys}}$  μπορεί να είναι και αρνητική στη διάρκεια μιας μεταβολής. Όμως η παραγόμενη εντροπία  $S_{\text{gen}}$  είναι πάντα θετική ή μηδέν και ποτέ αρνητική. [17]

Η τιμή της  $S_{\text{gen}}$  εξαρτάται από την επιτελούμενη διεργασία και κατά συνέπεια δεν αποτελεί ιδιότητα του συστήματος.

### Ισεντροπική απόδοση

«Η ισεντροπική απόδοση αποτελεί ένα μέτρο της απόκλισης των πραγματικών διεργασιών από τις αντίστοιχες ιδανικές διεργασίες.» [17]

Στους συμπίεστρες η ισεντροπική απόδοση ισούται με τον λόγο του έργου εισόδου που απαιτείται για την ισεντροπική αύξηση πίεσης του αερίου μέχρι μια ορισμένη τιμή προς το πραγματικό έργο εισόδου:

$$\eta_c = \frac{\text{ισεντροπικό έργο συμπίεστή}}{\text{πραγματικό έργο συμπίεστή}} = \frac{w_s}{w_a} \quad (2.24)$$

Αν παραληφθούν οι μεταβολές στην κινητική και στη δυναμική ενέργεια, τότε το έργο εισόδου προς έναν αδιαβατικό συμπίεστή γίνεται ίσο με τη μεταβολή της ενθαλπίας, και η Εξίσωση γίνεται

$$\eta_c = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2.25)$$

όπου  $h_{2a}$  και  $h_{2s}$  είναι οι τιμές ενθαλπίας στην κατάσταση εξόδου για πραγματικές και ισεντροπικές διεργασίες συμπίεσης, αντίστοιχα. Οι ισεντροπική απόδοση των συμπίεστών κυμαίνεται μεταξύ 80%-90%.

### 2.10: Εξέργεια

«Εξέργεια (ονομάζεται επίσης διαθεσιμότητα) είναι το μέγιστο ωφέλιμο έργο που μπορεί να ληφθεί από ένα σύστημα, σε μια δεδομένη κατάσταση και σε ένα καθορισμένο περιβάλλον.» [17]

Οι βασικότερες ιδιότητες της εξέργειας είναι οι εξής: [26]

- Η εξέργεια ενός συστήματος είναι πάντα συνυφασμένη με το περιβάλλον που είναι τοποθετημένο.
- Η εξέργεια μπορεί να είναι θετική ή μηδέν αλλά ποτέ αρνητική.
- Κατά τη διάρκεια μιας μεταβολής ενός συστήματος η εξέργεια δεν διατηρείται, αλλά καταστρέφεται.
- Η εξέργεια είναι το μέγιστο έργο που μπορεί να προσφέρει το σύστημα σε σχέση με το περιβάλλον του.
- Η εξέργεια μηδενίζεται μόλις το σύστημα έρθει σε θερμική και μηχανική ισορροπία με το περιβάλλον του.

- Μονάδα μέτρησης της εξέργειας είναι το 1 J (1 Joule).

Η εξέργεια μεταφέρεται από ή προς ένα σύστημα με τρεις μορφές: θερμότητα, έργο και ροή μάζας. [17]

**Μεταφορά εξέργειας μέσω θερμότητας:** Η μεταφορά εξέργειας μέσω θερμότητας δίνεται από τη σχέση: [17]

$$E_{heat} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * Q \quad (2.26)$$

**Η μεταφορά εξέργειας μέσω έργου είναι:** [17]

- $E_{work} = W - W_{surr}$  (έργο ογκομεταβολής)
- $E_{work} = W$  (άλλες μορφές έργου)

Όπου  $W_{surr} = P_0 * (V_2 - V_1)$ ,  $P_0$  η ατμοσφαιρική πίεση, και  $V_1$  και  $V_2$  ο αρχικός και ο τελικός όγκος του συστήματος.

**Μεταφορά εξέργειας μέσω μάζας:** Η μάζα περιέχει εξέργεια η ποσότητα της οποίας εξαρτάται από την ποσότητα της μάζας. Η μεταφορά εξέργειας μέσω μάζας δίνεται από τη σχέση:

$$E_{mass} = m * e \quad (2.27)$$

Η μεταβολή της εξέργειας για ένα κλειστό σύστημα που υφίσταται μια μεταβολή 1-2 δίνεται από τη σχέση: [26]

$$E_2 - E_1 = (U_2 - U_1) + p_0 * (V_2 - V_1) - T_0 * (S_2 - S_1) + (KE_1 - KE_2) + (PE_1 - PE_2) \quad (2.28)$$

Η Εξίσωση (2.) μετατρέπεται στην παρακάτω: [1]

$$e_2 - e_1 = (u_2 - u_1) + p_0 * (v_2 - v_1) - T_0 * (s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g * (z_2 - z_1) \quad (2.29)$$

Όπου:

ανά μονάδα μάζας εξέργεια ενός κλειστού συστήματος σε μια δεδομένη κατάσταση  $e = (u - u_0) - T_0 * (s - s_0)$  (2.30)

$p_0$ : η πίεση στην κατάσταση πλήρους εξάντλησης (συνήθως 1 atm ή 1bar)

$u$ : ο ειδικός όγκος του συστήματος

$u$ : η ειδική εσωτερική ενέργεια

$T_0$ : η θερμοκρασία στην κατάσταση πλήρους εξάντλησης (συνήθως 25 °C)

$s$ : η ειδική εντροπία

$V$ : η ταχύτητα του συστήματος

$g$ : η επιτάχυνση της βαρύτητας

z: η κατακόρυφη απόσταση του συστήματος από ένα επίπεδο αναφοράς

Η μεταβολή της εξέργειας ανά μονάδα μάζας για ένα ανοιχτό σύστημα που υφίσταται μια μεταβολή 1-2 δίνεται από τη σχέση:

$$E_2 - E_1 = (H_2 - H_1) - T_0 * (S - S) + m * \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + m * g * (z_2 - z_1) \quad (2.31)$$

$$e_2 - e_1 = (h_2 - h_1) - T_0 * (s_2 - s_1) + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g * (z_2 - z_1) \quad (2.32)$$

Για ένα ανοιχτό σύστημα σε μια δεδομένη κατάσταση ισχύει ότι:

$$e = (h - h_0) - T_0 * (s - s_0) \quad (2.33)$$

Η καταστροφή της εξέργειας ενός συστήματος δίνεται από τη σχέση:

$$E_d = T_0 * S_{gen} \quad (2.34)$$

### Αρχή μείωσης της εξέργειας

Η εξέργεια ενός συστήματος «δεν αυξάνεται ποτέ και κατά τη διάρκεια μια πραγματικής διεργασίας καταστρέφεται» [17]

Η αρχή μείωσης της εξέργειας μπορεί να περιγραφεί με βάση τις παρακάτω σχέσεις:

- $E_d > 0$  για μη αντιστρεπτές διεργασίες
- $E_d = 0$  για αντιστρεπτές διεργασίες
- $E_d < 0$  για μη εφικτές διεργασίες

Να σημειωθεί ότι η εξέργεια ενός συστήματος μπορεί να μειωθεί. Η μεταβολή της εξέργειας ενός συστήματος κατά τη διάρκεια μιας διεργασίας μπορεί να λάβει και αρνητικές τιμές. Όμως η εξέργεια που καταστρέφεται μπορεί να είναι θετική ή μηδέν και ποτέ αρνητική.

### Ισοζύγιο εξέργειας για κλειστό και ανοιχτό σύστημα [1]

$$E_2 - E_1 = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) * Q_j - [W - p_0 * (V_2 - V_1)] - m * (e_2 - e_1) - E_d \quad (2.37)$$

ή:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) * \dot{Q}_j - [\dot{W} - p_0 * \frac{dV}{dt}] + \dot{m} * (e_2 - e_1) - \dot{E}_d \quad (2.38)$$

### Ενώ για ένα ανοιχτό σύστημα το εξεργειακό ισοζύγιο είναι: [17]

$$E_2 - E_1 = \sum_j (1 - \frac{T_0}{T_j}) * Q_j - [W - p_0 * (V_2 - V_1)] + \sum_i (m_i * e_i) - \sum_e (m_e * e_e) - E_d \quad (2.39)$$

ή:



$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) * \dot{Q}_j - \left[\dot{W} - p_0 * \frac{dV}{dt}\right] + \sum_i (\dot{m}_i * e_i) - \sum_e (\dot{m}_e * e_e) - \dot{E}_d \quad (2.40)$$

Για σταθεροποιημένη ροή το εξεργειακό ισοζύγιο είναι:

$$0 = \sum_j \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) * \dot{Q}_j - \dot{W} + \sum_i (\dot{m}_i * e_i) - \sum_e (\dot{m}_e * e_e) - \dot{E}_d \quad (2.41)$$

όπου:

$\dot{Q}_j$  η θερμότητα που μεταφέρεται μέσω της οριακής διάστασης του συστήματος με θερμοκρασία  $T_j$  στη θέση  $j$

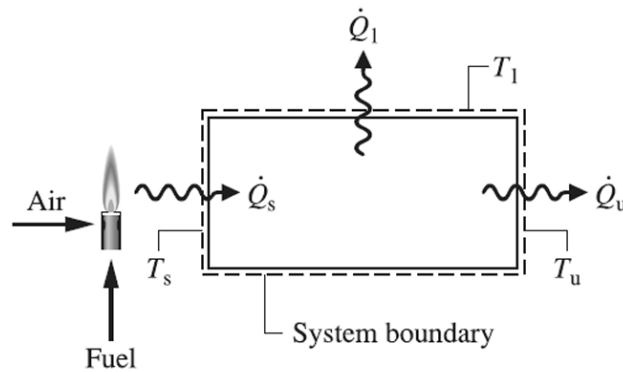
$\dot{W}$  το παραγόμενο ή δαπανόμενο έργο

$i$  δείκτης που δηλώνει την είσοδο του συστήματος

$e$  δείκτης που δηλώνει την έξοδο του συστήματος

Εξεργειακός βαθμός απόδοσης

Ορισμός: «Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης είναι ένας δείκτης όπου: μας δηλώνει πόσο αποδοτικά έχει μετατραπεί η ενέργεια σε σχέση με το μέγιστο έργο που μπορούμε να πάρουμε από αυτήν». [26]



Σχήμα 2.1: Καύση ορυκτού καυσίμου και χρήση της θερμότητας [26]

Έστω το σύστημα του παραπάνω σχήματος. Μέσω της διεργασίας της καύσης δίνεται στο σύστημα θερμότητα  $\dot{Q}_s$  με θερμοκρασία στην επιφάνεια μεταφοράς θερμότητας  $T_s$ . Η χρήσιμη θερμότητα είναι η  $\dot{Q}_u$  και βρίσκεται σε θερμοκρασία  $T_u$ . Οι θερμικές απώλειες συμβολίζονται με  $\dot{Q}_l$  και είναι σε θερμοκρασία  $T_l$ .

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_u}\right) * \dot{Q}_u}{\left(1 - \frac{T_0}{T_s}\right) * \dot{Q}_s} \quad (2.42)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης ενός συστήματος λαμβάνει πάντα τιμές μεταξύ του μηδενός και της μονάδας.

Για την ψύξη με συμπίεση ατμών ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) * \dot{Q}_e}{\dot{W}_{com}} \quad (2.43)$$

Για την ψύξη με απορρόφηση ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης δίνεται από τον τύπο:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) * \dot{Q}_e}{\left(1 - \frac{T_o}{T_g}\right) * \dot{Q}_g + \dot{W}_p} \quad (2.44)$$

## 2.11: Βαθμός απόδοσης εναλλακτών θερμότητας με βάση τη μέθοδο NTU

Σε έναν εναλλάκτη θερμότητας στον οποίο διέρχονται 2 ρεύματα, ένα θερμό και ένα ψυχρό, αν εφαρμοστεί η αρχή διατήρησης της ενέργειας στα 2 αυτά ρεύματα τότε προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h * (h_{h1} - h_{h2}) \quad (2.45.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * (h_{c2} - h_{c1}) \quad (2.45.2)$$

Με  $h$  συμβολίζεται η ειδική ενθαλπία των ρευστών. Οι δείκτες  $h$  και  $c$  αντιπροσωπεύουν το θερμό και ψυχρό ρευστό και οι δείκτες 1 και 2 αναφέρονται στις συνθήκες εισόδου και εξόδου. Εφόσον δεν μεταβάλλεται η φάση των ρευστών κατά την ροή τους στον εναλλάκτη, και εφόσον οι ειδικές θερμοχωρητικότητες μένουν ίδιες, τότε οι παραπάνω σχέσεις μετατρέπονται σε:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h * c_{p,h} * (t_{h1} - t_{h2}) \quad (2.46.2)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c * c_{p,c} * (t_{c2} - t_{c1}) \quad (2.46.2)$$

Η μέθοδος NTU σημαίνει «απόδοση-αριθμός μονάδων μεταφοράς». Η απόδοση  $\varepsilon$  ενός εναλλάκτη θερμότητας μέσα από αυτήν τη μέθοδο δίνεται από τον λόγο της πραγματικής ροής θερμότητας προς τη μέγιστη δυνατή ροή θερμότητας δηλαδή:

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h * c_{p,h} * (t_{h1} - t_{h2})}{(\dot{m} * c_p)_{min} * (t_{h1} - t_{c1})} \quad (2.47)$$

$$\varepsilon = \frac{\dot{m}_h * c_{p,h} * (t_{h1} - t_{h2})}{(\dot{m} * c_p)_{min} * (t_{h1} - t_{c1})} \quad (2.48)$$

Το  $\varepsilon$  λαμβάνει τιμές από 0 έως 1.

Μέσα από αυτό το κεφάλαιο θα καταστεί ευκολότερη η κατανόηση της ενεργειακής και της εξεργειακής ανάλυσης του συστήματος. Επιπλέον το κεφάλαιο αυτό είναι το θεμέλιο στο οποίο θα βασιστεί η εν λόγω ανάλυση του συστήματος παραγωγής ψύξης. [1]

### ΚΕΦΑΛΑΙΟ 3: ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ

Σε αυτό το κεφάλαιο γίνεται εισαγωγή στην ψύξη με συμπίεση ατμών. Ξεκινάει την ανάλυση του στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου με συμπίεση ατμών και παρατίθενται τα κατάλληλα διαγράμματα. Στη συνέχεια εξετάζονται πιο σύνθετα συστήματα που λειτουργούν με συμπίεση ατμών στα οποία γίνεται ενεργειακή ανάλυση. Κατόπιν αναλύεται εξεργειακά στοιχειώδης ψυκτικός κύκλος συμπίεσης αυτόν, ο οποίος παρουσιάστηκε στην 1<sup>η</sup> ενότητα αυτού του κεφαλαίου. Το παρόν κεφάλαιο κλείνει με την παράθεση διαφορών ανάμεσα στον θεωρητικό ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών με τον αντίστοιχο πραγματικό.

#### 3.1: Ο στοιχειώδης ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών

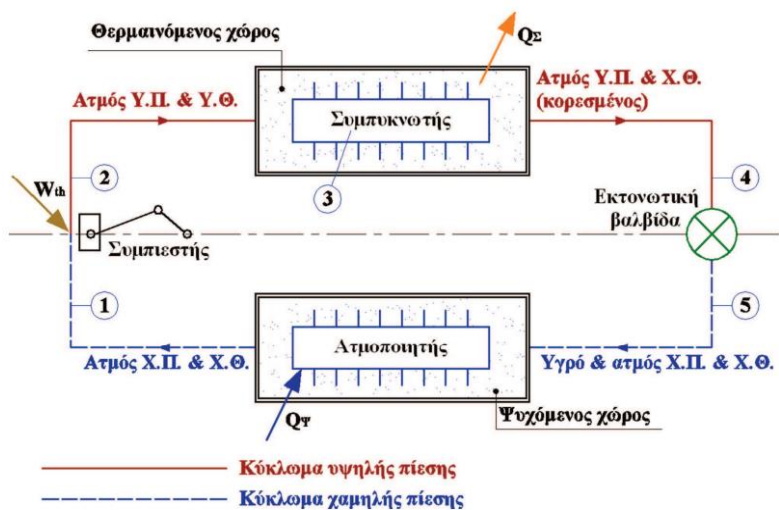
Ο ψυκτικός αυτός κύκλος έχει ευρύ φάσμα εφαρμογών τόσο στον τομέα της ψύξης όσο και στον τομέα του κλιματισμού. Τα βασικά εξαρτήματα από τα οποία αποτελείται ένα τέτοιο σύστημα είναι ο **ατμοποιητής** (evaporator), ο **συμπιεστής** (compressor), ο **συμπυκνωτής** (condenser) και η **εκτονωτική βαλβίδα** (expansion valve). [27],[1]

**Συμπιεστής:** Από τον ατμοποιητή το ψυκτικό μέσο εξέρχεται ως κορεσμένος ατμός (κατάσταση 1). Αυτός ο κορεσμένος ατμός περνάει μέσα από τον συμπιεστή σε χαμηλή θερμοκρασία και πίεση και εξέρχεται από αυτόν ως υπέρθερμος ατμός υψηλής πίεσης και θερμοκρασίας. Η διεργασία είναι ισεντροπική. Κατά την συμπίεση προσδίδεται στον συμπιεστή ισχύς  $\dot{W}_{th}$ . [27],[1]

**Συμπύκνωση:** Ο υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στον συμπυκνωτή και εξέρχεται ως κορεσμένο υγρό ίδιας πίεσης με αυτήν του ατμού. Ο συμπυκνωτής αποβάλλει θερμική ισχύ  $\dot{Q}_a$  στο περιβάλλον. Λόγω της απελευθέρωσης θερμότητας η θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου μειώνεται με αποτέλεσμα κάποια στιγμή να εξισωθεί με τη θερμοκρασία εξάτμισης. Σε εκείνο το σημείο (κατάσταση 3) ξεκινά η συμπύκνωση του ατμού, όπου ολοκληρώνεται στην κατάσταση 4 οπότε το ψυκτικό μέσο έχει μετατραπεί εξολοκλήρου σε κορεσμένο υγρό χαμηλής θερμοκρασίας. [27],[1]

**Εκτονωτική βαλβίδα:** Το κορεσμένο υγρό εισέρχεται στην εκτονωτική βαλβίδα και εκτονώνεται σε χαμηλή πίεση και θερμοκρασία. Εξέρχεται ως κορεσμένο μείγμα υγρού ατμού και κατευθύνεται στον ατμοποιητή ώστε να επαναληφθεί ο κύκλος. Η διεργασία είναι στραγγαλισμός και άρα ισενθαλπική. [27],[1]

**Ατμοποιητής:** Το ψυκτικό μέσο με τη μορφή κορεσμένου μείγματος υγρού-ατμού (κατάσταση 5) εισέρχεται στον ατμοποιητή με χαμηλή πίεση και θερμοκρασία, απορροφά θερμότητα από τον ψυχόμενο χώρο (όπου είναι τοποθετημένος ο ατμοποιητής) και εξέρχεται (από τον ατμοποιητή) ως κορεσμένος ατμός. Η πίεση και η θερμοκρασία δεν μεταβάλλονται κατά την ατμοποίηση. Ο ατμοποιητής απορροφά από τον προς ψύξη χώρο θερμική ισχύ  $\dot{Q}_e$ . [27],[1]

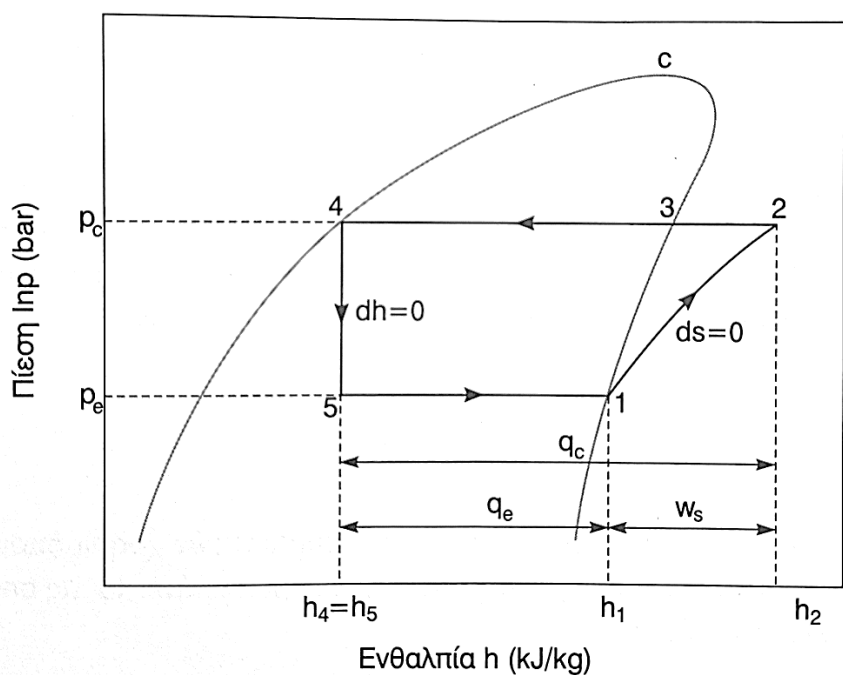


Σχήμα 3.1: Σχηματική αναπαράσταση στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών [27]

Το Διάγραμμα P-h

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται το διάγραμμα πίεσης- ειδικής ενθαλπίας P-h για τον στοιχειώδη ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών. [1]

- Σημείο 1: κορεσμένος ατμός
- Σημείο 2: υπέρθερμος ατμός
- Σημείο 3: κορεσμένος ατμός
- Σημείο 4: κορεσμένο υγρό
- Σημείο 5: κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού



Διάγραμμα 3.1: Διάγραμμα P-h στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών [1]

### Το Διάγραμμα T-s

Στο παρακάτω διάγραμμα φαίνεται ποιοτικά το διάγραμμα θερμοκρασίας-ειδικής εντροπίας T-s για την ψύξη με συμπίεση ατμών. [1]

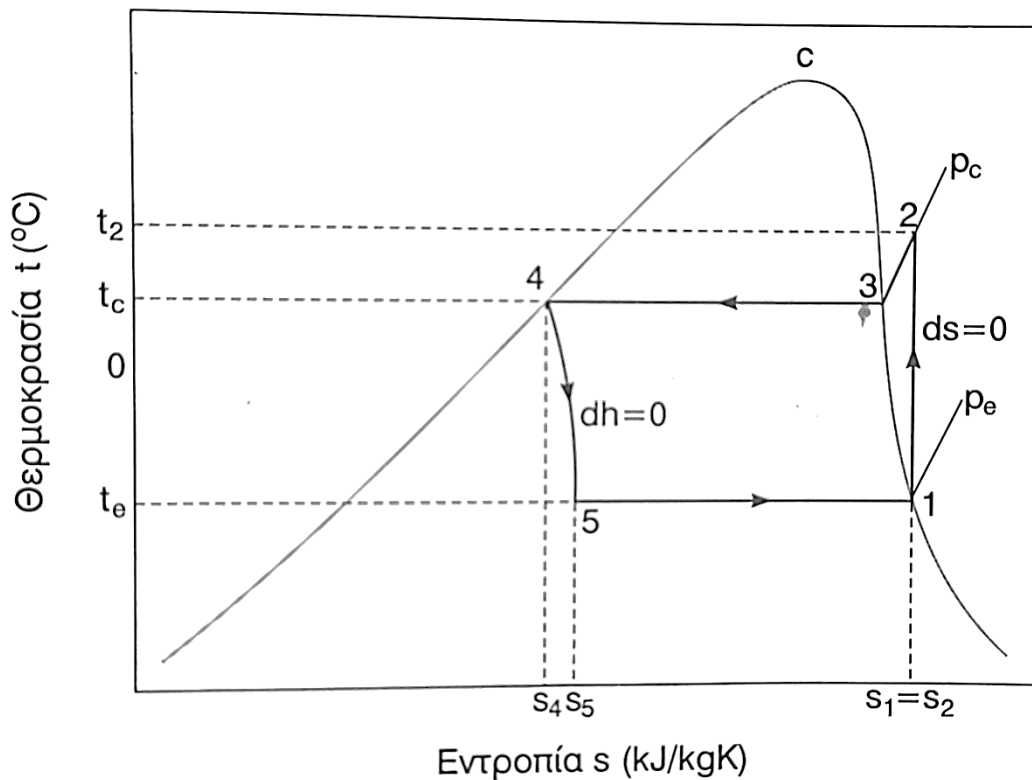
Σημείο 1: κορεσμένος ατμός

Σημείο 2: υπέρθερμος ατμός

Σημείο 3: κορεσμένος ατμός

Σημείο 4: κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού

Σημείο 5: κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού



Διάγραμμα 3.2: Διάγραμμα [T-s] στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών [1]

Με τη βοήθεια του διαγράμματος P-h μπορούμε να υπολογίσουμε τα παρακάτω μεγέθη:

Ψυκτική ισχύς:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e * (h_1 - h_4) \quad (3.1)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c * (h_2 - h_4) \quad (3.2)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή

$$\dot{W}_s = \dot{m} * (h_2 - h_1) \quad (3.3)$$

## Ο συντελεστής συμπεριφοράς COP

Ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) είναι ένας αριθμός που περιγράφει την αποτελεσματικότητα των αντλιών θερμότητας, των ψυγείων ή των κλιματιστικών. Είναι το πηλίκο της ωφέλιμης προς τη δαπανώμενη ισχύ ανά κύκλο και εκφράζει τη θεωρητική αποδοτικότητα-αποτελεσματικότητα της εγκατάστασης. [27]

Ο συντελεστής συμπεριφοράς είναι διαφορετικός για τα συστήματα θέρμανσης και ψύξης. Για μια αντλία θερμότητας (σύστημα θέρμανσης), ο συντελεστής απόδοσης είναι ο λόγος της ενέργειας που παρέχεται στη θερμή δεξαμενή προς το έργο εισόδου. Έτσι, ονομάζεται συντελεστής απόδοσης θέρμανσης. Αντίθετα, για ένα ψυγείο ή ένα κλιματιστικό (σύστημα ψύξης), ο συντελεστής απόδοσης είναι ο λόγος της ενέργειας που αφαιρείται από την κρύα δεξαμενή προς το έργο εισόδου. Έτσι, ονομάζεται συντελεστής απόδοσης ψύξης. Όταν μια αντλία θερμότητας λειτουργεί αντίστροφα, λειτουργεί σαν ψυγείο. [28]

Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς για τα συστήματα ψύξης ορίζεται ως:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (3.4)$$

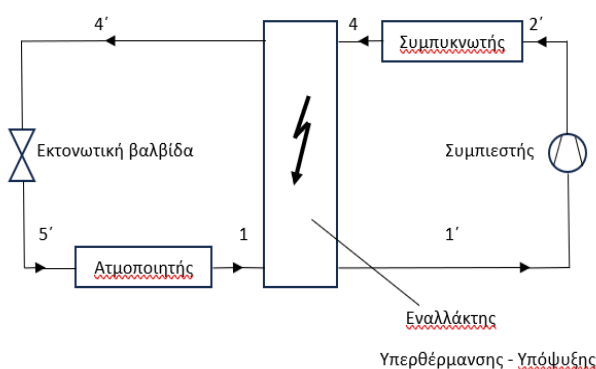
$\dot{W}_s$ : η θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή

$\dot{Q}_e$ : η θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

h: η ειδική ενθαλπία

Εάν είναι γνωστός ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή λαμβάνεται και αυτός υπόψη στον υπολογισμό της ενθαλπίας στην έξοδο του συμπιεστή. [1]

### 3.2: Ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού [1]

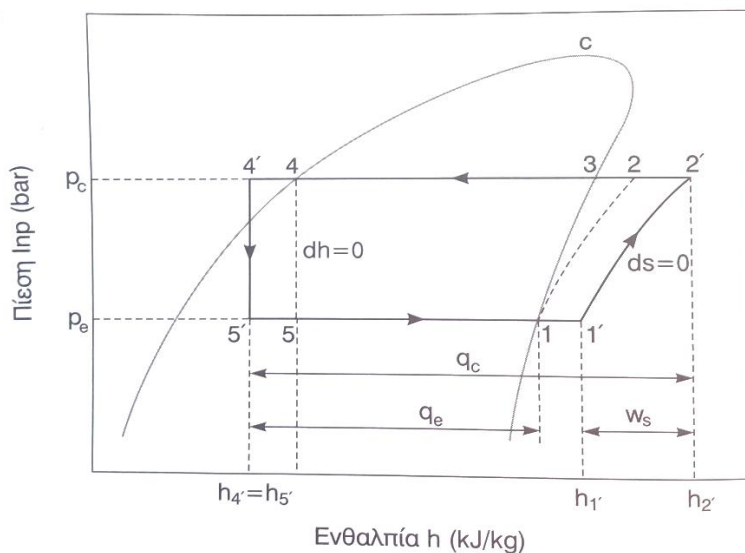


Σχήμα 3.2: Ψυκτικός κύκλος με συμπίεση ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού [1]

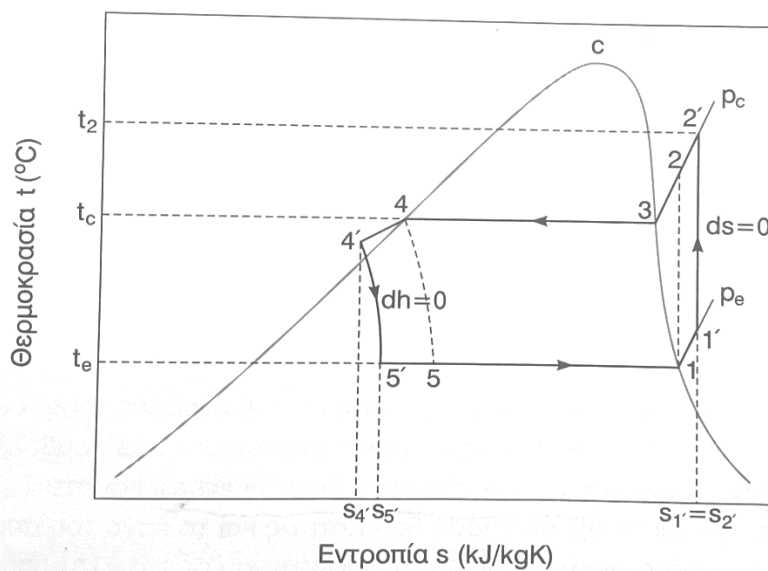
Ο κύκλος αυτός είναι ίδιος με τον ιδανικό κύκλο συμπίεσης ατμών με 2 όμως διαφορές:

α) Το κορεσμένο υγρό που εξέρχεται από τον συμπυκνωτή ψύχεται σε θερμοκρασία μικρότερη από αυτή της θερμοκρασίας συμπύκνωσης με αποτέλεσμα την μετατροπή του σε υπόψυκτο υγρό. Η διεργασία αυτή γίνεται σε σταθερή πίεση και πριν το κορεσμένο υγρό περάσει μέσα από την εκτονωτική βαλβίδα.

β) Η υπερθέρμανση του κορεσμένου ατμού μόλις βγει από τον ατμοποιητή δεν μπορεί να αποτραπεί. Για το λόγο αυτό δεν συμμετέχει στην παραγωγή ισχύος.



Διάγραμμα 3.3 : Διάγραμμα P-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού [1]



Διάγραμμα 3.4: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με υπόψυξη συμπυκνώματος και αναρρόφηση υπέρθερμου ατμού [1]

Με βάση το διάγραμμα P-h προκύπτει ότι:

Ψυκτική ισχύς

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e * (h_1 - h_{4'}) \quad (3.5)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c * (h_{2'} - h_{4'}) \quad (3.6)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή

$$\dot{W}_s = \dot{m} * (h_{2'} - h_{1'}) \quad (3.7)$$

Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s} = \frac{h_1 - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad (3.8)$$

### 3.3: Πολυβάθμιος Ψυκτικός Κύκλος Συμπίεσης Ατμών [1]

Η χαμηλή πίεση στον ατμοποιητή  $p_e$  εξαρτάται από τη θερμοκρασία του προς ψύξη χώρου και από τις θερμοδυναμικές ιδιότητες του χρησιμοποιούμενου ψυκτικού μέσου. Η υψηλή πίεση  $p_c$  από στον συμπυκνωτή εξαρτάται από τη θερμοκρασία του μέσου που απορροφάει τη θερμότητα που αποβάλλεται από το ψυκτικό μέσο.

Η διαφορά πίεσης μεταξύ  $p_e$  και  $p_c$  καλύπτεται από τον συμπιεστή. Όσο μεγαλύτερη είναι αυτή η διαφορά, τόσο μεγαλύτερη είναι η ισχύς του συμπιεστή.

Όσο μειώνεται η θερμοκρασία ατμοποίησης ενώ διατηρείται η θερμοκρασία συμπύκνωσης σταθερή, τόσο αυξάνεται ο λόγος των πιέσεων, με αποτέλεσμα να είναι οικονομικά ασύμφορη η μονοβάθμια συμπίεση. Για αυτό προτείνεται η χρήση 2 βάθμιου συμπιεστή με ενδιάμεση ισόθλιπτη ψύξη, λόγω αύξησης της θερμοκρασίας από τη συμπίεση που υφίσταται το ψυκτικό μέσο. Η ιδανική θερμοκρασία ενδιάμεσης ψύξης είναι η θερμοκρασία συμπύκνωσης για την ενδιάμεση πίεση.

Για τη βέλτιστη λειτουργία της ψυκτικής εγκατάστασης πρέπει η ενδιάμεση πίεση  $p_m$  στην οποία λαμβάνει χώρα η ενδιάμεση ψύξη, να δίνεται από τον τύπο:

$$\frac{p_m}{p_e} = \frac{p_c}{p} \Rightarrow p_m = \sqrt{p_e * p_c} \quad (3.9)$$

$$\frac{p_m}{p_e} = \frac{p_c}{p_{m1}} = \frac{p_c}{p_{m2}} \quad (3.10)$$

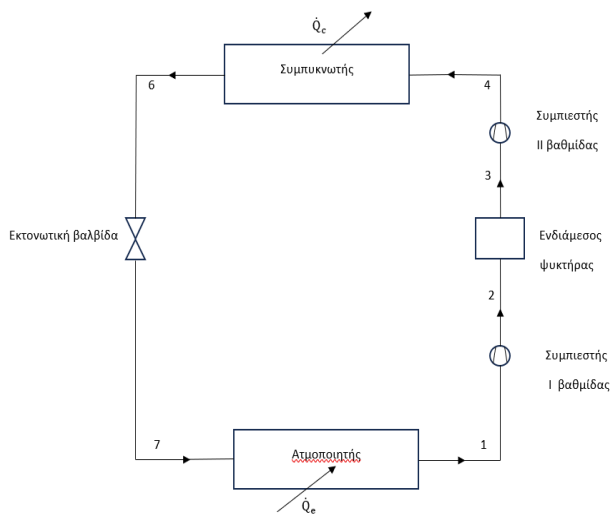
Συνήθως στην πράξη, όταν:

$\frac{p_m}{p_e} > 8$  γίνεται χρήση 2-βάθμιας συμπίεσης

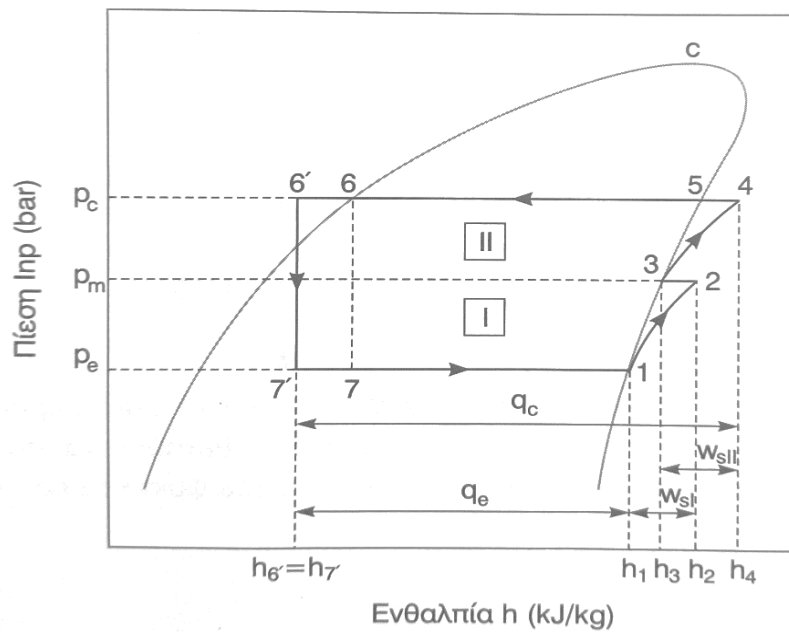
$\frac{p_m}{p_e} > 25$  γίνεται χρήση 3-βάθμιας συμπίεσης



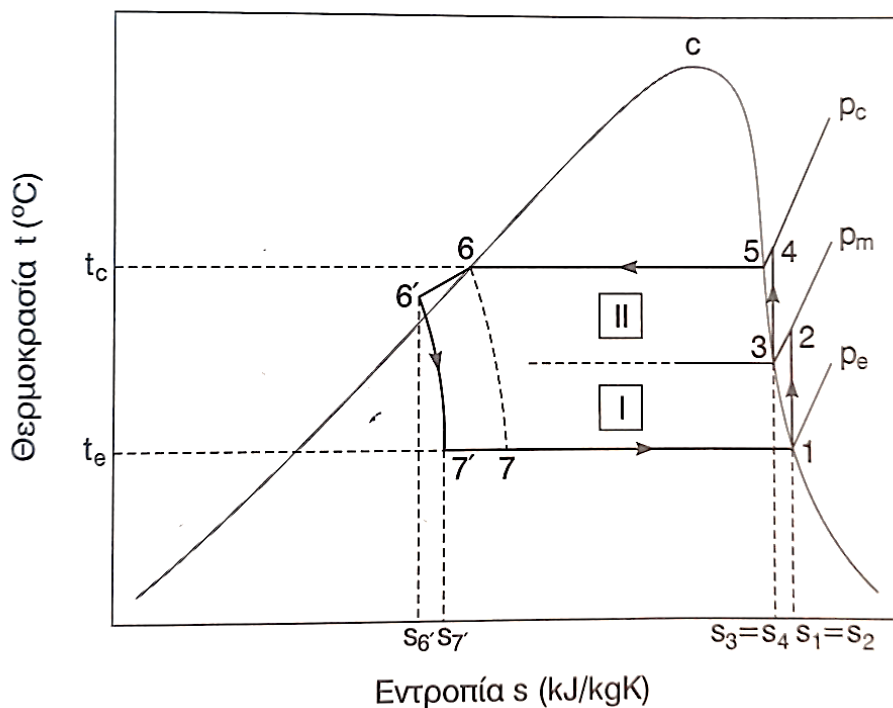
### 3.4: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 2 βάρθια συμπίεση



Σχήμα 3.3: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάρθια συμπίεση [1]



Διάγραμμα 3.5 : Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάρθια συμπίεση και υπόψυξη [1]



Διάγραμμα 3.6: Διάγραμμα T-s ψυκτικού τίτλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, και υπόψυξη [1]

Από το Διάγραμμα 3.6 προκύπτουν τα παρακάτω: [1]

Ψυκτική ισχύς:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_e * (h_1 - h_{7'}) = \dot{m}_e * (h_1 - h_{6'}) \quad (3.11)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_c = \dot{m} \quad (3.12)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{II} * (h_4 - h_{6'}) \quad (3.13)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή

$$\dot{W}_s = \dot{m} * (h_2 - h_1) + \dot{m} * (h_4 - h_3) \quad (3.14)$$

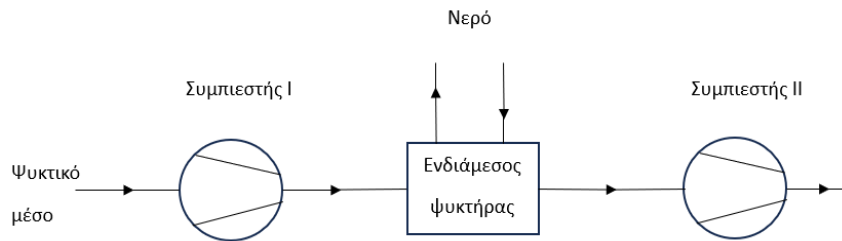
Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s} = \frac{h_1 - h_{6'}}{(h_2 - h_1) + (h_4 - h_3)} \quad (3.15)$$

Στην παραπάνω εγκατάσταση υπάρχει και η περίπτωση υπερθέρμανσης στην έξοδο του ψυκτικού ρευστού από τον ατμοποιητή, οπότε οι σχετικές διαμορφώνονται ανάλογα.

Η ενδιάμεση ψύξη μπορεί να γίνει με 3 μεθόδους:

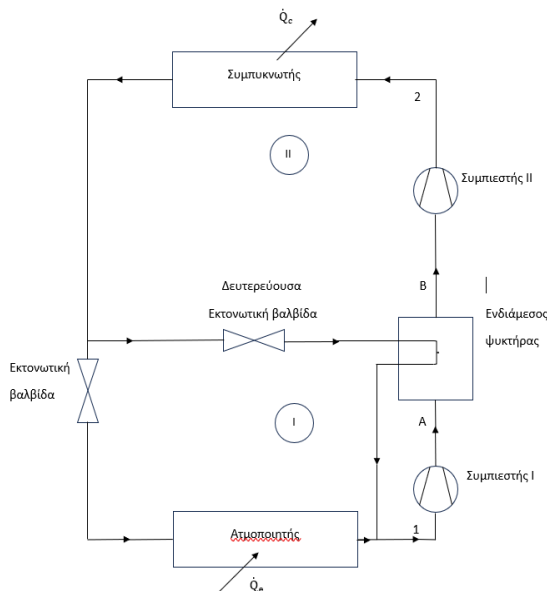
### Α) Με νερό που εισέρχεται σε ενδιάμεσο ψυκτήρα



Σχήμα 3.4: Ενδιάμεση ψύξη με νερό [1]

Η μέθοδος αυτή εξαρτάται από τη θερμοκρασία του νερού που διατίθεται και συνήθως είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία κορεσμού του ψυκτικού μέσου αντιστοιχεί στην ενδιάμεση πίεση  $p_m$ .

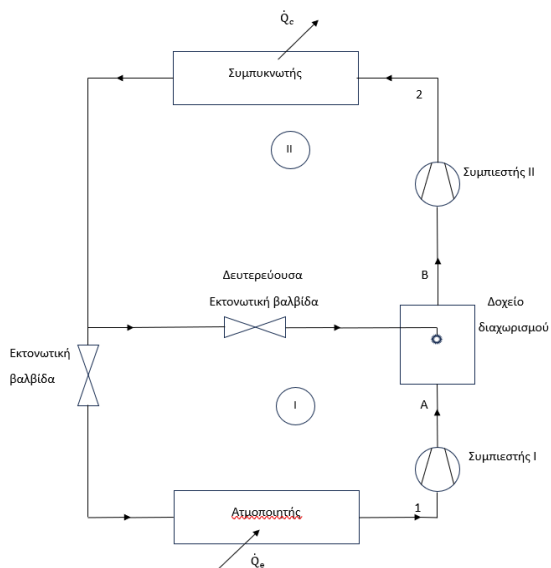
### Β) Με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και ενδιάμεσο ψυκτήρα



Σχήμα 3.5: Ενδιάμεση ψύξη με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και ενδιάμεσο ψυκτήρα [1]

Το ψυκτικό μέσο λαμβάνεται από την έξοδο του συμπυκνωτή. Μόλις το ψυκτικό μέσο εκτονωθεί στη δευτερεύουσα εκτονωτική βαλβίδα σε πίεση που η αντίστοιχη θερμοκρασία κορεσμού να είναι ελαφρώς μικρότερη από τη θερμοκρασία κορεσμού που αντιστοιχεί στην ενδιάμεση πίεση  $p_m$ , εισέρχεται στον ενδιάμεσο ψυκτήρα όπου ψύχει το ρεύμα μεταξύ των δύο συμπιεστών. Από το ισοζύγιο ενέργειας στον ψυκτήρα υπολογίζεται η ποσότητα του ψυκτικού μέσου, που πρέπει να περάσει μέσα από τον ενδιάμεσο ψυκτήρα. Σε αυτήν την περίπτωση η ψυκτική ικανότητα του κύκλου μειώνεται κατά την ποσότητα  $(h_A - h_B)$ .

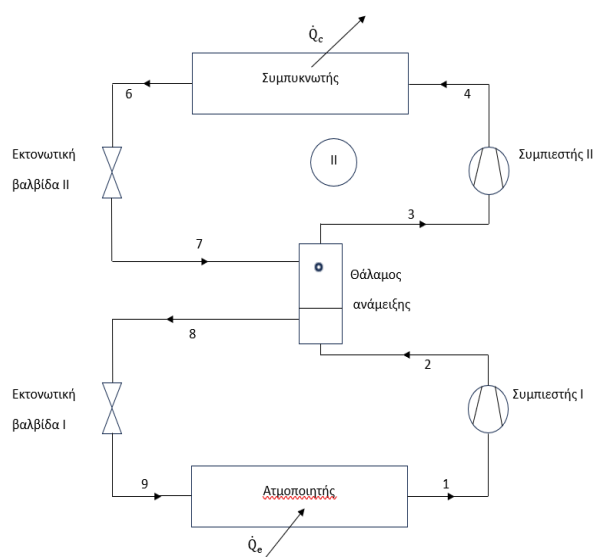
**Γ) Με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και δοχείο διαχωρισμού**



Σχήμα 3.6: Ενδιάμεση ψύξη με το χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο και δοχείο χωρισμού

Μόλις εκτονωθεί το ψυκτικό μέσο στη δευτερεύουσα εκτονωτική βαλβίδα και παραχθεί ατμός, το ψυκτικό μέσο συμπαρασύρεται και μπαίνει στο δοχείο με τη μορφή σταγονιδίων. Τα παραπάνω σταγονίδια παρασύρονται και ατμοποιούνται από τον υπέρθερμο ατμό που εξέρχεται από την 1<sup>η</sup> βαθμίδα του συμπιεστή. Η ποσότητα του ψυκτικού μέσου, μέσω της δευτερεύουσας εκτονωτικής βαλβίδας, πρέπει να είναι τέτοια ώστε να μην υπάρξει κεκορεσμένος ατμός στη δεύτερη βαθμίδα συμπίεσης.

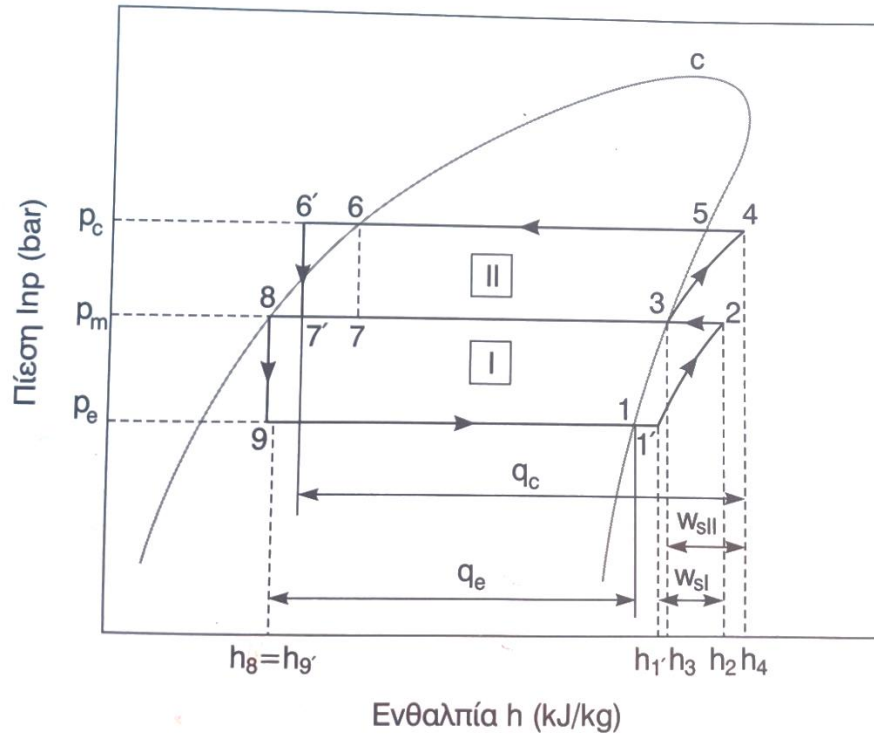
**3.5: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 2 βάρη συμπίεση και 2 βάρη στραγγαλισμό**



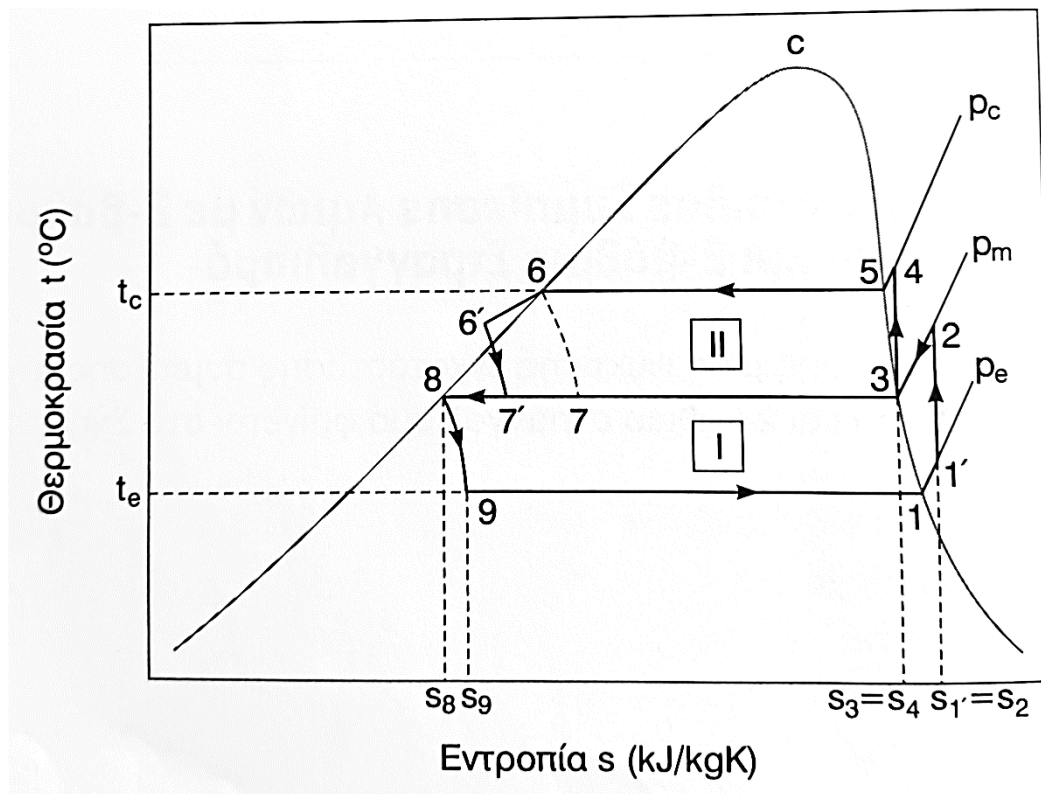
Σχήμα 3.7: Διάγραμμα ροής κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση και 2-βάθμιο στραγγαλισμό [1]

Η παραπάνω διάταξη βελτιώνει την απόδοση του ψυκτικού κύκλου με 2 τρόπους:

- Η ενδιάμεση ψύξη πραγματοποιείται με το ψυκτικό μέσο άμεσα, χωρίς να χρειάζεται εναλλάκτη θερμότητας.
- Αύξηση ψυκτικής ικανότητας λόγω της επιπλέον υπόψυξης μέσω του δεύτερου στραγγαλισμού.



Διάγραμμα 3.7: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό, υπόψυξη και υπερθέρμανση [1]



Διάγραμμα 3.8: Διάγραμμα ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό, υπόψυξη και υπερθερμανση [1]

Στο θάλαμο ανάμειξης ο ατμός διαχωρίζεται από το υγρό της κατάστασης 7 και συγχρόνως ψύχεται ο υπέρθερος ατμός, της κατάστασης 2. Η ψύξη του κορεσμένου ατμού γίνεται από την κατάσταση 2 έως την κατάσταση 3. Το υγρό ψυκτικό μέσο βγαίνει από το δοχείο μέσης πίεσης στην κατάσταση 8 και μετά το στραγγαλισμό της 2<sup>ης</sup> βαθμίδας στην κατάσταση 9 μπαίνει μέσα στον ατμοποιητή. Εάν η ποσότητα του ψυκτικού μέσου που διέρχεται από τον 1<sup>ο</sup> συμπιεστή είναι  $\dot{m}_I$ , η αρχή διατήρησης της ενέργειας και της μάζας στο δοχείο ανάμειξης δίνει την αντίστοιχη ποσότητα του ψυκτικού μέσου, που διέρχεται από τη δεύτερη βαθμίδα συμπίεσης  $\dot{m}_{II}$ .

$$\dot{m}_{II} = \dot{m}_I * \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_{7'}} \quad \text{ή} \quad \left( \frac{\dot{m}_{II}}{\dot{m}_I} > 1 \right) \quad (3.16)$$

Από το Σχήμα 3.7 προκύπτει ότι:

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή I:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_I * (h_1 - h_8) = \dot{m}_I * (h_1 - h_9) \quad (3.17)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{II} * (h_4 - h_{6'}) \quad (3.18)$$

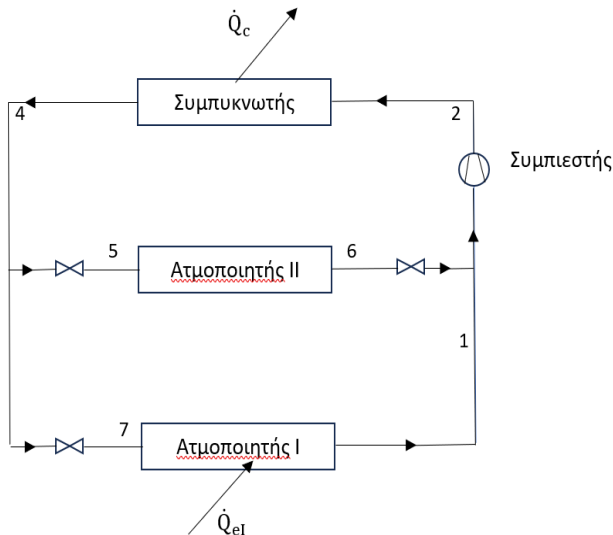
Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή

$$\dot{W}_s = \dot{m}_I * (h_2 - h_{1'}) + \dot{m}_{II} * (h_4 - h_3) \quad (3.19)$$

Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}_I * (h_1 - h_8)}{\dot{m}_I * (h_2 - h_{1'}) + \dot{m}_{II} * (h_4 - h_3)} \quad (3.20)$$

3.6: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 1 βάρθμια συμπίεση, 2 βάρθμιο στραγγαλισμό και 2 στοιχεία ατμοποίησης



Σχήμα 3.8: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάρθμια συμπίεση, 2-βάρθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης [1]

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή I:

$$\dot{Q}_{el} = \dot{m}_I * (h_1 - h_{7'}) = \dot{m}_{II} * (h_1 - h_{4'}) \quad (3.22)$$

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή II:

$$\dot{Q}_{ell} = \dot{m}_{II} * (h_6 - h_{5'}) = \dot{m}_{II} * (h_6 - h_{4'}) \quad (3.23)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

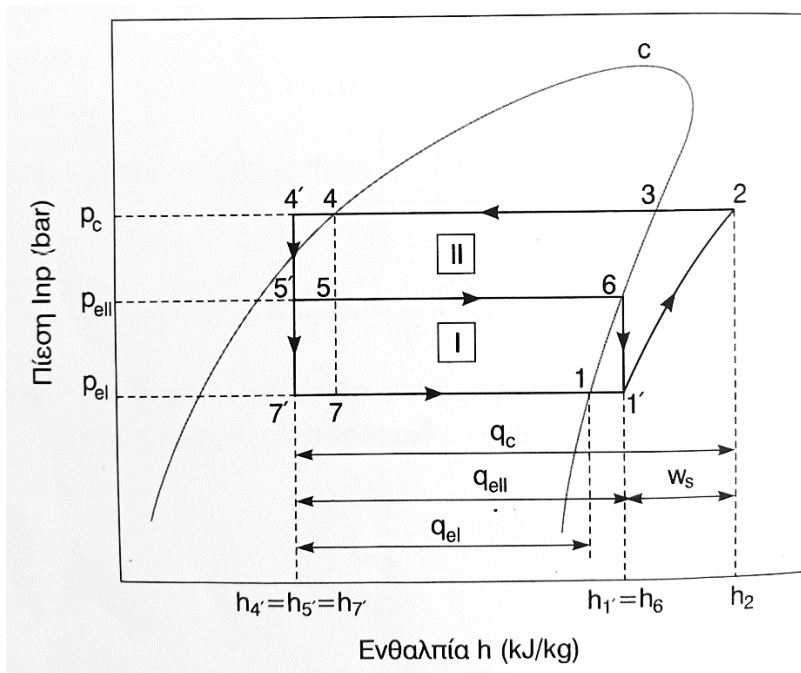
$$\dot{Q}_c = (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) * (h_2 - h_{4'}) \quad (3.24)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή I

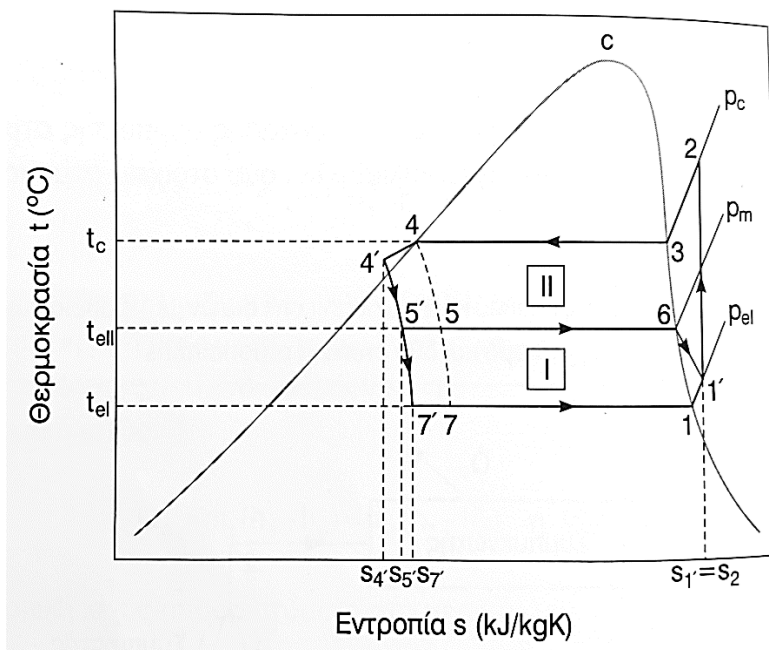
$$\dot{W}_{sI} = (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) * (h_2 - h_{1'}) = (\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) * (h_2 - h_6) \quad (3.25)$$

Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς βαθμίδας I

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_{el} + \dot{Q}_{ell}}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}_I * (h_1 - h_{4'}) + \dot{m}_{II} * (h_6 - h_{4'})}{(\dot{m}_I + \dot{m}_{II}) * (h_2 - h_6)} \quad (3.26)$$



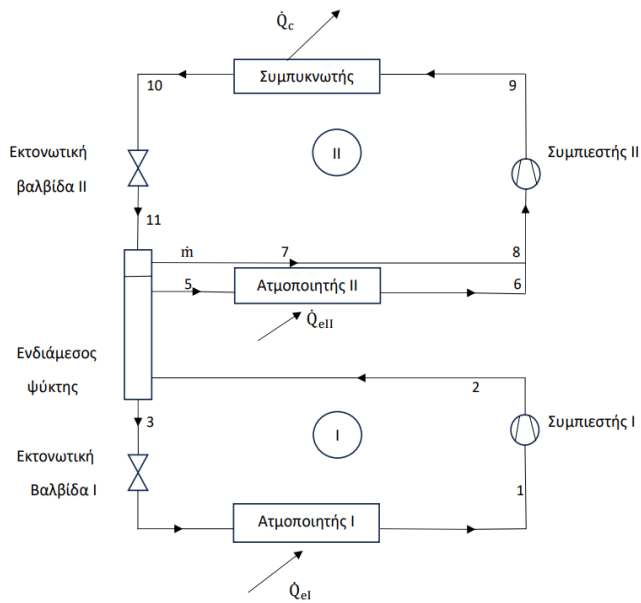
Διάγραμμα 3.9: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης [1]



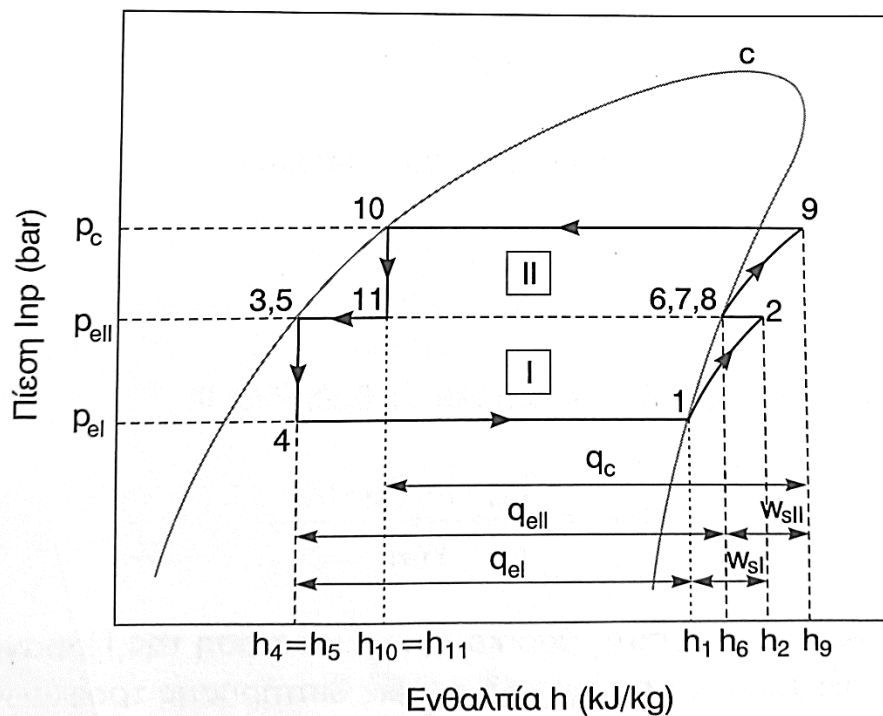
Διάγραμμα 3.10: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 1-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης [1]



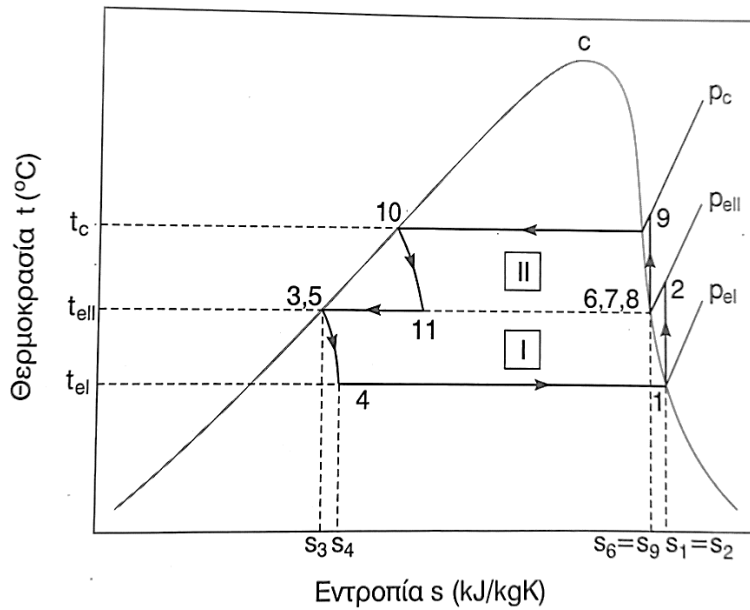
3.7: Ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών με 2 βάρθια συμπίεση και 2 βάρθιο στραγγαλισμό και 2 στοιχέα ατμοποίησης [1]



Σχήμα 3.9: Διάγραμμα ροής ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάρθια συμπίεση, 2-βάρθιο στραγγαλισμό και δύο στοιχέα ατμοποίησης



Διάγραμμα 3.11: Διάγραμμα p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάρθια συμπίεση, 2-βάρθιο στραγγαλισμό και δύο στοιχέα ατμοποίησης



Διάγραμμα 3.12: Διάγραμμα T-s ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με 2-βάθμια συμπίεση, 2-βάθμιο στραγγαλισμό και δύο στοιχεία ατμοποίησης

Από το διάγραμμα 3.10 προκύπτουν οι εξής εξισώσεις: **[1]**

Από την αρχή διατήρησης ενέργειας στον ενδιάμεσο ψύκτη προκύπτει ότι:

$$\dot{m}_I * h_2 + \dot{m}_c * h_{11} = \dot{m} * h_7 + \dot{m}_{II} * h_5 + \dot{m}_I * h_3 \quad (3.26)$$

$$\dot{m}_c = \dot{m} + \dot{m}_{II} \quad (3.27)$$

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή I:

$$\dot{Q}_{el} = \dot{m}_I * (h_1 - h_4) = \dot{m}_I * (h_1 - h_3) \quad (3.28)$$

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή II:

$$\dot{Q}_{ell} = \dot{m}_{II} * (h_6 - h_5) \quad (3.29)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_c * (h_9 - h_{10}) \quad (3.30)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή I

$$\dot{W}_{sI} = \dot{m}_c * (h_2 - h_1) \quad (3.31)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στο συμπιεστή II

$$\dot{W}_{sII} = \dot{m}_c * (h_9 - h_8) \quad (3.32)$$

Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς βαθμίδας I

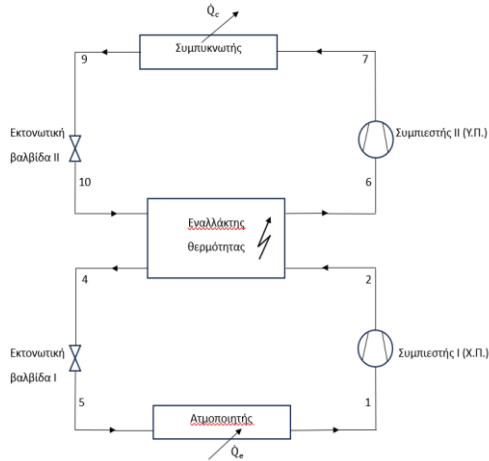
$$COP_{thI} = \frac{\dot{Q}_{el}}{\dot{W}_{sI}} \quad (3.33)$$

Θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς βαθμίδας I

$$COP_{thIII} = \frac{\dot{Q}_{el} + \dot{m}_I * (h_2 - h_3)}{\dot{W}_{sII}} \quad (3.34)$$

Να σημειωθεί ότι η προς ανάλυση διάταξη βρίσκουν εφαρμογή στις εγκαταστάσεις διατήρησης τροφίμων όπου απαιτούνται διάφορες θερμοκρασίες. [1]

### 3.8: Ψυκτική διάταξη συμπίεσης ατμών με κλιμακωτό καταρράκτη (cascade) [1]



Σχήμα 3.10: Σχηματική αναπαράσταση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με κλιμακωτό καταρράκτη (cascade) [1]

Η αρχή διατήρησης ενέργειας στον ενδιάμεσο εναλλάκτη δίνει: [1]

$$\dot{m}_I * (h_2 - h_4) = \dot{m}_{II} * (h_6 - h_{10}) \quad (3.35)$$

Ψυκτική ισχύς στον ατμοποιητή II:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_I * (h_1 - h_5) \quad (3.36)$$

Θερμική ισχύς που απορρίπτεται στο περιβάλλον

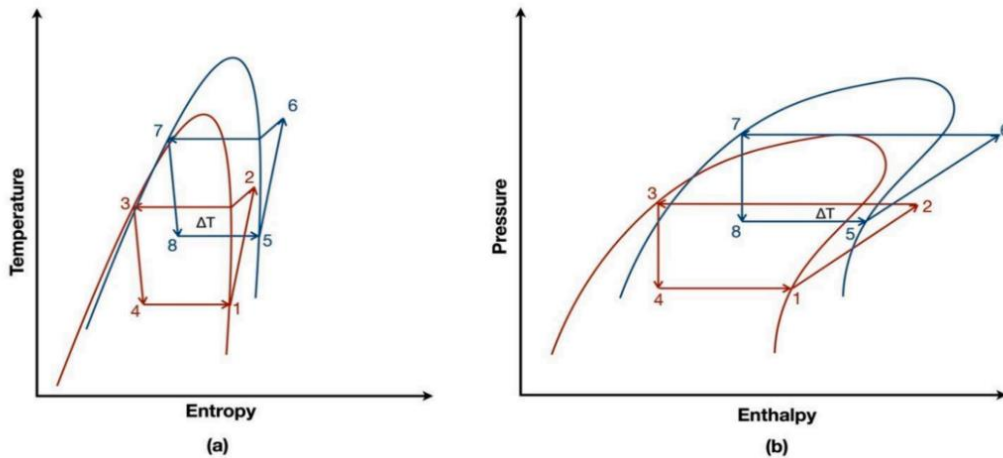
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{II} * (h_7 - h_9) \quad (3.37)$$

Θεωρητική απαιτούμενη ισχύς στους συμπιεστές

$$\dot{W}_{sI} = \dot{m}_I * (h_2 - h_1) + \dot{m}_{II} * (h_7 - h_6) \quad (3.38)$$

Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς είναι:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_s} = \frac{\dot{m}_I * (h_1 - h_5)}{\dot{m}_I * (h_2 - h_1) + \dot{m}_{II} * (h_7 - h_6)} \quad (3.39)$$



Διάγραμμα 3.13: Διαγράμματα T-s και p-h ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών με κλιμακωτό καταρράκτη (cascade) [55]

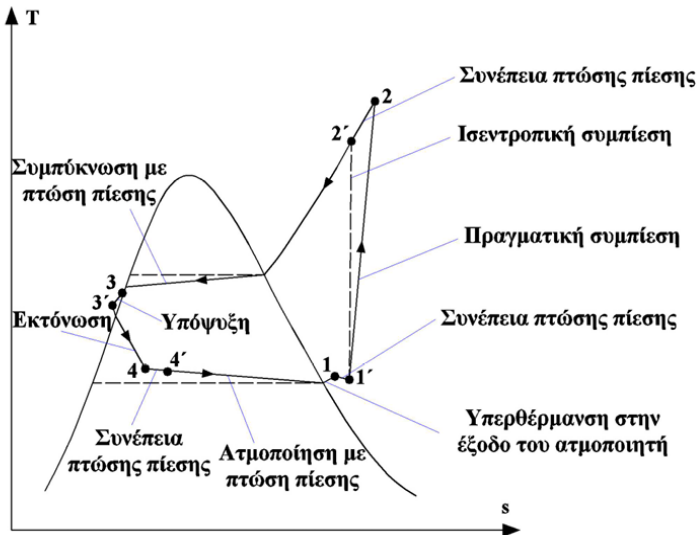
### 3.9: Πραγματικός κύκλος συμπίεσης ατμών

Στον πραγματικό ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών υπάρχουν αναντιστρεπτότητες, πράγμα που δε συμβαίνει στον θεωρητικό κύκλο. Πιο συγκεκριμένα οι διαφορές από τον θεωρητικό είναι οι εξής [1]

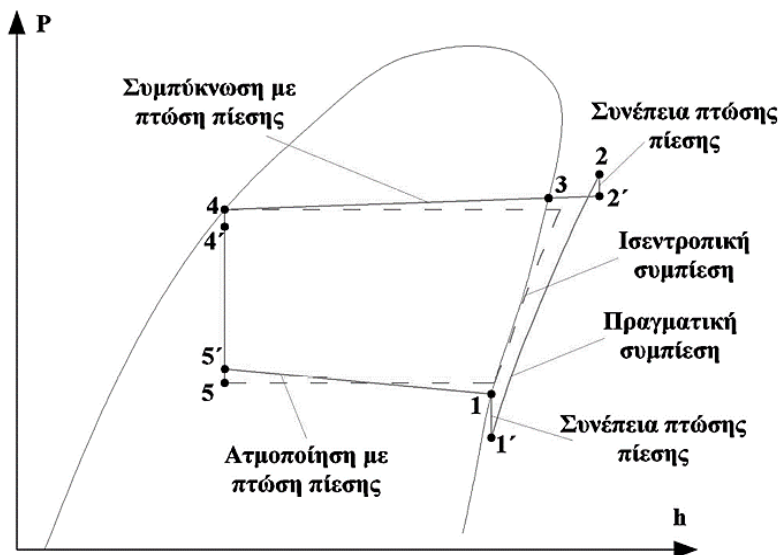
- Στον πραγματικό κύκλο παρατηρείται πτώση πίεσης στον ατμοποιητή καθώς ο υπέρθερμος ατμός βγαίνει από αυτόν. Πτώση πίεσης παρατηρείται επίσης και στον συμπυκνωτή όταν το υγρό εγκαταλείπει τον συμπυκνωτή. Αντίθετα, στον θεωρητικό ψυκτικό κύκλο συμπίεσης ατμών δεν υπάρχει πτώση πίεσης στα παραπάνω στοιχεία. Όμως η αναπτυσσόμενη τριβή ανάμεσα στο ψυκτικό μέσο και των τοιχωμάτων των σωλήνων προκαλεί την αναπότρεπτη πίεση στα εξαρτήματα αυτά. Εξαιτίας αυτής της πτώσης πίεσης, προκειμένου να επιτευχθεί η συμπίεση μεταξύ των σημείων 1 και 2, απαιτείται περισσότερο έργο συγκριτικά με την αντίστοιχη διεργασία του θεωρητικού κύκλου. Η μεγαλύτερη απαίτηση σε έργο όμως σημαίνει και μείωση του COP κύκλου.
- Αν η θερμοκρασία συμπύκνωσης είναι για την πίεση που επικρατεί στον συμπυκνωτή είναι μεγαλύτερη σημαντικά μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία του περιβάλλοντος τότε η υπόψυξη του μέσου στον συμπυκνωτή είναι αναπόφευκτη. Η υπόψυξη αυτή είναι επιθυμητή επειδή προκαλεί την αύξηση της ψυκτικής ικανότητας της εγκατάστασης και εξασφαλίζει την είσοδο 100% υγρού στην βαλβίδα. Ο κορεσμένος ατμός υπερθερμαίνεται στο διάστημα μεταξύ του ατμοποιητή και του συμπιεστή. Αυτή η υπερθέρμανση αποτρέπει τη δημιουργία σταγονιδίων αλλά ελαττώνει ελαφρώς την ογκομετρική πλήρωση του συμπιεστή. Στην πράξη ο εναλλάκτης θερμότητας είναι αυτός που επιταχύνει τις διεργασίες της υπόψυξης και της υπερθέρμανσης.
- Η συμπίεση δεν είναι ισεντροπική λόγω ύπαρξης αναντιστρεπτοτήτων οι οποίες οφείλονται στην τριβή και σε άλλες απώλειες μέσα στον συμπιεστή.
- Οι παραπάνω λόγοι συντελούν στην αλλοίωση του θεωρητικού ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών. Οι παραπάνω μη αναστρέψιμες διεργασίες, εκτός από μία, μειώνουν την απόδοση της ψυκτικής διάταξης. Μοναδική εξαίρεση

είναι η ενδεχόμενη ψύξη του ψυκτικού μέσου στο συμπιεστή από το περιβάλλον.[1]

Στα παρακάτω διαγράμματα απεικονίζεται ο θεωρητικός κύκλος ψύξης με συμπίεση ατμών συ

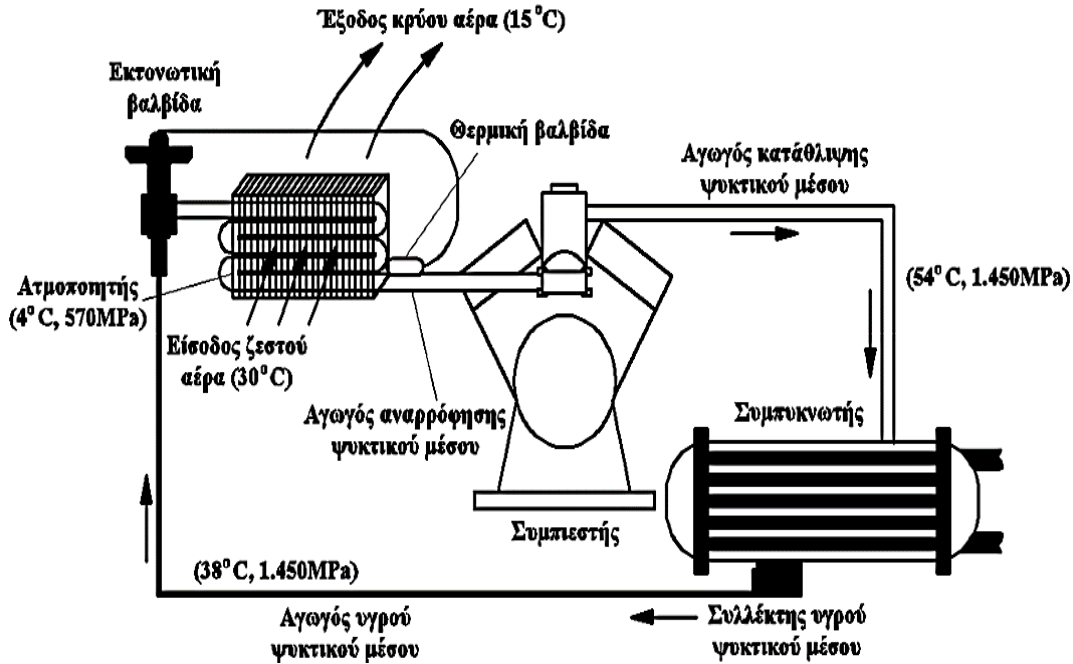


Διάγραμμα 3.14: Πραγματικός θερμοδυναμικός κύκλος ψυκτικού μέσου σε διάγραμμα T-s [27]



- Πτώσεις πίεσης  
 1-1': Σωλήνωση και βαλβίδες αναρρόφησης συμπιεστή  
 2-2': Βαλβίδες εκτόνωσης συμπιεστή  
 2'-4: Συμπυκνωτής  
 4-4': Σωληνώσεις μεταφοράς υγρού ψυκτικού  
 5'-1: Ατμοποιητής

Διάγραμμα 3.15: Διάγραμμα p-h πραγματικού ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών [27]



Σχήμα 3.11: Τυπική διάταξη ενός πραγματικού συστήματος ψύξης, με σχηματική απεικόνιση των κυρίων συνιστωσών της. Στο σχήμα φαίνονται επίσης τυπικές θερμοδυναμικές καταστάσεις από τις οποίες διέρχεται το ψυκτικό μέσο R22 κατά την εκτέλεση του κύκλου ψύξης. [27]

### 3.10: Εξεργειακή ανάλυση ψυκτικού κύκλου με συμπίεση ατμών

Για έναν στοιχειώδη κύκλο συμπίεσης ατμών με σταθεροποιημένη ροή υπολογίζεται ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας για κάθε συσκευή που εμπεριέχεται στην εν λόγω ψυκτική εγκατάσταση.

Από το σχήμα στην ενότητα 3.1 προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις.

Συμπιεστής:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{com} &= -\dot{W} + \dot{m} * e_1 - \dot{m} * e_2 = -\dot{W} + \dot{m}(e_1 - e_2) \\ &= -\dot{m} * (h_1 - h_2) + \dot{m} * [(h_2 - h_1) - T_0 * (s_1 - s_2)] \\ &= -\dot{m} * T_0 * (s_1 - s_2) \end{aligned} \quad (3.40)$$

Το προσφερόμενο έργο στο συμπιεστή θεωρείται αρνητικό.

Συμπυκνωτής:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{con} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) * \dot{Q}_c + \dot{m} * e_2 - \dot{m} * e_4 \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) * [\dot{m} * (h_4 - h_2)] + \dot{m} * [(h_2 - h_4) - T_0 * (s_2 - s_4)] \\ &= -\dot{m} * T_0 * \left[(s_2 - s_4) + \frac{h_4 - h_2}{T_c}\right] \end{aligned} \quad (3.41)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή θεωρείται αρνητική.

Εκτονωτική βαλβίδα:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{ev} &= \dot{m} * [(h_4 - h_5) - T_0 * (s_4 - s_5)] \\ &= -\dot{m} * T_0 * (s_4 - s_5)\end{aligned}\quad (3.42)$$

Η διεργασία είναι άεργος και αδιαβατική, επομένως ισενθαλπική. ( $h_4=h_5$ )

Ατμοποιητής:

$$\begin{aligned}\dot{E}_e &= \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) * \dot{Q}_e + \dot{m} * e_5 - \dot{m} * e_1 \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_c}\right) * \dot{m} * [(h_1 - h_5) - T_0 * (s_5 - s_1)] \\ &= -\dot{m} * T_0 * [(s_5 - s_1) - \frac{h_5 - h_1}{T_e}]\end{aligned}\quad (3.43)$$

Η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή θεωρείται θετική.

Επομένως ο συνολικός ρυθμός καταστροφής της εξέργειας στον ψυκτικό κύκλο είναι:

$$\dot{E}_{tot} = \dot{E}_{com} + \dot{E}_{con} + \dot{E}_{ev} + \dot{E}_e \quad (3.44)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του κύκλου υπολογίζεται από το λόγο:

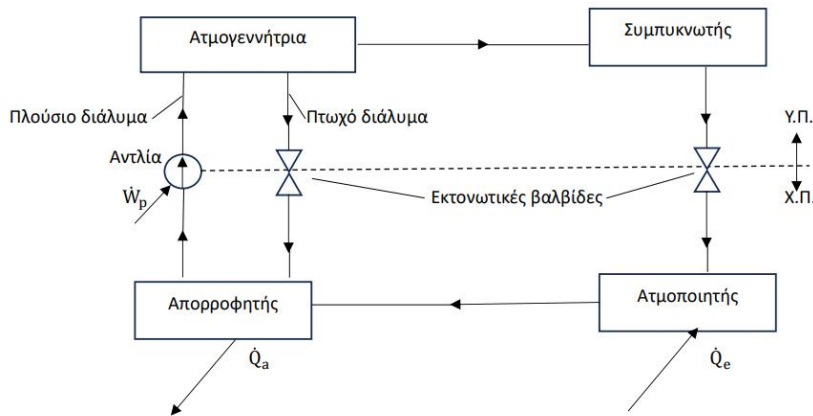
$$\varepsilon = \frac{\dot{m} * (e_1 - e_5)}{\dot{W}} = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_e}\right) * \dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (3.45)$$

Στο παρόν κεφάλαιο μελετήθηκε ο στοιχειώδης ψυκτικός κύκλος συμπίεσης ατμών καθώς και τα βασικά συστήματα παραγωγής ψύξης που μπορούν να προκύψουν από αυτόν. Όλα τα παραπάνω συστήματα αναλύθηκαν ενεργειακά και κατόπιν ακολούθησε η εξεργειακή ανάλυση του στοιχειώδους ψυκτικού κύκλου με συμπίεση ατμών. Στο τέλος επισημάνθηκαν οι διαφορές που έχει με τον αντίστοιχο πραγματικό.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 4: ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΙΣΗ

Σε αυτό το κεφάλαιο εξετάζεται η μέθοδος παραγωγής ψύξης με απορρόφηση. Αναλύονται οι εγκαταστάσεις ψύξης με απορρόφηση σε περίπτωση που λειτουργούν με  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  ή με  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  τόσο σε θεωρητικό επίπεδο όσο και σε πραγματικό επίπεδο. Παρουσιάζονται τα διαγράμματα Πίεσης-Αντίστροφης Θερμοκρασίας, Πίεσης-κατά μάζα ενθαλπίας και Ενθαλπίας-κατά Μάζα Σύστασης. Εν συνεχεία παρατίθεται η ενεργειακή και η εξεργειακή ανάλυση του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης. Επίσης γίνεται λόγος για τα ζεοτροπικά και τα αζεοτροπικά μίγματα. Τέλος γίνεται μια σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  και  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  όταν αυτά λειτουργούν σε μονάδα ψύξης με απορρόφηση.

### 4.1: Θεωρητική εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση [1]



Σχήμα 4.1: Διάγραμμα ροής απλής ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης [1]

Στις μονάδες ψύξης με απορρόφηση τα πιο συνηθισμένα διμερή μίγματα που χρησιμοποιούνται είναι το  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  και η  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Στην περίπτωση του  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  το ψυκτικό μέσο είναι το νερό και το μέσο απορρόφησης το διάλυμα  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ , ενώ στην περίπτωση της  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  το ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία και το μέσο απορρόφησης το νερό.

#### Περιγραφή θεωρητικής εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση με $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$

Η ατμογεννήτρια απορροφώντας θερμικής ισχύ  $\dot{Q}_g$  ατμοποιεί μερικώς την πλούσια διάλυση του μίγματος  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ . Προϊόντα της ατμοποίησης αυτής είναι ατμός και η πτωχή διάλυση, δηλαδή το διάλυμα με λιγότερη ποσότητα ψυκτικού μέσου. Ο ατμός βγαίνοντας από την ατμογεννήτρια εισέρχεται στον συμπυκνωτή όπου εκεί συμπυκνώνεται λόγω της απελευθέρωσης θερμότητας στο περιβάλλον. Το συμπύκνωμα περνώντας από την εκτονωτική βαλβίδα φτάνει στον ατμοποιητή. Ο ατμοποιητής απορροφά θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και έτσι παράγεται ψυκτικής ισχύς  $\dot{Q}_e$ . Ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται καταλήγει στον απορροφητή όπου και απορροφάται από την πτωχή διάλυση.



Η πτωχή διάλυση μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας καταλήγει στον απορροφητή, όπως και ο ατμός χαμηλής πίεσης. Το αποτέλεσμα αυτής της απορρόφησης είναι η παραγωγή πλούσιας διάλυσης η οποία μέσω της αντλίας φτάνει στην ατμογεννήτρια. Κατά την διεργασία της απορρόφησης αποβάλλεται στο περιβάλλον θερμικής ισχύς  $\dot{Q}_a$ .

#### Περιγραφή θεωρητικής εγκατάστασης ψύξης με απορρόφηση με LiBr/H<sub>2</sub>O

Η ατμογεννήτρια λαμβάνει θερμική ισχύ  $\dot{Q}_g$  με αποτέλεσμα την μερική ατμοποίηση της φτωχής διάλυσης του μίγματος LiBr/H<sub>2</sub>O. Από την ατμογεννήτρια εξέρχεται ατμός και η πλούσια διάλυση σε LiBr/H<sub>2</sub>O. Ο ατμός βγαίνοντας από την ατμογεννήτρια κατευθύνεται προς τον συμπυκνωτή όπου εκεί συμπυκνώνεται μέσω της αποβολής θερμότητας στο περιβάλλον. Το συμπύκνωμα οδηγείται μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας στον ατμοποιητή. Ο ατμοποιητής απορροφώντας θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και έτσι παράγεται ψυκτικής ισχύς  $\dot{Q}_e$ . Ο ατμός χαμηλής πίεσης που παράγεται καταλήγει στον απορροφητή όπου και απορροφάται από την πλούσια διάλυση.

Η πλούσια διάλυση μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας καταλήγει στον απορροφητή. Όπως προαναφέρθηκε ο ατμός χαμηλής πίεσης οδηγείται στον απορροφητή και απορροφάται από την πλούσια διάλυση. Το αποτέλεσμα αυτής της απορρόφησης είναι η παραγωγή φτωχής διάλυσης η οποία μέσω της αντλίας φτάνει στην ατμογεννήτρια. Κατά την απορρόφηση απελευθερώνεται στο περιβάλλον θερμικής ισχύς  $\dot{Q}_a$ .

Σε κάθε περίπτωση στην ατμογεννήτρια θεωρείται ότι εισέρχονται (1+g) kg φτωχής διάλυσης κατά μάζα σύστασης  $\xi_w$ . Από αυτά παράγονται 1 kg ατμώδης φάση κατά μάζα σύστασης  $\xi_d$  και g kg πλούσιας διάλυσης κατά μάζα σύστασης  $\xi_r$  (οι κατά μάζα συστάσεως αφορούν το ψυκτικό μέσο)

Από την αρχή διατήρησης της μάζας προκύπτει ότι:

$$(1 + g) * \xi_r = 1 * \xi_d + g * \xi_w \text{ ή}$$

$$g = \frac{\xi_d - \xi_r}{\xi_r - \xi_w} \quad (4.1)$$

#### 4.2: Πραγματική εγκατάσταση ψύξης με απορρόφηση

Για το NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O:

Μια πραγματική ψυκτική μονάδα απορρόφησης με NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O διαθέτει και αυτή έναν εναλλάκτη διαλύματος και έναν εναλλάκτη πρόψυξης. Η διαφορά με την περίπτωση που χρησιμοποιείται το LiBr/H<sub>2</sub>O είναι ότι στον εναλλάκτη διαλύματος η μετάδοση θερμότητας γίνεται από την θερμή πτωχή διάλυση προς την ψυχρή πλούσια διάλυση.

Λόγω της πολυπλοκότητας του κύκλου ψύξης με απορρόφηση, είναι απαραίτητος ο προσδιορισμός της σύστασης του διμερούς μίγματος. Η εύρεση των θερμοδυναμικών μεγεθών αυτού του κύκλου για το LiBr/H<sub>2</sub>O γίνεται μέσω των διαγραμμάτων Πίεσης-κατά μάζας σύστασης (P-ξ) και Ενθαλπίας κατά μάζα σύστασης (h-ξ). Αντίστοιχα η

εύρεση των θερμοδυναμικών μεγεθών αυτού του κύκλου για το NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O γίνεται μέσω των διαγραμμάτων Πίεσης-αντίστροφης θερμοκρασίας (p-1/T) και Ενθαλπίας κατά μάζα σύστασης (h-ξ). Η μελέτη των διαγραμμάτων αυτών γίνεται στις επόμενες ενότητες.

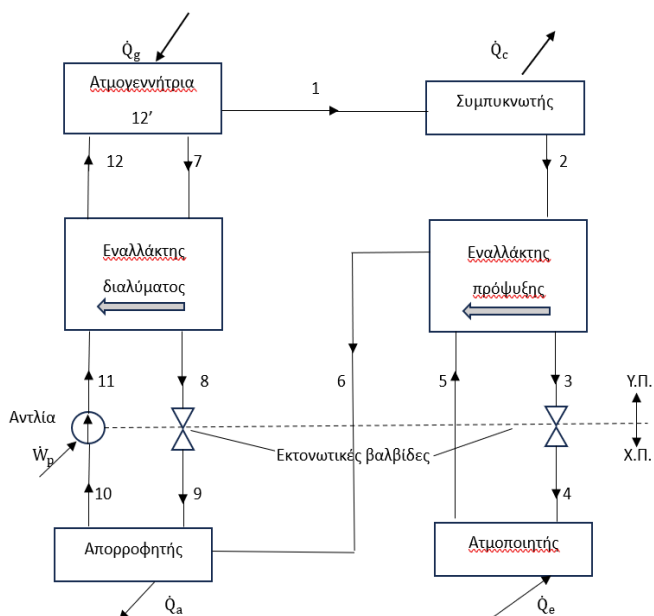
Για το LiBr/H<sub>2</sub>O:

Μια πραγματική ψυκτική μονάδα απορρόφησης εκτός από τα όσα προαναφέρθηκαν, αποτελείται επίσης και από έναν εναλλάκτη θερμότητας, τον εναλλάκτη διαλύματος, ο οποίος μεταφέρει θερμότητα από τη θερμή πλούσια διάλυση προς την ψυχρότερη πτωχή διάλυση. Πολλές φορές στη μονάδα συμπεριλαμβάνεται και ένας ακόμα εναλλάκτης θερμότητας, ο εναλλάκτης πρόψυξης, όπου μεταφέρει θερμότητα από το θερμό συμπύκνωμα προς τον ψυχρότερο ατμό, που προέρχεται από τον ατμοποιητή.

Λόγω του θερμοκρασιακού περιορισμού των στις μονάδες απορρόφησης με, όπως αναφέρθηκε παραπάνω, οι εγκαταστάσεις του είδους αυτού χρησιμοποιούνται αποκλειστικά στον κλιματισμό. Ο συντελεστής κυμαίνεται μεταξύ των τιμών και ανάλογα με την ψυκτική ισχύ της εγκατάστασης και το εκάστοτε φορτίο.

Διακρίνονται δύο τύποι εγκαταστάσεων

- Μεγάλες μονάδες με ισχύ και πηγή θερμότητας θερμό νερό ή υδρατμό, ακόμη και άμεση καύση φυσικού αερίου.
- Μικρές μονάδες με ισχύ και πηγή θερμότητας αέρια ή υγρά καύσιμα. [1]

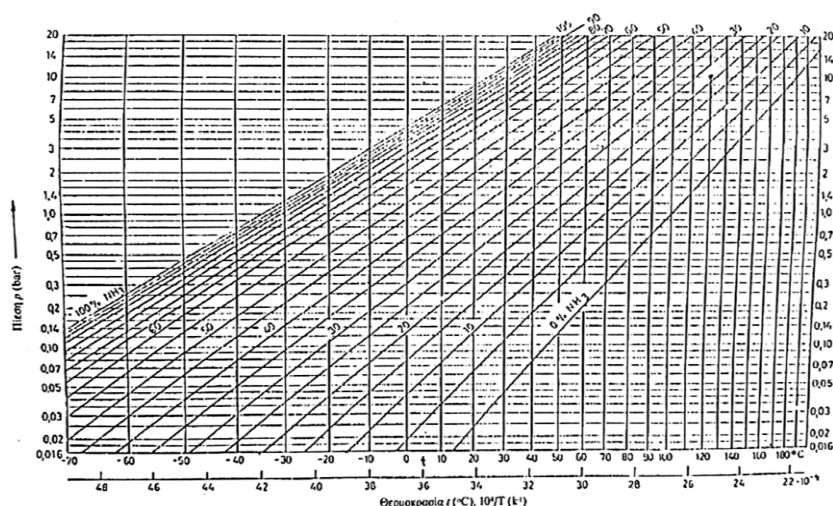


Σχήμα 4.2: Διάγραμμα ροής πραγματικής εγκατάστασης απορρόφησης [1]

### 4.3: Διάγραμμα Πίεσης-Αντίστροφης Θερμοκρασίας p-1/T

Το διάγραμμα πίεσης-αντίστροφης θερμοκρασίας (p-1/T) χρησιμοποιείται στην περίπτωση που ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης λειτουργεί με NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

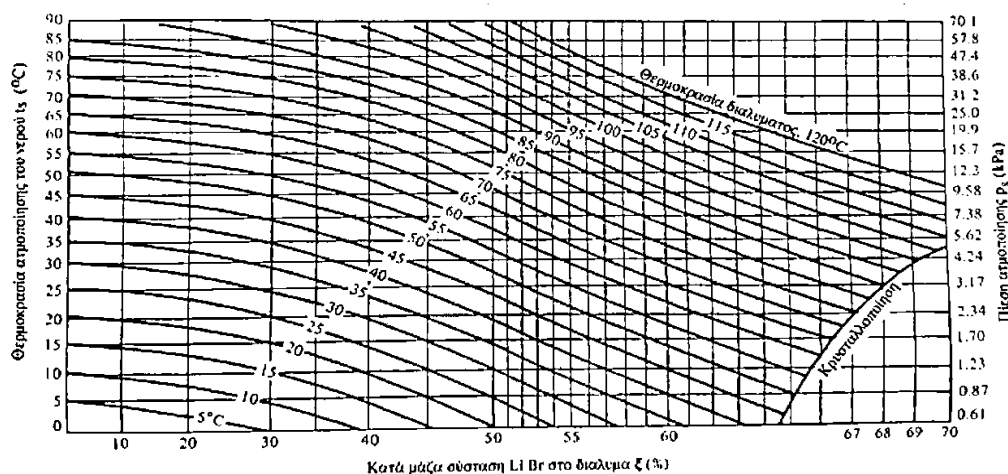
Στο διάγραμμα αυτό η κάθε ευθεία αντιστοιχεί με την τάση ατμών μίας κατά μάζα περιεκτικότητας ξ του ψυκτικού υγρού. Στο διάγραμμα εμφανίζονται 3 μεγέθη η πίεση p, η περιεκτικότητα ξ και η θερμοκρασία T. Έχοντας δεδομένα τα 2 μεγέθη καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός του 3<sup>ου</sup> μεγέθους.



Διάγραμμα 4.1: Διάγραμμα Πίεσης-Αντίστροφης Θερμοκρασίας p-1/T [1]

### 4.4: Διάγραμμα πίεσης-κατά μάζας σύστασης

Στο παρακάτω σχήμα παρουσιάζεται ένα αντίστοιχο διάγραμμα για το μείγμα LiBr/H<sub>2</sub>O. Όπως και στο προηγούμενο διάγραμμα τα μεγέθη που εμφανίζονται σε αυτό είναι η πίεση p, η κατά μάζα σύστασης ξ και η θερμοκρασία T. Με γνωστά 2 από τα παραπάνω μεγέθη καθίσταται δυνατός ο υπολογισμός του 3<sup>ου</sup> μεγέθους. Το διάγραμμα αυτό παρουσιάζει τη μεταβολή της κατά μάζα περιεκτικότητας του μέσου απορρόφησης, δηλαδή του , σε συνάρτηση με την τάση ατμών του για διάφορες θερμοκρασίες του μείγματος, δηλαδή είναι ένα διάγραμμα πίεσης-κατά μάζα σύστασης.



Διάγραμμα 4.2: Διάγραμμα p-ξ του μείγματος LiBr/H<sub>2</sub>O [1]

#### 4.5: Διάγραμμα Ενθαλπίας-κατά Μάζα Σύστασης (h-ξ)

Στην εύρεση των θερμοδυναμικών ιδιοτήτων μιας ψυκτικής μονάδας απορρόφησης αξιοποιείται το διάγραμμα ενθαλπίας-κατά μάζα σύστασης.

Το διάγραμμα περιλαμβάνει τις εξής χαρακτηριστικές γραμμές που αναφέρονται για μια συγκεκριμένη πίεση:

- Γραμμή συμπύκνωσης
- Γραμμή ατμοποίησης
- Ισοθερμοκρασιακές καμπύλες υγρού
- Ισοθερμοκρασιακές γραμμές κεκορεσμένου νερού
- Ισοθερμοκρασιακές γραμμές κεκορεσμένου ατμού
- Βοηθητική γραμμή για κάθε πίεση

Μεταξύ της γραμμής συμπύκνωσης και της γραμμής ατμοποίησης είναι χαραγμένες οι δύο φάσεις. Πάνω από τη γραμμή συμπύκνωσης βρίσκεται μόνο μείγμα ατμών ενώ κάτω από τη γραμμή ατμοποίησης βρίσκεται μόνο υγρό διάλυμα.

Στο σχήμα παρουσιάζεται το διάγραμμα σχηματικά για μια συγκεκριμένη πίεση.

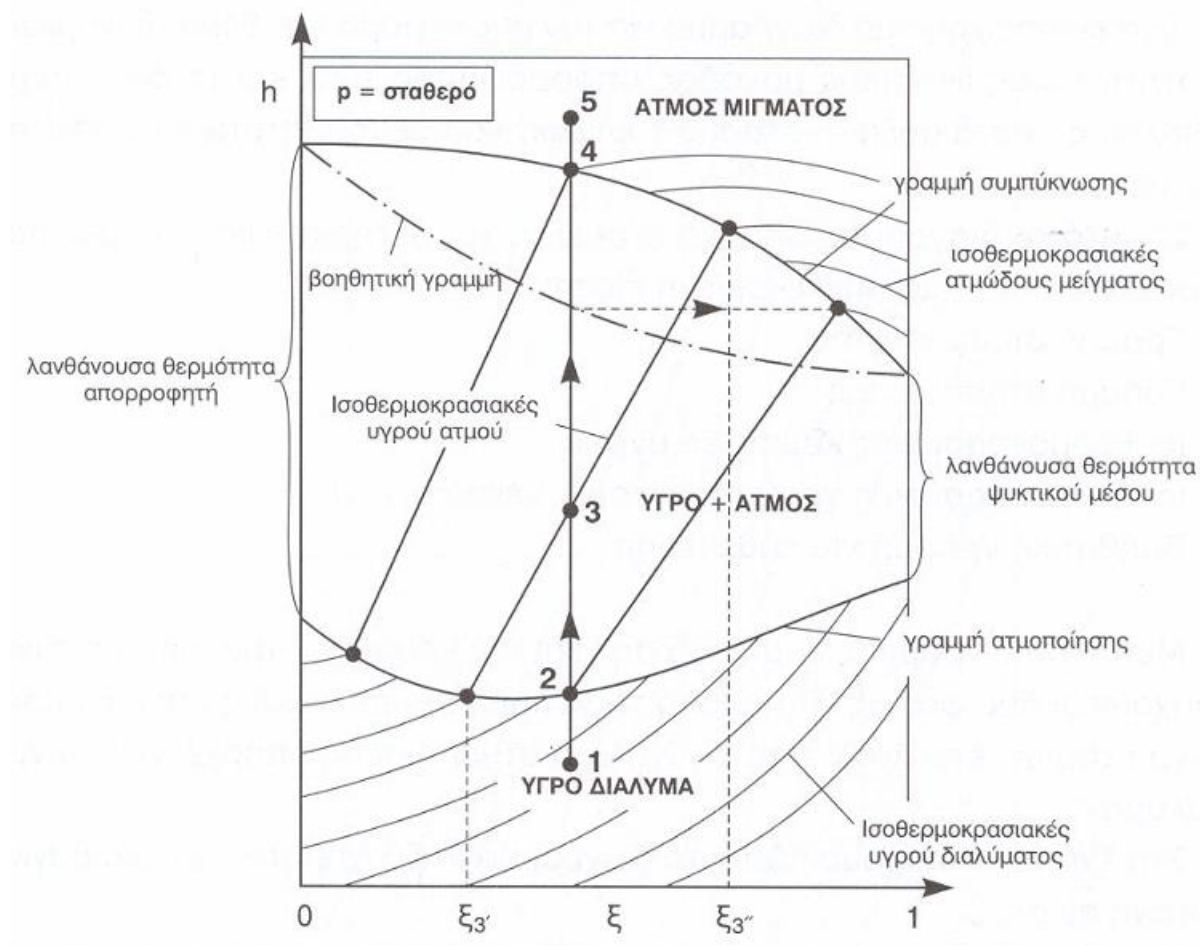
Μέσω της γραμμής ατμοποίησης υπολογίζεται η ενθαλπία του διαλύματος, μόλις ξεκινά να ατμοποιείται, συναρτήσει της κατά μάζας σύστασης.

Μέσω της γραμμής συμπύκνωσης υπολογίζεται η ενθαλπία των ατμών του μείγματος, μόλις ξεκινούν να συμπυκνώνονται, δηλαδή όταν είναι κορεσμένοι, συναρτήσει της κατά μάζας σύστασης.

Το διμερές διάλυμα ξεκινάει από υπόψυκτο υγρό στην κατάσταση 1 αφού θερμανθεί μετατρέπεται σε κορεσμένο υγρό στην κατάσταση 2. Από την κατάσταση 2 και μετά

μέσω της θέρμανσης ατμοποιείται όλο και περισσότερη ποσότητα υγρού μείγματος. [1]

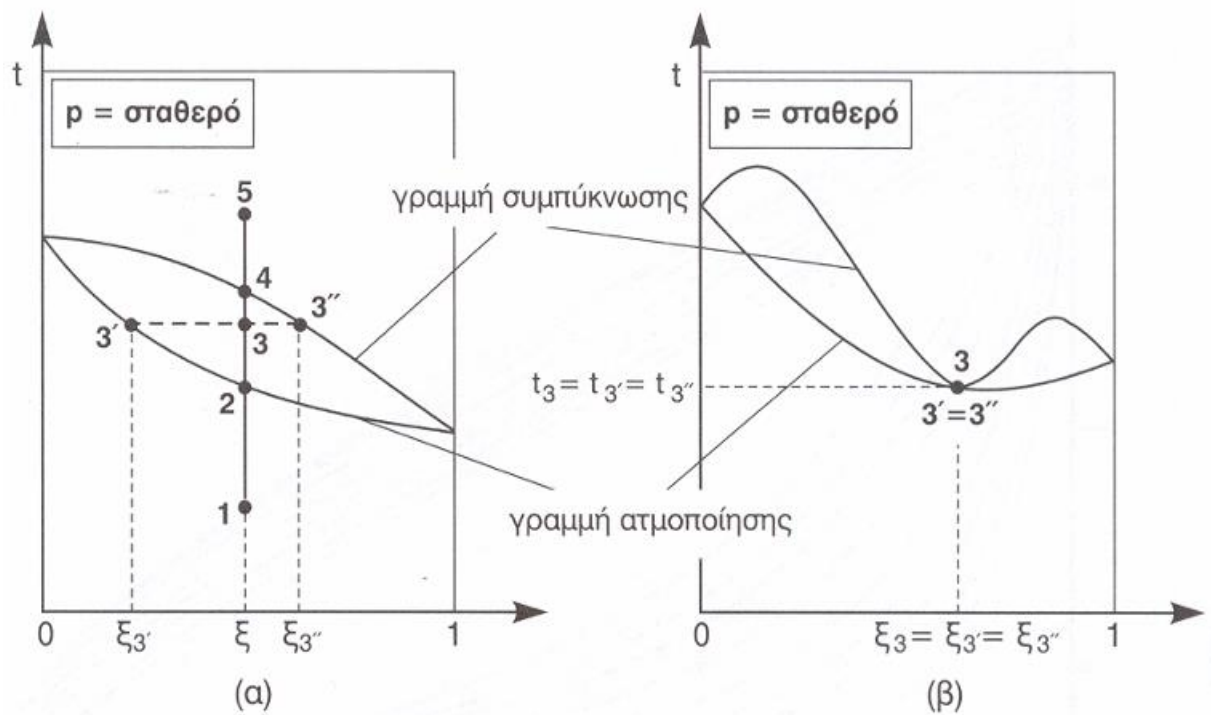
Στην κατάσταση 3 το σύστημα αποτελείται από κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού. Συνεχίζοντας τη θέρμανση το κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού ατμοποιείται στο σύνολό και μετατρέπεται σε κορεσμένο ατμό στην κατάσταση 4. Μετά το πέρας της ατμοποίησης οποιαδήποτε προσθήκη θερμότητας προκαλεί την υπερθέρμανση του ατμού στην κατάσταση 5.



Διάγραμμα 4.3: Διάγραμμα h-ξ διμερούς μείγματος για σταθερή πίεση [23]

Οι ισοθερμοκρασιακές καμπύλες της περιοχής συνύπαρξης των δύο φάσεων ή είναι στο διάγραμμα είτε χαράσσονται χρησιμοποιώντας βοηθητικές καμπύλες για κάθε πίεση.

Ένα διάγραμμα, που συνδυάζεται με το διάγραμμα h-ξ είναι το Διάγραμμα 4.6 με άξονες τη θερμοκρασία και την κατά σύσταση μάζας σύσταση για διάφορες πιέσεις. Το συγκεκριμένο διάγραμμα αναφέρεται σε μια σταθερή πίεση p.



Διάγραμμα 4.4: Διαγράμματα  $t$ - $\xi$  διμερούς μίγματος για σταθερή πίεση (α) ζεοτροπικό μείγμα, (β) αζεοτροπικό μείγμα [23]

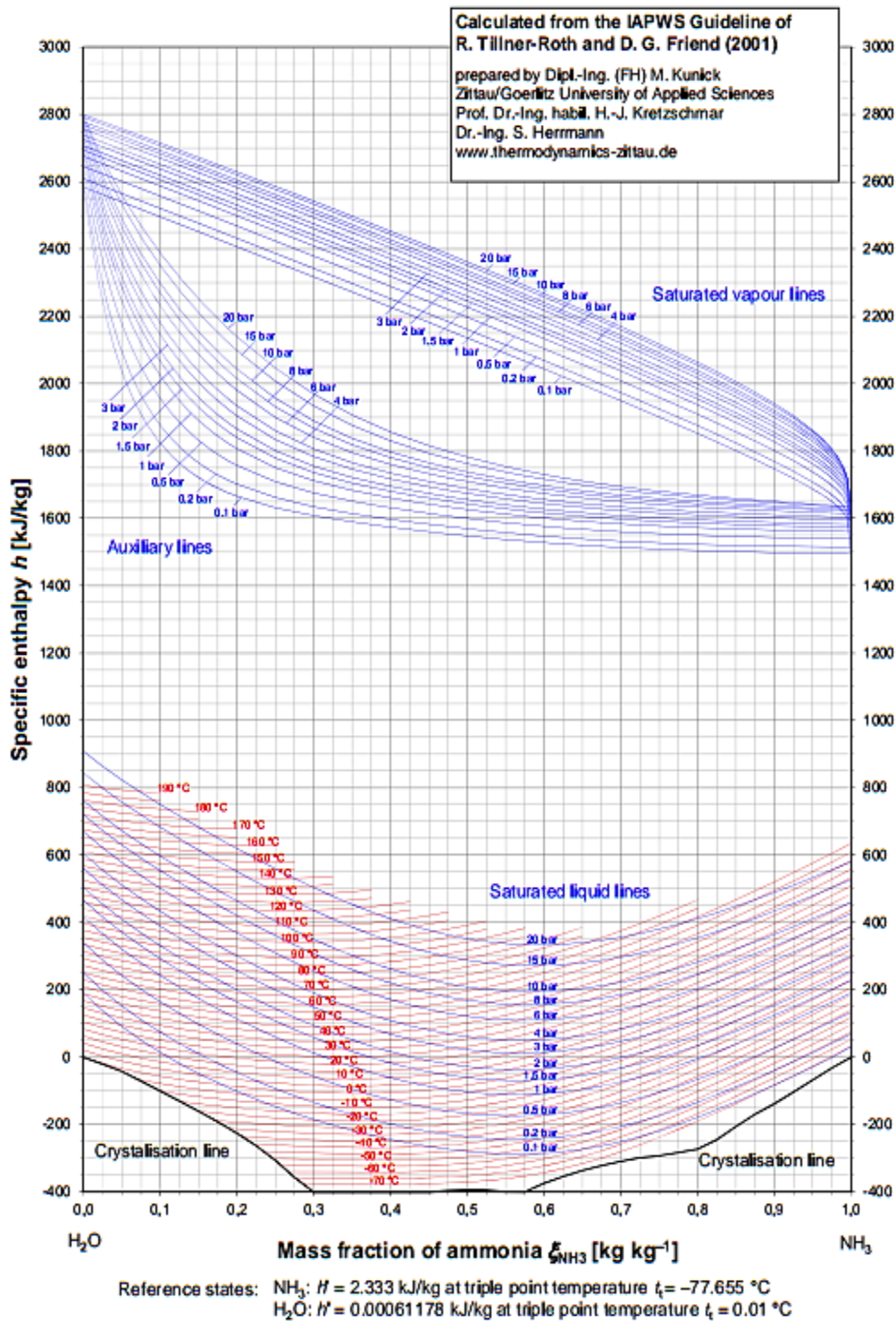
Ακολουθώντας τη διεργασία 1-2-3-4-5 διαπιστώνεται ότι στη συνύπαρξη των δύο φάσεων, (κατάσταση 3), το κεκορεσμένο υγρό διάλυμα έχει κατά μάζα σύσταση  $\xi_3$ , ενώ το κεκορεσμένο ατμώδες μείγμα έχει κατά μάζα σύσταση  $\xi_3$ . [1]

Τα μείγματα διακρίνονται σε:

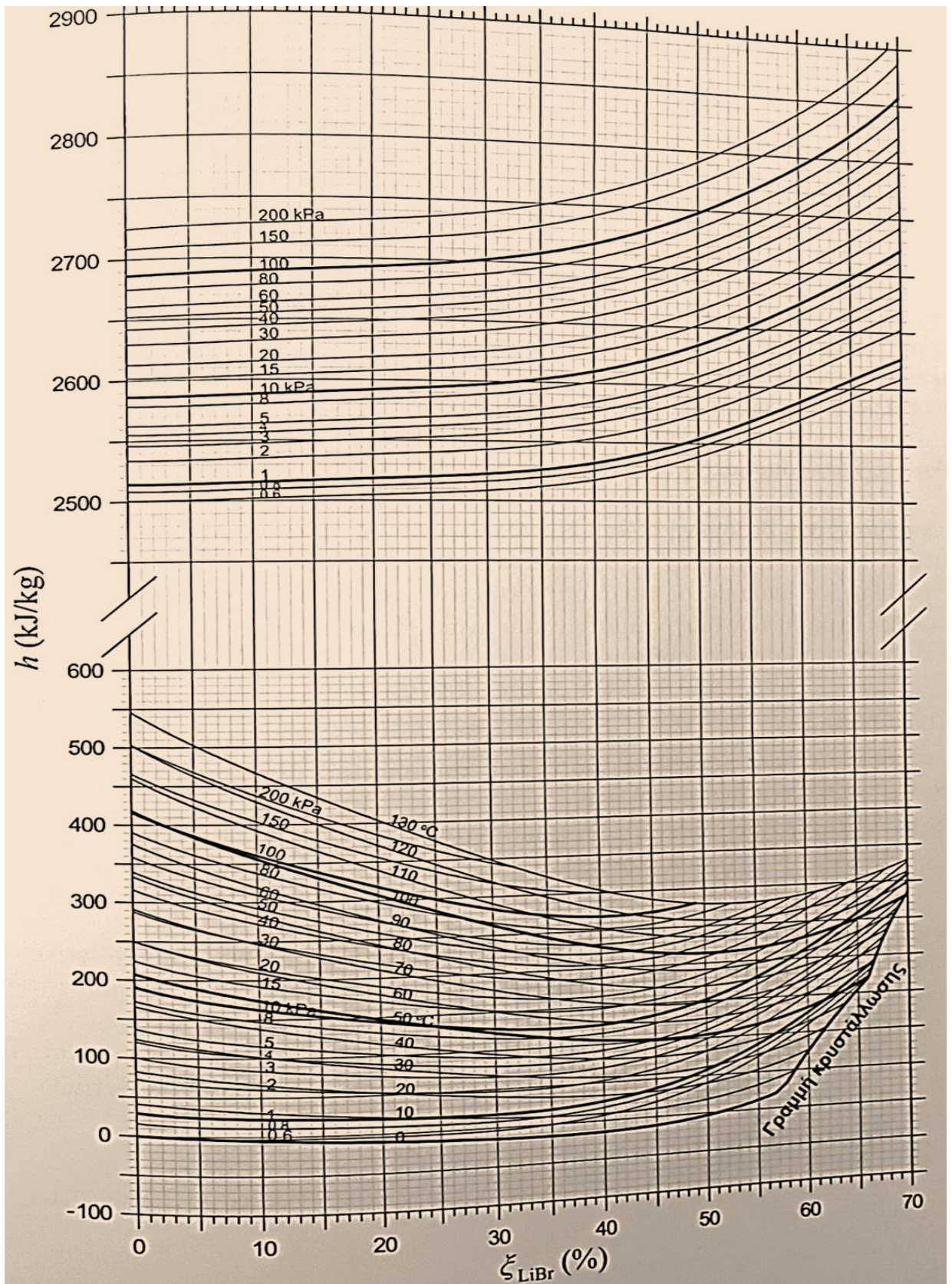
- «**Ζεοτροπικά**, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης η θερμοκρασία συνεχώς αυξάνεται και οι συστάσεις των δύο φάσεων σε κάθε θερμοκρασία είναι διαφορετικές»
- «**Αζεοτροπικά**, όπου κατά τη διάρκεια της ισόθλιπτης ατμοποίησης, για μια καθορισμένη αρχική σύσταση  $\xi$  ή για ένα εύρος συστάσεων, η θερμοκρασία παραμένει σταθερή  $t_3=t_3'=t_3''$  και οι συστάσεις των δύο φάσεων παραμένουν ίδιες  $\xi_3=\xi_3'=\xi_3''$  [1]

Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα  $h$ - $\xi$  για το  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  και το  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ .

## $h$ - $\xi$ Diagram for Ammonia / Water Mixtures



Διάγραμμα 4.5: Διάγραμμα  $h$ - $\xi$  του διμερούς μίγματος μείγματος ( $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$ ) για διάφορες πίεσεις [29]



Διάγραμμα 4.6: Διάγραμμα  $h$ - $\xi$  του διμερούς μείγματος LiBr-H<sub>2</sub>O [30]



#### 4.6: Ενεργειακή Ανάλυση Ψυκτικής μονάδας απορρόφησης

Η ενεργειακή ανάλυση μιας ψυκτικής μονάδας απορρόφησης στηρίζεται στην αρχή διατήρησης της μάζας και της ενέργειας σε κάθε εξάρτημα της εν εγκατάστασης. Από το σχήμα της ενότητας 4.2 οι εξισώσεις που προκύπτουν είναι: [1]

Ατμογεννήτρια:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{12} * h_2 + \dot{Q}_g &= \dot{m}_1 * h_1 + \dot{m}_7 * h_7 \Rightarrow \dot{Q}_g \\ &= \dot{m}_1 * [(h_1 - h_2) + g(h_7 - h_{12})]\end{aligned}\quad (5.2.1)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \text{ και } g = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1}\quad (5.2.2)$$

Συμπυκνωτής:

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{Q}_c = \dot{m}_1 * h_1 \Rightarrow \dot{Q}_c = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2)\quad (5.3.1)$$

$$\text{και } \dot{m}_1 = \dot{m}_2\quad (5.3.2)$$

Ατμοποιητής:

$$\dot{m}_4 * h_4 + \dot{Q}_e = \dot{m}_5 * h_5 \Rightarrow \dot{Q}_e = \dot{m}_1 * (h_5 - h_4)\quad (5.4.1)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_1\quad (5.4.2)$$

Αποροφητής:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{10} * h_{10} + \dot{Q}_a &= \dot{m}_6 * h_6 + \dot{m}_9 * h_9 \Rightarrow \dot{Q}_a \\ &= \dot{m}_1 * [(h_6 - h_{10}) + g * (h_9 - h_{10})]\end{aligned}\quad (5.5.1)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \text{ και } g = \frac{\dot{m}_9}{\dot{m}_6}\quad (5.5.2)$$

Εναλλάκτης διαλύματος:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{he} &= \dot{m}_7 * (h_7 - h_8) = \dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{11}) \Rightarrow \dot{Q}_{he} = \dot{m}_1 * g * (h_7 - h_8) \\ &= \dot{m}_1 * (1 + g) * (h_{12} - h_{11})\end{aligned}\quad (5.6.1)$$

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_7\quad (5.6.2)$$

Εναλλάκτης πρόψυξης:

$$\dot{Q}_{pc} = \dot{m}_2 * (h_2 - h_3) = \dot{m}_5 * (h_6 - h_5)\quad (5.7)$$

Αντλία:

$$\dot{W}_p = \dot{m}_{10} * (h_{11} - h_{10}) \Rightarrow \dot{W}_p = \dot{m}_1 * (1 + g) * (h_{11} - h_{10})\quad (5.8.1)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9\quad (5.8.2)$$

Οι παραπάνω εξισώσεις ισχύουν και στην περίπτωση του LiBr/H<sub>2</sub>O και στην περίπτωση του NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O.

Ο θεωρητικός συντελεστής συμπεριφοράς της ψυκτικής εγκατάστασης απορρόφησης είναι:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_p + \dot{Q}_g} \quad (5.9)$$

Η ισχύς της αντλίας είναι πολύ μικρότερη από τη θερμική ισχύ της ατμογεννήτριας και του ατμοποιητή. Για το λόγο αυτό μπορεί να παραλειφθεί χωρίς να αλλάξει ουσιαστικά το αποτέλεσμα. Έτσι προκύπτει ότι:

$$COP_{th} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g} = \frac{(h_5 - h_4)}{(h_1 - h_{12}) + g * (h_7 - h_{12})} \quad (5.10)$$

#### 4.7: Εξεργειακή ανάλυση ψυκτικού κύκλου απορρόφησης

Εφαρμόζοντας την αρχή καταστροφής της εξέργειας (για ανοιχτό σύστημα) σε κάθε εξάρτημα του σχήματος από την ενότητα 4.2 και θεωρώντας τη ροή σταθεροποιημένη, προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις. Μέσα από αυτές τις εξισώσεις υπολογίζεται ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας για κάθε συσκευή της εγκατάστασης. [1]

Συμπυκνωτής:

$$\dot{E}_{con} = \left(1 - \frac{T_o}{T_c}\right) * \dot{Q}_c + \dot{m}_1 * (e_1 - e_2) \quad (5.11)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή θεωρείται μηδενική θεωρώντας  $T_c = T_o$

Ατμοποιητής:

$$\dot{E}_e = \left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) * \dot{Q}_e + \dot{m}_1 * (e_4 - e_5) \quad (5.12)$$

Η απορροφώμενη θερμότητα στον ατμοποιητή θεωρείται θετική

Απορροφητής:

$$\dot{E}_a = \dot{m}_1 * e_6 - \dot{m}_7 * e_9 - \dot{m}_{12} * e_{10} \quad (5.13)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στον απορροφητή θεωρείται μηδενική θεωρώντας ότι  $T_a = T_o$

Αντλία:

$$\dot{E}_p = \dot{m}_{12} * (e_{10} - e_{11}) - \dot{W}_p \quad (5.14)$$

Το προσφερόμενο έργο στην αντλία θεωρείται αρνητικό.

Ατμογεννήτρια:

$$\dot{E}_g = \left(1 - \frac{T_o}{T_g}\right) * \dot{Q}_g + \dot{m}_{12} * e_{12} - \dot{m}_1 * e_1 - \dot{m}_7 * e_7 \quad (5.15)$$

Εναλλάκτης διαλύματος:

$$\begin{aligned} \dot{E}_{hes} &= \dot{m}_{11} * e_{11} + \dot{m}_7 * e_7 - \dot{m}_{12} * e_{12} - \dot{m}_8 * e_8 \\ &= \dot{m}_{12} (e_{11} - e_7) + \dot{m}_7 * (e_7 - e_8) \end{aligned} \quad (5.16)$$

Εναλλάκτης πρόψυξης:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{hep} &= \dot{m}_2 * e_2 + \dot{m}_5 * e_5 - \dot{m}_3 * e_3 - \dot{m}_6 * e_6 \\ &= \dot{m}_{12} * (e_2 - e_3 + e_5 - e_6)\end{aligned}\quad (5.17)$$

Επομένως, η συνολική καταστροφή της εξέργειας στον ψυκτικό κύκλο είναι το άθροισμα της καταστροφής της εξέργειας σε κάθε επιμέρους συσκευή:

$$\dot{E}_{tot} = \dot{E}_{con} + \dot{E}_e + \dot{E}_a + \dot{E}_p + \dot{E}_g + \dot{E}_{hes} + \dot{E}_{hep}\quad (5.18)$$

Η καταστροφή της εξέργειας στις εκτονωτικές βαλβίδες είναι αμελητέα. Η εξεργειακή απόδοση του κύκλου ( $\varepsilon$ ) εκφράζεται με το λόγο:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) * \dot{Q}_e}{\left(1 - \frac{T_o}{T_e}\right) * \dot{Q}_g + \dot{W}_p}\quad (5.19)$$

#### 4.8 Σύγκριση μεθόδου NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O με LiBr/H<sub>2</sub>O

Το ψυκτικό σύστημα με LiBr/H<sub>2</sub>O χρησιμοποιεί το νερό ως ψυκτικό μέσο και η υγροποίηση του κατά την φάση της απορρόφησης εξασφαλίζει την διατήρηση σταθερής πίεσης. Η παρεχόμενη θερμότητα στην ατμογεννήτρια διαχωρίζει το ψυκτικό μέσο το οποίο έχει χαμηλό σημείο βρασμού. [56]

Ο ψυχρός ατμός συμπιέζεται χωρίς να καταναλωθούν μεγάλα ποσά μηχανικής ενέργειας, σε αντίθεση με τα συστήματα κλιματισμού. Το ψυκτικό σύστημα με NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O είναι πιο πολύπλοκο από αυτό με το LiBr/H<sub>2</sub>O. Το σύστημα NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O απαιτεί θερμοκρασίες ατμογεννήτριας από 125 έως 170 βαθμούς κελσίου με έναν απορροφητή ψυχρού αέρα και έναν συμπυκνωτή με φάσμα θερμοκρασιών από 80 έως 120 βαθμούς κελσίου όταν το νερό χρησιμοποιείται ως εργαζόμενο μέσο. Ο συντελεστής συμπεριφοράς (COP) κυμαίνεται μεταξύ 0.6–0.7. [56]

Οι μονάδες απορρόφησης με LiBr/H<sub>2</sub>O έχουν συντελεστή συμπεριφοράς (COP) μεταξύ 0.6 και 0.8, δηλαδή μεγαλύτερο από το σύστημα αμμωνίας-νερού. Επίσης, ο ατμοποιητής της διάταξης με LiBr/H<sub>2</sub>O δεν μπορεί να λειτουργήσει σε θερμοκρασίες που είναι χαμηλότερες από 5 εκτός και αν το ψυκτικό μέσο είναι υδρατμός. [56]

Τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης χρησιμοποιούνται συνήθως σε εφαρμογές κλιματισμού. Για μονάδες με ισχύ 150-25000 kW χρησιμοποιείται ως πηγή θερμότητας θερμό νερό ή υδρατμός ή και άμεση καύση φυσικού αερίου. Για μονάδες ισχύος 10-150 η πηγή θερμότητας είναι αέρια ή υγρά καύσιμα. [1]

Η αμμωνία ατμοποιείται στους -33 υπό πίεση 10<sup>5</sup> Pa και κατά συνέπεια ενδείκνυται η χρήση της τόσο για εφαρμογές κλιματισμού όσο και για εφαρμογές ψύξης. Οι θερμοκρασίες ατμοποίησης του νερού από την άλλη είναι μεγαλύτερες του μηδενός, επομένως η χρήση του ενδείκνυται μόνο για εφαρμογές κλιματισμού. [56]

Το κεφάλαιο αυτό ασχολήθηκε με τη μέθοδο παραγωγής ψύξης με απορρόφηση. Αναλύθηκαν οι εγκαταστάσεις ψύξης με απορρόφηση τόσο με  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  όσο με  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  και στη συνέχεια παρουσιάστηκαν τα σημαντικότερα διαγράμματα που χρησιμοποιούνται για να υπολογιστούν τα θερμοδυναμικά τους μεγέθη. Κατόπιν ο εν λόγω ψυκτικός κύκλος αναλύθηκε θερμοδυναμικά. Τέλος μελετήθηκαν τα ζεοτροπικά και τα αζεοτροπικά μίγματα και έγινε μια σύγκριση μεταξύ των ψυκτικών μέσων  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  και  $\text{NH}_3/\text{H}_2\text{O}$  όταν αυτά λειτουργούν σε μονάδα ψύξης με απορρόφηση.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 5: ΨΥΚΤΙΚΑ ΜΕΣΑ

Στο παρόν κεφάλαιο δίνεται η έννοια του ψυκτικού μέσου και παρουσιάζονται οι ιδιότητές του. Στη συνέχεια αναλύονται η υγρασία των ψυκτικών μέσων καθώς και οι περιβαλλοντικές τους επιπτώσεις μέσω της μελέτης των δεικτών O.D.P (Ozone Depletion Potential) και G.W.P. (Global Warming Potential). Κατόπιν γίνεται λόγος για τα υποκατάστατα των CFCs και HCFCs, τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία καθώς και για τις νέες τεχνολογίες στα ψυκτικά μέσα. Τέλος, παρατίθενται τα κριτήρια με τα οποία γίνεται η επιλογή ενός ψυκτικού μέσου.

### 5.1: Ορισμός ψυκτικού μέσου- Ιδιότητες ψυκτικών μέσων

Ορισμός: «Ως ψυκτικά μέσα χαρακτηρίζονται εκείνα τα ρευστά τα οποία μεταφέρουν τη θερμότητα εντός ψυκτικών εγκαταστάσεων και συγκεκριμένα απορροφούν θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και την απορρίπτουν στο περιβάλλον.» [1]

Για να χρησιμοποιηθεί ένα ρευστό σαν ψυκτικό μέσο θα πρέπει να διαθέτει τις παρακάτω ιδιότητες:

#### A) Χημικές ιδιότητες

- Χημική ευστάθεια
- Χημική αδράνεια με τα υλικά που έρχεται σε επαφή
- Μη αναφλέξιμο
- Μη εκρηκτικό
- Μη τοξικό
- Ανιχνεύσιμό σε διαρροές
- Να μην αντιδρά με το λιπαντικό του συμπιεστή
- Φιλικό με το περιβάλλον

#### B) Φυσικές ιδιότητες

- Χαμηλή θερμοκρασία συμπύκνωσης
- Χαμηλή θερμοκρασία ατμοποίησης σε πιέσεις μεγαλύτερες της ατμοσφαιρικής
- Υψηλή κρίσιμη θερμοκρασία
- Χαμηλή θερμοκρασία πήξης
- Μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα
- Χαμηλή τιμή του ειδικού όγκου

Άλλες σημαντικές απαιτήσεις που θα πρέπει να καλύπτει ένα ψυκτικό μέσο είναι το κόστος αγοράς και η εύκολη εξεύρεση και προμήθειά του. Οι απαιτήσεις αυτές παίζουν σημαντικό ρόλο κυρίως σε μεγάλες εγκαταστάσεις που τα δίκτυα είναι εκτεταμένα.

Είναι αδύνατο να ικανοποιηθούν όλα τα παραπάνω κριτήρια. Το πιο σημαντικό από όλα είναι η χημική σταθερότητα μέσα στο ψυκτικό σύστημα. [31]

Στον παρακάτω πίνακα παρουσιάζονται βασικές ιδιότητες για διάφορα ψυκτικά υγρά

Πίνακας 5.1: Βασικές ιδιότητες για διάφορα ψυκτικά υγρά [31]



R-140a	Trichloroethane	133.4	73,9				
R-142b	1-chloro-1,1-difluoroethane	100.50	-10,0	-131,1	137,2	598	0.0368
R-143a	Trifluoroethane	84	-47,5				
R-150a	Dichloroethane	98.9	60,0				
R-152a	Difluoroethane	66.05	-25,0				
R-160	Ethyl Chloride	64.515	-11,0	-138,9			
R-170	Ethane	30.070	-88,3	-172,2	32,2	710	0.0830
R-218	Octafluoropropane	188	-38,0				
R-290	Propane	44.097	-42,2	-189,9	96,7	617	0.0728
R-410A	R-32 Difluoromethane (50% weight), R-125 Pentafluoroethane (50% weight)	72.6	-48,6		72,2	690	
R-500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane <sup>7)</sup>	99.31	-33,3	-158,9	105,6	642	0.0323
R-502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane	111.63	-45,6		82,2	591	0.0286
R-503	Chlorotrifluoromethane/ Trifluoromethane	87.50	-88,9		19,4	607	0.0326

## Refrigerants

CFC ChloroFluoroCarbons	R11	Trichlorofluoromethane
	R12	Dichlorodifluoromethane
	R13	Chlorotrifluoromethane
	R113	Trichlorotrifluoroethane
	R114	1,2-dichloro-1,1,2,2-tetrafluoroethane
	R500	Dichlorodifluoromethane/ Difluoroethane
	R502	Chlorodifluoromethane/ Chloropentafluoroethane
R503	Chlorotrifluoromethane/ Trifluoromethane	
HCFC HydroChloroFluorCarbons	R22	Chlorodifluoromethane
	R123	Dichlorotrifluoroethane
	R124	Chlorotetrafluoroethane
	R401a	R22(53%)/R152a(13%)/R124(34%)
	R401b	R22(61%)/R152a(11%)/R124(28%)

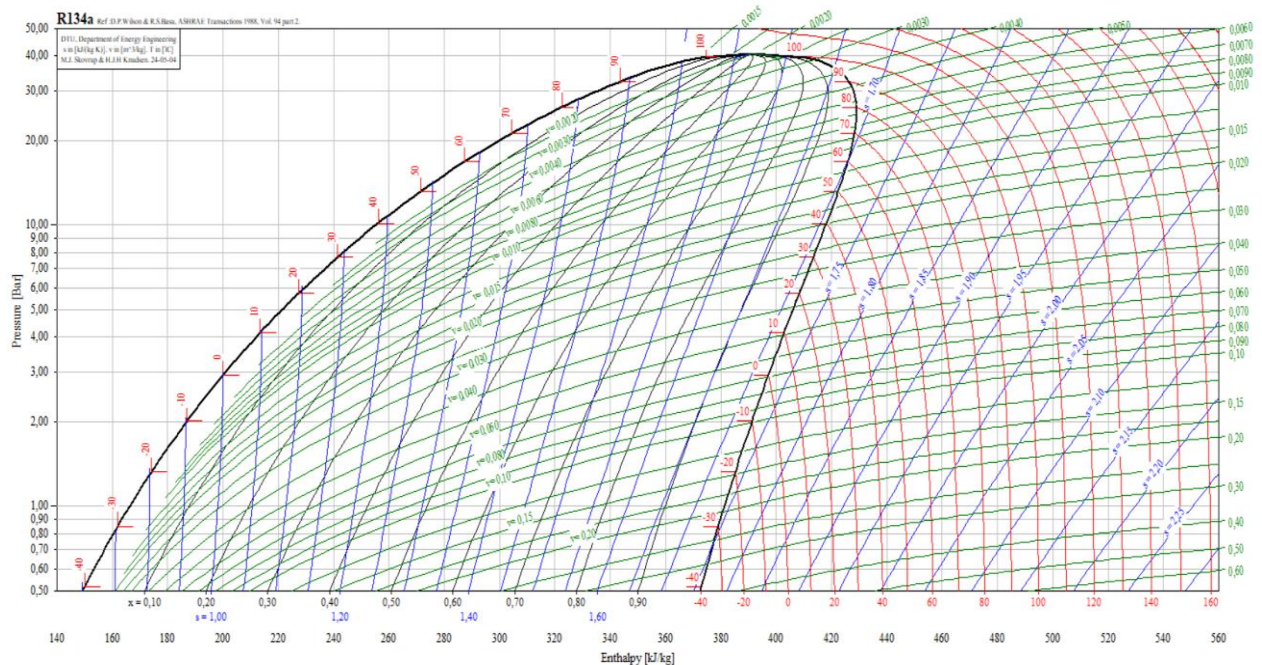
	R402a	R22(38%)/R125(60%)/R290(2%)
	R403b	R22(56%)/R218(39%)/R290(5%)
	R406a	R22(55%)/R600a(4%)/R142b(41%)
	R408a	R125(7%)/R143a(46%)/R22(47%)
	R409a	R22(60%)/R124(25%)/R142b(15%)
HFC HydroFluorCarbons	R23	Trifluoromethane
	R134a	Tetrafluoroethane
	R404a	R125(44%)/R143a(52%)/R134a(4%)
	R407a	R32(20%)/R125(40%)/R134a(40%)
	R410a	R32(50%)/R125(50%)
	R416a	R134a(59%)/R124(39.5%)/R600(1.5%)
	R507	R125(50%)/R143a(50%)
	R508a	R23(39%)/R116(61%)
HC HydroCarbons	R600	butane
	R600a	iso-butane



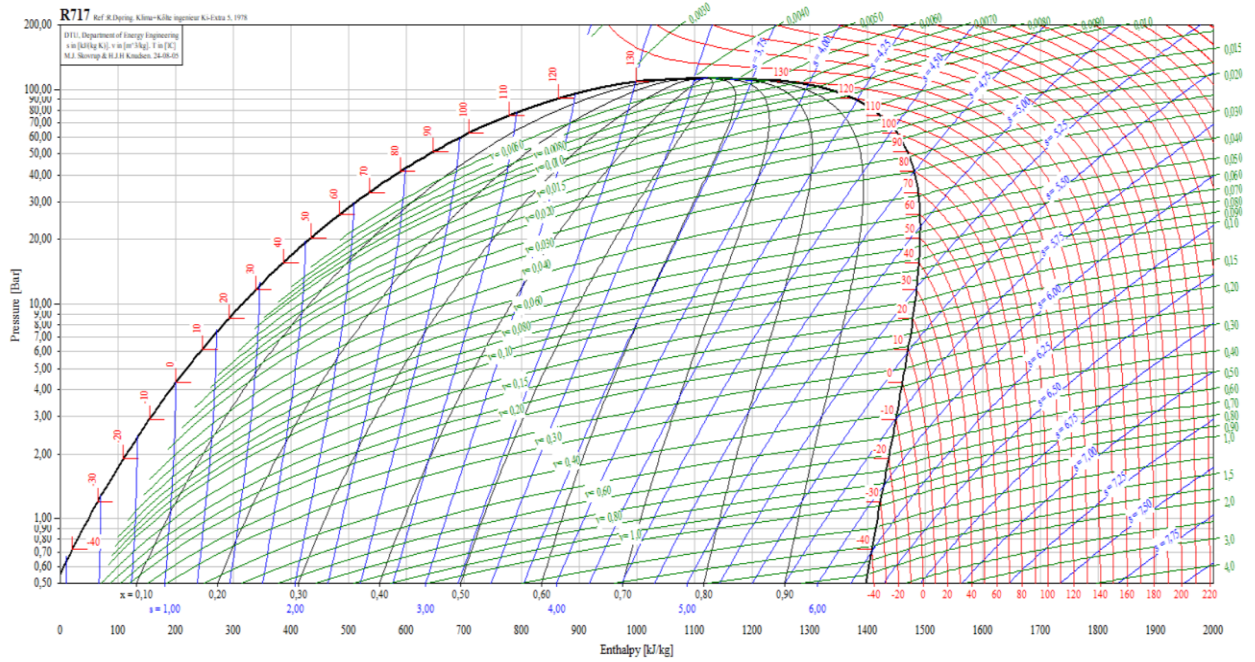
<b>Refrigerant</b>	<b>Ozone Depletion Potential (<i>ODP</i>)</b>	<b>Global Warming Potential (<i>GWP</i>)</b>
R-11 Trichlorofluoromethane	1.0	4000
R-12 Dichlorodifluoromethane	1.0	2400
R-13 B1 Bromotrifluoromethane	10	
R-22 Chlorodifluoromethane	0.05	1700
R-32 Difluoromethane	0	650
R-113 Trichlorotrifluoroethane	0.8	4800
R-114 Dichlorotetrafluoroethane	1.0	3.9
R-123 Dichlorotrifluoroethane	0.02	0.02
R-124 Chlorotetrafluoroethane	0.02	620
R-125 Pentafluoroethane	0	3400
R-134a Tetrafluoroethane	0	1300
R-143a Trifluoroethane	0	4300
R-152a Difluoroethane	0	120
R-245a Pentafluoropropane	0	
R-401A (53% R-22,34% R-124, 13% R-152a)	0.37	1100

R-401B (61% R-22, 28% R-124, 11% R-152a)	0.04	1200
R-410A (R32 50% R125 50%)	0	1890
R-404A (44% R-125, 52% R-143a, R-134a)	0	3300
R-407A (20% R-32,40% R-125, 40% R-134a)	0	2000
R-407C (23% R-32,25% R-125, 52% R-134a)	0	1600
R-502 (48.8% R-22, 51.2% R-115)	0.283	4.1
R-507 (45% R-125, 55% R-143)	0	3300
R-717 Ammonia - NH <sub>3</sub>	0	0
R-718 Water - H <sub>2</sub> O	0	-
R-729 Air	0	-
R-744 Carbon Dioxide - CO <sub>2</sub>	-	1

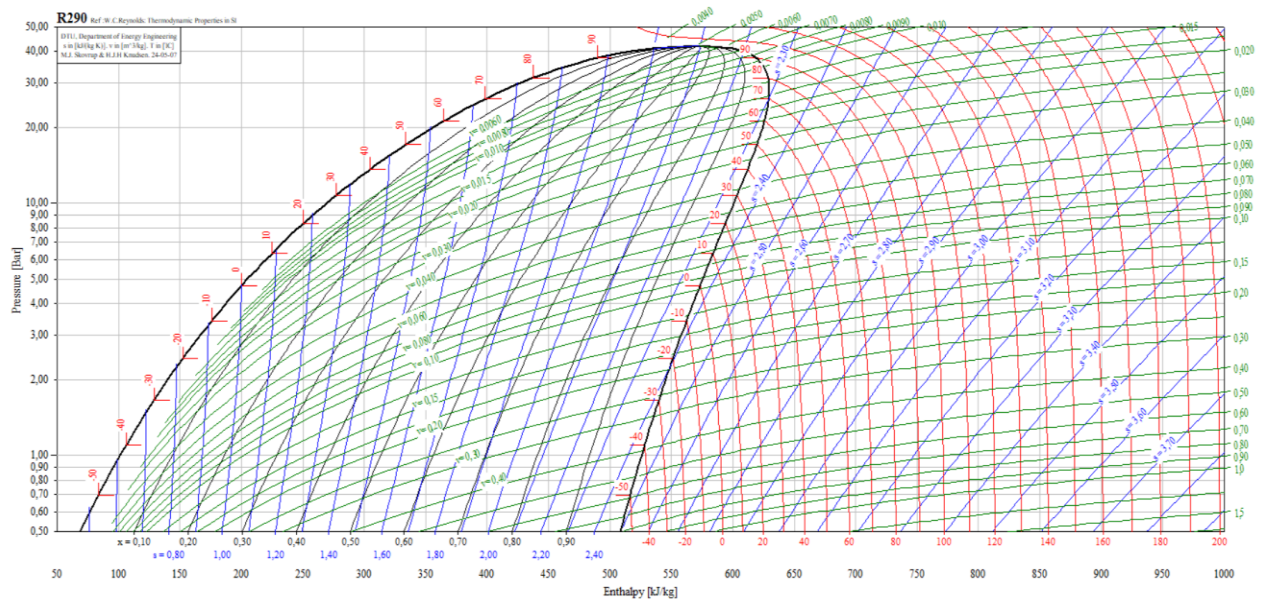
Παρακάτω παρουσιάζονται τα διαγράμματα των ψυκτικών μέσων που ήταν υποψήφια για την λειτουργία της διάταξης που πραγματοποιείται σε επόμενο κεφάλαιο.



Διάγραμμα 5.1: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R134a



Διάγραμμα 5.2: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R717



Διάγραμμα 5.3: Διάγραμμα p-h για το ψυκτικό μέσο R290

## 5.2: Η υγρασία στα ψυκτικά μέσα

Προκειμένου να εξασφαλιστεί η σωστή λειτουργία των ψυκτικών εγκαταστάσεων είναι απαραίτητη η απουσία υγρασίας στις εγκαταστάσεις και στο χρησιμοποιούμενο ψυκτικό μέσο.

Αυτή η υγρασία προέρχεται από τον ατμοσφαιρικό αέρα και εισχωρεί στα ψυκτικά δίκτυα για τους παρακάτω λόγους:

- Ανολοκλήρωτη ξήρανση των δικτύων-συσκευών
- Μη ορθή στεγανότητα στα σημεία της εγκατάστασης με πίεση μικρότερη από την ατμοσφαιρική
- Από προϊόν χημικής διάσπασης ψυκτικού μέσου και λαδιού μέσα στο συμπιεστή
- Διαρροή νερού σε συμπυκνωτές
- Διάσπαση κυτταρίνης στη μόνωση των ηλεκτροκινητήρων

Επιπλέον, η υγρασία στα ψυκτικά μέσα είναι ανεπιθύμητη διότι ευθύνεται για φθορές στο δίκτυο και τις συσκευές, αλλά και για τη διακοπή της λειτουργίας της εγκατάστασης.

Αν στη στένωση της στραγγαλιστικής διάταξης σχηματιστεί πάγος, διακόπτεται η λειτουργία της και αυτό προκαλεί την απόφραξη του ψυκτικού μέσου.

Προς αποφυγήν των παραπάνω φαινομένων, είναι ανάγκη το ψυκτικό μέσο να διαλύσει όσο δυνατόν μεγαλύτερες ποσότητες νερού γίνεται και στην υγρή και στην αέρια φάση και για μεγάλο εύρος θερμοκρασιών. Επιπλέον, όσο μεγαλώνει η θερμοκρασία, μεγαλώνει και τη διαλυτότητα του νερού μέσα στο ψυκτικό μέσο.

Κατά τη λειτουργία των ψυκτικών εγκαταστάσεων η υγρασία ελέγχεται μέσω ειδικών δεικτών των οποίων το χρώμα μεταβάλλεται αν ξεπεραστεί η επιτρεπόμενη υγρασία. Επιπλέον η υγρασία στο ψυκτικό μέσο απομακρύνεται μέσω αφυγραντήρων. **[31]**

## 5.3 Περιβαλλοντικές επιπτώσεις

Οι περιβαλλοντικές επιπτώσεις της τρύπας του όζοντος οδήγησαν και τις εταιρίες παραγωγής ψυγείων και κλιματιστικών στην επανεξέταση των τότε ψυκτικών μέσων. Πριν από περίπου μισό αιώνα, κατανοήθηκε ότι η ύπαρξη χλωροφθορανθράκων (CFC) επιτρέπει τη διείσδυση υπεριώδους ακτινοβολίας στην ατμόσφαιρα της γης και ταυτόχρονα εμποδίζει στην υπέρυθη ακτινοβολία να φύγει από τη γη, συνεισφέροντας έτσι στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, το οποίο ευθύνεται για την αύξηση της θερμοκρασίας του πλανήτη. Έτσι ξεκίνησε η απαγόρευση κάποιων τύπων CFCs και η απομάκρυνση τους από το εμπόριο σε αρκετές χώρες, μέσω διεθνών συνθηκών όπως η συνθήκη Μόντρεαλ και το Πρωτόκολλο του Κιότο.

Οι πλήρως αλογονομένοι χλωροφθοράνθρακες είναι αυτοί που βλάπτουν περισσότερο το στρώμα του όζοντος, όπως για παράδειγμα τα R11, R12 και R115. Τα μη πλήρως αλογονομένα ψυκτικά, όπως το R22, έχουν σχεδόν 5% ικανότητα

εξάντλησης του όζοντος σε σύγκριση με το R12. Σήμερα αναπτύσσονται ψυκτικά ρευστά που δεν είναι επιβλαβή για τον μανδύα του όζοντος και δεν θα επιδεινώνουν το φαινόμενο του θερμοκηπίου. [31]

### 5.3.1: Ο δείκτης O.D.P (Ozone Depletion Potential)

*«Το O.D.P (δυναμικό καταστροφής του όζοντος) είναι το μέτρο της ζημιάς που μπορεί να προκαλέσει μια χημική ουσία στο στρώμα του όζοντος σε σύγκριση με μια παρόμοια μάζα τριχλωροφθορομεθανίου» (CFC-11). Το O.D.P δηλαδή ποσοτικοποιεί την ικανότητα μίας ουσίας να καταστρέφει το όζον. Εκφράζεται μέσω του λόγου επίδρασης της ουσίας αυτής στο όζον προς την επίδραση που έχει ίση μάζα του R11. Οι HCFCs παρουσιάζουν 95% μικρότερο O.D.P. σε σχέση με τα CFCs [31]. Το CFC-11, με δυναμικό καταστροφής του όζοντος 1 χρησιμοποιείται ως βασικός αριθμός για να υπολογιστεί το δυναμικό καταστροφής του όζοντος. Όσο μεγαλώνει ο αριθμός, τόσο μεγαλύτερη ζημιά προκαλεί μια χημική ουσία στο στρώμα του όζοντος.[32] Το βρωμοτριφθορομεθάνιο (halon-1301) έχει δυναμικό καταστροφής του όζοντος 10. Το διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>), ένα φυσικό αέριο του θερμοκηπίου, έχει δυναμικό καταστροφής του όζοντος 0. [32].*

### 5.3.2: Ο δείκτης G.W.P (Global Warming Potential)

Το διοξείδιο του άνθρακα και τα διάφορα ψυκτικά μέσα που διαφεύγουν στην ατμόσφαιρα πριν φτάσουν στην στρατόσφαιρα, περνούν από τα διάφορα στρώματα της κατώτερης ατμόσφαιρας όπου παραμένουν για αρκετό χρονικό διάστημα. Εκεί απορροφούν ένα σημαντικό μέρος της θερμότητας που εκπέμπεται από την επιφάνεια της γης προς το διάστημα. Ο εγκλωβισμός αυτής της θερμότητας συντελεί στην υπερθέρμανση του πλανήτη και τη δημιουργία του «φαινομένου του θερμοκηπίου». *«Ο δείκτης G.W.P. χαρακτηρίζει την επιβάρυνση της ουσίας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και ορίζεται ως το μέγεθος της συμβολής μια χημικής ουσίας στο φαινόμενο του θερμοκηπίου για μια περίοδο 100 χρόνων συγκρινόμενη με αυτή ίσης μάζας CO<sub>2</sub> που έχει τιμή 1.» [1],[31]*

## 5.4: Υποκατάστατα των CFCs και HCFCs

Οι βλαβερές για το περιβάλλον επιπτώσεις των CFCs και των HCFCs οδήγησαν στην ανακάλυψη νέων πιο οικολογικών ψυκτικών μέσων, όπως για παράδειγμα των υδρογονο-φθορανθράκων (HFCs) οι οποίοι δημιουργήθηκαν με την αντικατάσταση μορίων χλωρίου από μόρια υδρογόνου. Σε αυτήν την κατηγορία ψυκτικών μέσων ανήκουν μεταξύ άλλων τα R134a, R404A, R407C και R410A.

Πάνω στην προσπάθεια αντικατάστασης των CFCs και των HCFCs δημιουργήθηκαν νέα ψυκτικά μέσα (μεταξύ άλλων το R23 και το R134a ) που έχουν όλες τις

προαναφερθείσες ιδιότητες και είναι κατάλληλες για κάθε εφαρμογή ή έστω είναι πολύ κοντά στα προς αντικατάσταση εργαζόμενα μέσα. [31]

Ψυκτικό Ρευστό	
Υποκατάστατα	Ήδη χρησιμοποιούμενα
R134a	R12, R500
R407C	R22
R410A	R134a
R152a	R502
R507	

Πίνακας 5.2: Ορισμένα ψυκτικά που έχουν αντικαταστήσει παλαιότερα.

### 5.5: Ψυκτικά μέσα για βιομηχανική χρήση

Τα ψυκτικά μέσα για βιομηχανική χρήση είναι πολλά. Με το πέρασμα του χρόνου καταργούνται παλαιότερα και δημιουργούνται νεότερα. Στην ενότητα αυτή θα παρατεθούν ορισμένα στοιχεία για 8 ψυκτικά μέσα εκ των οποίων τα 3 θα εξεταστούν ως πιθανοί συνδυασμοί με το LiBr/H<sub>2</sub>O.

**R717:** Ονομάζεται και αμμωνία (NH<sub>3</sub>). Παρουσιάζει μεγάλη απόδοση. Χρησιμοποιείται στη βιομηχανία και μπορεί να τη συναντήσει κανείς και σε εφαρμογές cascade. Όμως χαρακτηρίζεται από μεγάλη τοξικότητα και προκαλεί φθορά στις εγκαταστάσεις. [1],[33],[34]

**R290:** Το R290 ή αλλιώς προπάνιο, χρησιμοποιείται τόσο στη βιομηχανική ψύξη όσο και στον κλιματισμό. Παρουσιάζει καλή απόδοση, φιλικότητα στο περιβάλλον αλλά είναι εύφλεκτο. Πρόκειται να αντικαταστήσει το R22 και το R502. [33],[35]

**R134a:** Το εν λόγω ψυκτικό μέσο έχει ένα ευρύ φάσμα εφαρμογών. Εκτός από τη βιομηχανική ψύξη χρησιμοποιείται στα οικιακά ψυγεία, στις αντλίες θερμότητας και στον κλιματισμό αυτοκινήτων. Πρόκειται να αντικαταστήσει τα ψυκτικά μέσα R12 και R22. Είναι περιβαλλοντικά αποδεκτό, άφλεκτο και ασφαλές στη χρήση. [33],[36]

**R744:** Αποκαλείται και διοξείδιο του άνθρακα (CO<sub>2</sub>). Είναι ένα φυσικό ψυκτικό ρευστό σχετικά χαμηλής αποδοτικότητας συγκρινόμενο με τα σύγχρονα ψυκτικά ρευστά. Για δεκαετίες η χρήση του ήταν πολύ περιορισμένη όμως τα τελευταία χρόνια συναντάται όλο και συχνότερα στη βιομηχανία. Μπορεί αρκετές φορές να χρησιμοποιηθεί και σε εφαρμογές cascade. [33],[34],[37]

**R22:** Γνωστό και ως R-22 Freon και HCFC-22 Freon. Την 1/1/2020 η αμερικανική κυβέρνηση αποφάσισε την απαγόρευση της παραγωγής εισαγωγής του εν λόγω ψυκτικού μέσου διότι κρίθηκε βλαβερό για την στιβάδα του όζοντος όταν απελευθερώνεται στον αέρα. Το 2010 στη ίδια χώρα σταμάτησε η παραγωγή κλιματιστικών με ψυκτικό μέσο το R22. Εκτός από τη βιομηχανία χρησιμοποιείται σε οικιακά κλιματιστικά και αντλίες θερμότητας που κατασκευάστηκαν μέχρι και το 2009. [33],[38]

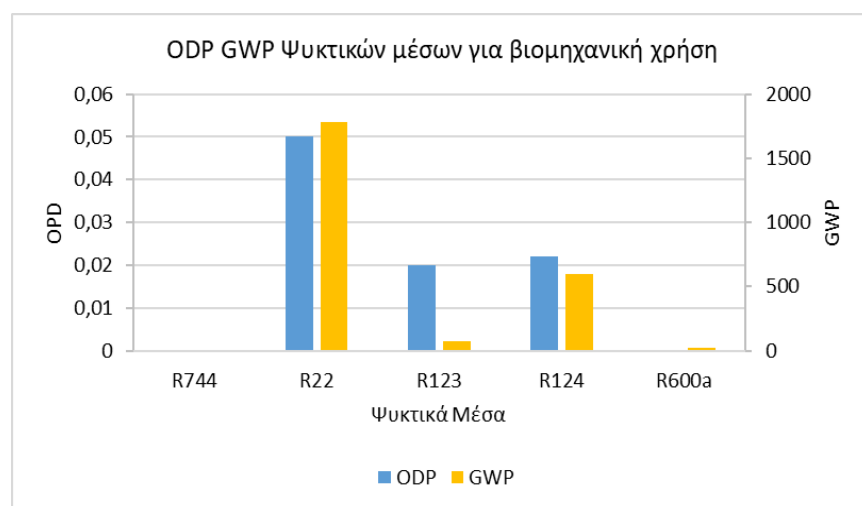
**R600a:** Εμπειρικά λέγεται και ισοβουτάνιο. Εκτός από τη βιομηχανία το συναντά κανείς σε οικιακές συσκευές. Χαρακτηρίζεται από αρκετά καλή απόδοση και φιλικότητα προς το περιβάλλον. Λόγω όμως της επικίνδυνης φύσης του είναι συγκεκριμένη η ποσότητα που μπορεί να διαθέτει κάθε συσκευή. [39],[40]

**R123:** Το R123 ή Freon 123, πρόκειται σταδιακά να αντικαταστήσει το ψυκτικό μέσο R11. Χρησιμοποιείται για ψύξη σε μεγάλα κτίρια. Είναι ασφαλές στη χρήση και φιλικό στο περιβάλλον. [33],[41]

**R124:** Το R123 ή Freon 12, πρόκειται σταδιακά να αντικαταστήσει το ψυκτικό μέσο R114. Έχει σημαντικές πιθανότητες να αυξήσει την ικανότητα ψύξης του συστήματος στο οποίο λειτουργεί. Δεν είναι εύφλεκτο και χρησιμοποιείται σε φυγόκεντρους ψύκτες και σε εφαρμογές ψύξης υψηλής ατμόσφαιρας, συμπεριλαμβανομένων των γερανών. [33],[42]

	ODP	GWP
R744	0	1
R22	0,05	1780
R123	0,02	76
R124	0,022	599
R600a	0	20

Πίνακας 5.3: O.DP και G.WP για διάφορα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία [43]



Διάγραμμα 5.4: ODP και τα GWP για 5 ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία [43]

## 5.6: Νέες τεχνολογίες στα ψυκτικά μέσα

Έως τώρα τα κυρίαρχα ψυκτικά μέσα είναι οι υδρο-φθοράνθρακες (HFCs). Όμως σύμφωνα με το Πρωτόκολλο του Κιότο οι HFCs θεωρούνται ως αέρια του θερμοκηπίου λόγω του σχετικά υψηλού G.W.P. Για αυτό πριν λίγα χρόνια

αποφασίστηκε η μείωση χρήση τους και παραγωγής τους πράγμα που επετεύχθη. [44]. Επίσης για τους HCFC έχει αποφασιστεί η απαγόρευση της υπολειπόμενης παραγωγής και εισαγωγής τους από την 1/1/2030 [36]. Καλά υποκατάστατα των HFCs θεωρούνται οι υδροφθορολεφίνες (HFOs) μιας και αντιπροσωπεύουν την τέταρτη γενιά ψυκτικών και αφριστικών παραγόντων και διαθέτουν πολλά χρήσιμα χαρακτηριστικά όπως χαμηλό GWP, σύντομες περιόδους επιβίωσης όταν εκτίθενται στην ατμόσφαιρα, χαμηλά σημεία βρασμού, εξαιρετικές φυσικοχημικές ιδιότητες και υψηλές πιέσεις ατμών στη θερμοκρασία δωματίου. [44]

Η συνολική απόδοση των συντιθέμενων HFO έχει αυξηθεί από κάτω από 30% στο αρχικό στάδιο της εν λόγω έρευνας σε περισσότερο από 85%. [44]

## 5.7: Κριτήρια επιλογής ψυκτικού μέσου

Πέρα από τις φυσικές και χημικές ιδιότητες που αναφέρθηκαν σε προηγούμενη ενότητα, ένα ψυκτικό θα πρέπει να πληροί τα κάτωθι κριτήρια.

### Θερμοδυναμικά Κριτήρια

- Η κρίσιμη θερμοκρασία του ψυκτικού μέσου θα πρέπει πάντα να είναι μεγαλύτερη από τη θερμοκρασία συμπύκνωσης του συστήματος ( $T_c$ ) διότι χαμηλές κρίσιμες θερμοκρασίες οδηγούν σε μείωση της απόδοσης του ψυκτικού κύκλου.
- Οι πιέσεις του ψυκτικού κύκλου και ο λόγος πίεσης (PR) θα πρέπει να κυμαίνεται σε παρόμοια επίπεδα διότι η αύξηση του λόγου πίεσης επιφέρει την αύξηση της θερμοκρασίας του ρευστού και τη μείωση του ογκομετρικού βαθμού πλήρωσης του συμπιεστή και κατά συνέπεια την αύξηση της κατανάλωσης.
- Η υπερθέρμανση του ατμού μετά την έξοδο απ' τον ατμοποιητή, ανάλογα με το ψυκτικό, πρέπει να προσέχεται ιδιαίτερα επειδή μειώνεται σημαντικά ο ογκομετρικός βαθμός πλήρωσης.
- Στην περίπτωση που το ψυκτικό μέσο είναι ζεοτροπικό είναι αναγκαία η προσοχή στην ρύθμιση της παροχής στον ατμοποιητή μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας, μεταβάλλεται δηλαδή η θερμοκρασία του κατά την ατμοποίηση και συμπύκνωση (αλλαγή φάσης).
- Η ογκομετρική δυνατότητα ψύξης του ρευστού από τον συμπιεστή παίζει ρόλο στην επιλογή του μεγέθους του συμπιεστή.

### Κριτήρια Ασφάλειας

Σημαντικότατο ρόλο στην ασφάλεια ενός ψυκτικού συστήματος παίζει η αναφλεξιμότητα του ψυκτικού μέσου. Αναφλέξιμοι είναι οι HCs (υδρογονάνθρακες) όπως για παράδειγμα τα ψυκτικά μέσα R290, R600 και R600a. Προκειμένου να αξιοποιηθούν τα θερμοδυναμικά τους χαρακτηριστικά έχουν δημιουργηθεί μίγματα με άλλα μη αναφλέξιμα ψυκτικά.



Σύμφωνα με το ASHRAE Standard 34 τα ψυκτικά μέσα με βάση τις ιδιότητές τους περί ασφάλειας χωρίζονται ανάλογα με την αναφλεξιμότητά τους σε 2 κατηγορίες στην κατηγορία A και στην κατηγορία B.

Η κατηγορία A περιλαμβάνει τα ψυκτικά με συγκεντρώσεις λιγότερες ή ίσες με 400ppm κατ' όγκο, ενώ η κατηγορία B περιλαμβάνει τα ψυκτικά με συγκεντρώσεις άνω των 400ppm κατ' όγκο ανήκουν. Όσον αφορά την αναφλεξιμότητα των ψυκτικών έχουν δημιουργηθεί τρεις κατηγορίες. Στην κατηγορία 1 εντάσσονται τα ψυκτικά που δεν παρουσιάζουν εξάπλωση φλόγας κατά την εξέτασή τους στον αέρα (στα 101kPa και 21°C). Στην κατηγορία 2 εντάσσονται ψυκτικά με κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας (LFL) άνω των 0,10kg/m<sup>3</sup> και θερμότητας καύσης μικρότερη από τα 19000kJ/kg. Η κατηγορία 3 περιλαμβάνει τα ψυκτικά υψηλής αναφλεξιμότητας, με κατώτερο όριο αναφλεξιμότητας (LFL) μικρότερο ή ίσο με 0,10kg/m<sup>3</sup> και θερμότητα καύσης μεγαλύτερη ή ίση με 19000kJ/kg. Τέλος, έχει δημιουργηθεί μια νέα κατηγορία αναφλεξιμότητας, η 2L η οποία περιλαμβάνει ψυκτικά με ταχύτητες καύσης μικρότερες των 10cm/s. [31]

Αναφλεξιμότητα	Κωδικός Ασφάλειας	
	Χαμηλή Τοξικότητα	Υψηλή Τοξικότητα
Υψηλή Αναφλεξιμότητα	A3	B3
	A2L	B2L
Χαμηλή Αναφλεξιμότητα	A2	B2
Καμία Αναφλεξιμότητα	A1	B1

Πίνακας 5.4: Χαρακτηρισμός ψυκτικών ρευστών βάση τοξικότητας και αναφλεξιμότητας [31]

#### Περιβαλλοντικά Κριτήρια

Οι δείκτες O.D.P και G.W.P εκφράζουν τη δυνατότητα καταστροφής του όζοντος και τη συμβολή στο φαινόμενο του θερμοκηπίου και για αυτό αποτελούν και ένα κριτήριο επιλογής του ψυκτικού μέσου. [31]

#### Τεχνικά Κριτήρια

- Το νέο ψυκτικό θα πρέπει να μην αντιδρά στην επαφή με τα μέταλλα του κυκλώματος. Μόνο η αμμωνία (R717) αντιδρά στην επαφή με το χαλκό.
- Επίσης, το ψυκτικό χρειάζεται να είναι αδρανές σε επαφή με τυχόν πλαστικά μέρη ή ρητίνες που έχουν χρησιμοποιηθεί για την μόνωση του κυκλώματος, διότι η χημική αντίδραση των δύο μπορεί τελικά να προκαλέσει διάβρωση των μεταλλικών μερών και διαρροή.
- Δεν πρέπει να υπάρχει δυνατότητα ανάμειξης ή χημικής αντίδρασης του ρευστού με το χρησιμοποιούμενο λιπαντικό και αναλόγως τις συνθήκες λειτουργίας χρειάζεται να επαρκεί σε ποσότητα ώστε να λιπαίνει τα κινούμενα μέρη.

- Πρέπει να είναι απίθανο το σενάριο ένωσης του ψυκτικού μέσου με μόρια νερού που τυχόν υπάρχουν στο κύκλωμα, διότι σε τέτοια περίπτωση υπάρχει κίνδυνος φραγής της εκτονωτικής βαλβίδας, αλλοίωσης του ρευστού μέσω της υδρόλυσης και της αντίδρασης σε επαφή με το χαλκό.
- Εξασφάλιση θερμικής σταθερότητας προκειμένου να εμποδίζεται η αποσύνθεση κατά την αύξηση της θερμοκρασίας.
- Ύπαρξη αποδοτικών θερμοφυσικών ιδιοτήτων, για την εκμετάλλευση της μεταφοράς θερμότητας στους εναλλάκτες.
- Εύκολη αντιμετώπιση τυχόν διαρροής ψυκτικού στο κύκλωμα. Με εξαίρεση την αμμωνία, τα υπόλοιπα ψυκτικά είναι άοσμα, έτσι αναλόγως το είδος τους (HCFCs , HFCs) έχουν αναπτυχθεί διάφοροι μηχανισμοί για τον εντοπισμό τους. [31]

### Οικονομικά Κριτήρια

- Το είδος του ψυκτικού καθορίζει κόστος του και το αντίστοιχο λιπαντικό του αλλά και το μέγεθος των σωληνώσεων και των βοηθητικών εξαρτημάτων του συστήματος.
- Εύκολη και άμεση αγορά του ψυκτικού μέσου στη συνολική διάρκεια ζωής της εγκατάστασης. [31]

Αφού αναλύθηκαν ο ορισμός και οι ιδιότητες των ψυκτικών μέσων έγινε λόγος για την υγρασία στα ψυκτικά μέσα και για τους δείκτες O.D.P και G.W.P. Μέσω των εν λόγω δεικτών αξιολογείται περιβαλλοντικά ένα ψυκτικό μέσο. Ύστερα περιεγράφηκαν τα υποκατάστατα των CFCs και HCFCs, τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στη βιομηχανία και οι νέες τεχνολογίες στα ψυκτικά μέσα. Τέλος, διατυπώθηκαν τα κριτήρια με τα οποία γίνεται η επιλογή ενός ψυκτικού μέσου.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6: ΜΕΘΟΔΟΛΟΓΙΑ

### 6.1: Μεθοδολογική Προσέγγιση και υποθέσεις

Εφαρμόζοντας τις εξισώσεις του Κεφαλαίου 2 στην προς μελέτη διάταξη υπολογίστηκαν οι θερμικές ισχύες των ατμοποιητών I και II, της ατμογεννήτριας και του απορροφητή, καθώς και τα έργα των συμπιεστών I και II. Κατόπιν υπολογίστηκε συντελεστής συμπεριφοράς COP της διάταξης για κάθε συνδυασμό ψυκτικών μέσων ξεχωριστά. Έπειτα υπολογίστηκε η καταστροφή της εξέργειας σε κάθε συσκευή της διάταξης και μετά, ο εξεργειακός συντελεστής συμπεριφοράς  $\epsilon$  για κάθε συνδυασμό ψυκτικών μέσων ξεχωριστά. Στη συνέχεια έγινε σύγκριση των συντελεστών συμπεριφοράς και τέλος πραγματοποιήθηκε σύγκριση εξεργειακών συντελεστών συμπεριφοράς ώστε να βρεθεί ο βέλτιστος συνδυασμός ψυκτικών μέσων για τη διάταξη. Προκειμένου όμως να υλοποιηθούν τα παραπάνω λήφθηκαν ορισμένες παραδοχές οι οποίες παρουσιάζονται παρακάτω.

#### Ψύξη με απορρόφηση

- 1) Το σύστημα είναι σε σταθερή κατάσταση. [46],[45],[47]
- 2) Όλες οι πτώσεις πίεσης οι απώλειες θερμότητας και οι αντιστάσεις ροής του συστήματος δεν λαμβάνονται υπόψη. [47]
- 3) Οι επιρροές της κινητικής και των δυνητικών ενεργειών στη θερμοδυναμική ανάλυση δεν λαμβάνονται υπόψη [47]
- 4) Στην έξοδο του συμπυκνωτή το συμπύκνωμα είναι κορεσμένο [45]. Στο σημείο 5 ο ατμός είναι κορεσμένος.
- 5) Το έργο της αντλίας θεωρείται αμελητέο. [45]
- 6) Στην έξοδο της ατμογεννήτριας λαμβάνεται  $\xi_d=0$  [45]
- 7) Ο βαθμός απόδοσης της ατμογεννήτριας ισούται με τη μονάδα.

#### Ψύξη με συμπίεση ατμών

- 1) Το ψυκτικό μέσο στις εξόδους των ατμοποιητών I και II είναι στην κατάσταση κορεσμένου ατμού. [45]
- 2) Το ψυκτικό μέσο στο σημείο 24 είναι στην κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- 3) Η ενθαλπία του υγρού παραμένει αμετάβλητη πριν και μετά τη διαδικασία στραγγαλισμού [47]
- 4) Δεν υπάρχουν τριβές μεταξύ των ψυκτικών μέσων και των τοιχωμάτων των σωληνώσεων.

Θεωρείται ότι ηλεκτρική ενέργεια ξοδεύουν μόνο οι συμπιεστές. Θεωρείται επίσης ότι οι ατμοποιητές και οι συμπυκνωτές δεν είναι αερόψυκτοι.

## 6.2: Εργαζόμενες συνθήκες και συνθήκες περιβάλλοντος

Παράμετροι	Τιμές	Μονάδες
$T_E$	80	°C
$T_{con}$	40	°C
$T_{abs}$	35	°C
$T_7$	80	°C
$T_{13}$	20	°C
$T_{22}$	-20	°C
$T_{18}$	-10	°C
$T_0$	25	°C
$P_0$	101,325	kPa
$\dot{Q}_{eI}$	100	kW
$\dot{Q}_{eII}$	100	kW
$\dot{Q}_{CHX}$	100	kW
Εναλλάκτη πρόψυξης	0,7	
Εναλλάκτη διαλύματος	0,7	
$\eta_{IS}$	0,8	
$\eta_{IS}$	0,8	

Πίνακας 6.1: Παράμετροι που λήφθηκαν για την ανάλυση της διάταξης. **[45],[1],[48],[49],**

Χρησιμοποιήθηκε το πρόγραμμα Coolpack για την κατασκευή των διαγραμμάτων R134a, R717 και R290 με σκοπό τον υπολογισμό των ενθαλιών και των εντροπιών στο κομμάτι της ψύξης με συμπίεση ατμών. Επίσης από το ίδιο πρόγραμμα υπολογίστηκαν οι ειδικές ενθαλπίες και οι ειδικές εντροπίες των σημείων 1 έως 6. Για τον υπολογισμό των περιεκτικότητας κατά μάζα ξ στην πτωχή και πλούσια διάλυση χρησιμοποιήθηκε το διάγραμμα της πηγής **[30]**. Ο υπολογισμός ορισμένων εντροπιών έγινε με τη μέθοδο της γραμμικής παρεμβολής όπως παρουσιάζεται στην πηγή. **[51]**

### 6.3 Επιλογή ψυκτικών μέσων

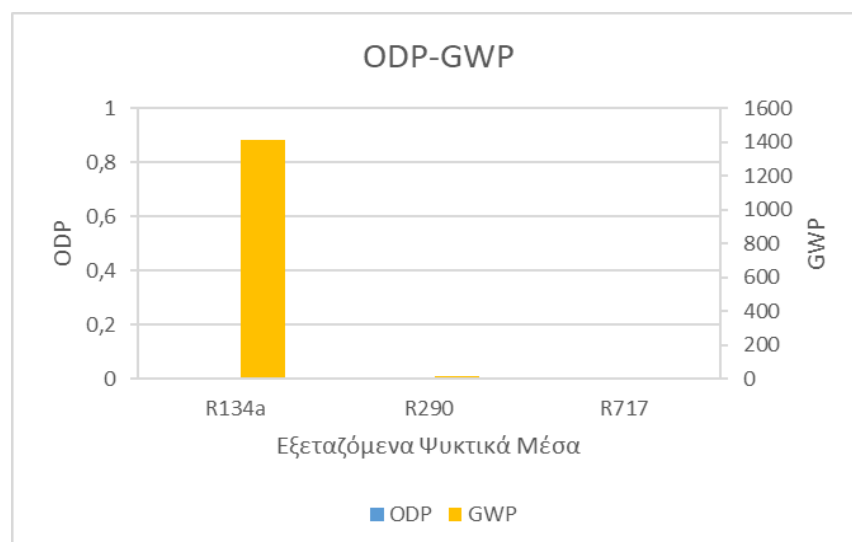
Στο κομμάτι της ψύξης με απορρόφηση επιλέχθηκε ως ψυκτικό μέσο το H<sub>2</sub>O με μέσο απορρόφησης το LiBr/H<sub>2</sub>O. Στο κομμάτι της συμπίεσης ατμών ανάμεσα σε 3 ψυκτικά επιλέχθηκε ο βέλτιστος συνδυασμός ψυκτικών μέσων.

Στο κομμάτι της συμπίεσης ατμών η επιλογή του βέλτιστου ψυκτικού μέσου έγινε και με βάση 2 ακόμη παραμέτρους: το πόσο φιλικό είναι στο περιβάλλον και το ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για κάθε ψυκτικό μέσο.

Η περιβαλλοντική αξιολόγηση του συστήματος βασίστηκε στους δείκτες ODP και GWP. Ανάλογα λοιπόν με τις τιμές τους γίνεται κατανοητό το πόσο βλαβερά για το περιβάλλον είναι τα ψυκτικά μέσα.

Πίνακας 6.2: Δείκτες ODP και GWP για κάθε ψυκτικό μέσο στο τμήμα της συμπίεσης ατμών.

	ODP	GWP
R134a	0	1410
R290	0	20
R717	0	0



Διάγραμμα 6.1: Στο διάγραμμα αποτυπώνονται οι δείκτες ODP και GWP για κάθε ψυκτικό μέσο της συμπίεσης ατμών [50]

Με βάση το Διάγραμμα 6.1 βγαίνει το συμπέρασμα ότι το φιλικότερο στο περιβάλλον ψυκτικό μέσο είναι η αμμωνία (R717) μιας και οι δείκτες ODP και GWP είναι ίσοι με το μηδέν. Το αμέσως μετά πιο φιλικό στο περιβάλλον μέσο είναι το R290 διότι έχει μηδενικό ODP και δείκτη GWP ίσο με 20. Τέλος το λιγότερο στο φιλικό στο περιβάλλον, σε σχέση με τα 3 ψυκτικά μέσα, είναι το R134a διότι μπορεί ο ODP του να είναι μηδέν, αλλά επιβαρύνει το φαινόμενο του θερμοκηπίου περισσότερο από ότι τα άλλα 2 ψυκτικά μέσα έχοντας GWP=1410.

Το ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας ανά ψυκτικό μέσο υπολογίστηκε ως εξής: Η διάταξη του Σχήματος 7.1 θεωρείται ότι είναι καταναλωτής μέσης τάσης μικρότερης από 13GWh, δηλαδή  $6,91 \frac{\text{€}}{\text{MWh}}$  ή  $0,00691 \frac{\text{€}}{\text{kWh}}$  [50]. Επίσης θεωρείται ότι η εγκατάσταση λειτουργεί 5000 ώρες το έτος [47]. Η εξίσωση που χρησιμοποιήθηκε για τον υπολογισμό του ετήσιου κόστους ηλεκτρικής ενέργειας είναι:

$$C_{el} = \dot{W}_S * h * \eta * p \quad (7.48)$$

Όπου:  $C_{el}$ : το ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας (€/year)

$\dot{W}_S$ : η ισχύς των Συμπιεστών I και II (kW)

$h$ : οι ώρες λειτουργίας της εγκατάστασης ανά έτος

$\eta$ : ο πραγματικός βαθμός απόδοσης του συμπιεστή (θεωρείται ίσος με 0,8 [1])

$p$ : η τιμή κατανάλωσης ηλεκτρικού ρεύματος

Παράδειγμα υπολογισμού:

Για το ψυκτικό μέσο R134a το ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας υπολογίστηκε ως εξής:

Υπολογίζεται το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για τον Συμπιεστή I.

$$C_{eII} = 5,1947\text{kW} * 5000 \frac{\text{h}}{\text{year}} * 0,8 * 0,00691 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 143,5815 \frac{\text{€}}{\text{year}}$$

Στη συνέχεια υπολογίζεται το κόστος ηλεκτρικής ενέργειας για τον Συμπιεστή II.

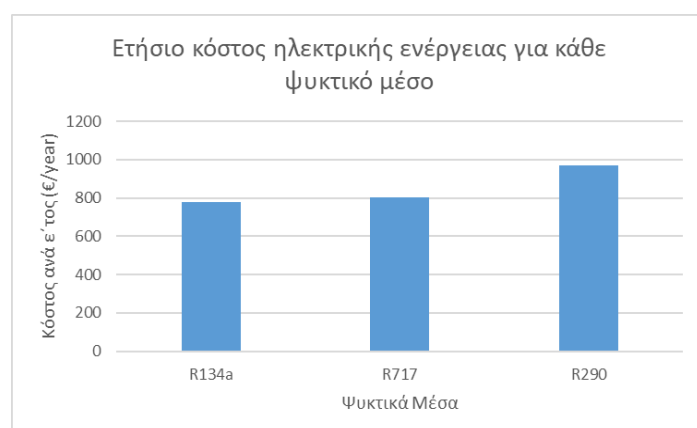
$$C_{eIII} = 22,9555\text{kW} * 5000 \frac{\text{h}}{\text{year}} * 0,8 * 0,00691 \frac{\text{€}}{\text{kWh}} = 643,49 \frac{\text{€}}{\text{year}}$$

Τέλος αθροίζονται τα 2 κόστη προκειμένου να υπολογιστεί το τελικό ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας:

$$C_{el} = C_{eII} + C_{eIII} = 143,5815 + 643,49 = 778,0715 \frac{\text{€}}{\text{year}}$$

Πίνακας 6.3: Ετήσια κόστη ηλεκτρικής ενέργειας ανά ψυκτικό μέσο

	Κόστος €/year
R134a	778,0715
R717	802,6352
R290	967,1816



Διάγραμμα 6.2: Κόστος ηλεκτρικής ενέργειας ανά έτος για κάθε ψυκτικό μέσο

Από το Διάγραμμα 6.2 παρατηρείται ότι το μικρότερο ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας του συστήματος επιτυγχάνεται στο ψυκτικό μέσο R134a.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7: ΑΝΑΛΥΣΗ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ

Το κεφάλαιο αυτό ξεκινάει με την περιγραφή του συστήματος. Εν συνεχεία πραγματοποιείται η ενεργειακή, εξεργειακή, περιβαλλοντική και οικονομική ανάλυσή του. Τέλος κατασκευάζονται τα αντίστοιχα διαγράμματα, και παρουσιάζονται οι τρόποι βελτίωσης απόδοσης του συστήματος.

### 7.1: Περιγραφή διάταξης

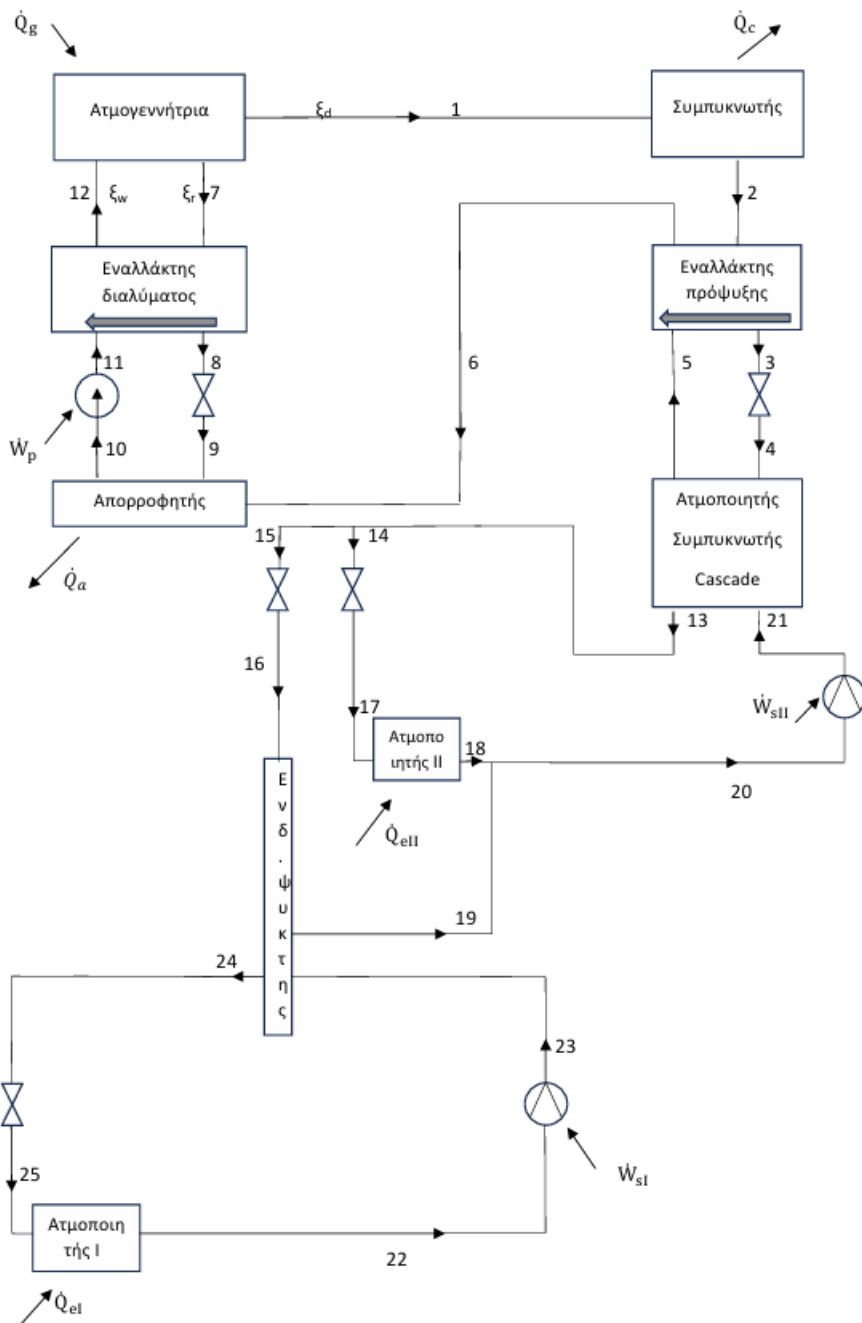
**Κύκλος Ψύξης με Απορρόφηση:** Στην ατμογεννήτρια εισάγεται θερμική ισχύς  $\dot{Q}_g$ . Από την ατμογεννήτρια εξέρχεται ατμός (σημείο 1) όπου κατευθύνεται στον συμπυκνωτή. Ο συμπυκνωτής αποβάλλει στο περιβάλλον θερμότητα  $\dot{Q}_c$  μετατρέποντας τον ατμό σε κορεσμένο υγρό (σημείο 2). Το συμπύκνωμα εισέρχεται στον εναλλάκτη πρόψυξης ο οποίος μεταφέρει θερμική ισχύ από αυτό (το συμπύκνωμα) προς τον ψυχρότερο κορεσμένο ατμό, που προέρχεται από το cascade. Βγαίνοντας από τον εναλλάκτη πρόψυξης (σημείο 3) το ψυχρό πλέον συμπύκνωμα εκτονώνεται με τη βοήθεια της Εκτονωτικής Βαλβίδας I (σημείο 4) και εισέρχεται στον cascade, όπου και εξέρχεται από αυτόν σε κατάσταση ατμού (σημείο 5). Ο ατμός μετατρέπεται σε υπέρθερμο από τον εναλλάκτη πρόψυξης (σημείο 6) και καταλήγει στον απορροφητή. Στον απορροφητή ο ατμός απορροφάται από την πλούσια διάλυση.

Από την ατμογεννήτρια εξέρχεται επίσης η πλούσια διάλυση  $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$  (σημείο 7) όπου εισέρχεται στον εναλλάκτη διαλύματος. Ο εναλλάκτης αυτός μεταφέρει θερμότητα από τη θερμή πλούσια διάλυση προς την ψυχρότερη πτωχή διάλυση και βγαίνοντας από αυτόν (σημείο 8) εκτονώνεται μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας (σημείο 9), όπου και καταλήγει στον απορροφητή. Από τον απορροφητή εξέρχεται θερμική ισχύς  $\dot{Q}_a$ , η οποία απορρίπτεται στο περιβάλλον, και η πτωχή διάλυση (σημείο 10) η οποία βγαίνοντας από την αντλία (σημείο 11) μπαίνει μέσα στον εναλλάκτη διαλύματος. Η πτωχή διάλυση (σημείο 12) καταλήγει στην ατμογεννήτρια η οποία προσλαμβάνει θερμότητα  $\dot{Q}_g$  από μία θερμική πηγή και ο κύκλος επαναλαμβάνεται.

**Κύκλος I:** Από τον Ατμοποιητή I εξέρχεται κορεσμένος ατμός (σημείο 22), ο οποίος στη συνέχεια συμπιέζεται και θερμαίνεται με τη βοήθεια του Συμπιεστή I (σημείο 23). Βγαίνοντας από αυτόν ως υπέρθερμος ατμός εισέρχεται στον ενδιάμεσο ψύκτη όπου και συμπυκνώνεται (σημείο 24). Έπειτα μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας εκτονώνεται και μετατρέπεται σε κορεσμένο μίγμα (σημείο 25). Το κορεσμένο μίγμα εισέρχεται στον Ατμοποιητή I, όπου απορροφά θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και παράγει ψυκτική ισχύ  $\dot{Q}_{ei}$ , για να μετατραπεί ξανά σε κορεσμένο ατμό και να επαναληφθεί ο κύκλος.

**Κύκλος II:** Από Ατμοποιητή II εξέρχεται κορεσμένος ατμός (σημείο 18). Κορεσμένος ατμός εξέρχεται επίσης και από τον ενδιάμεσο ψύκτη (σημείο 19). Στο σημείο 20 ενώνονται τα 2 ρεύματα κορεσμένου ατμού, δηλαδή το ρεύμα από το σημείο 18 και το ρεύμα από το σημείο 19. Ο ατμός εν συνεχεία συμπιέζεται και θερμαίνεται μέσω του Συμπιεστή II με αποτέλεσμα τη μετατροπή του σε υπέρθερμο ατμό (σημείο 23).

Ο υπέρθερμος πλέον ατμός κατευθύνεται στο Cascade, όπου και συμπυκνώνεται (κατάσταση 13). Μετά την έξοδό του από τον εναλλάκτη θερμότητας, το ψυκτικό μέσο διαχωρίζεται σε 2 σημεία τα σημεία 14 και 15. Μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας (σημείο 16) το υγρό εκτονώνεται με αποτέλεσμα να μετατρέπεται σε κορεσμένο διάλυμα και μπαίνει μέσα στον ενδιάμεσο ψύκτη για να μετατραπεί σε κορεσμένο ατμό. Στο σημείο 14 το υγρό εκτονώνεται μέσω της στραγγαλιστικής βαλβίδας (σημείο 17) με αποτέλεσμα να μετατρέπεται σε κορεσμένο διάλυμα και μπαίνει μέσα στον Ατμοποιητή II, όπου απορροφά θερμότητα από τον προς ψύξη χώρο και παράγει ψυκτική ισχύ  $\dot{Q}_{eII}$ , για να μετατραπεί και αυτό σε κορεσμένο ατμό.



Σχήμα 7.1: Σχηματική αναπαράσταση της διάταξης



## 7.2 Ενεργειακή ανάλυση

Πριν την ενεργειακή ανάλυση είναι σκόπιμο να εφαρμοστεί η αρχή διατήρησης της μάζας στους επιμέρους κύκλους της διάταξης.

**Για το τμήμα της ψύξης με απορρόφηση είναι:**

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_1 + \dot{m}_7 \quad (7.1)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (7.2)$$

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{21} = \dot{m}_5 + \dot{m}_{13} \quad (7.3)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_6 + \dot{m}_9 \quad (7.4)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (7.5)$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (7.6)$$

**Για τον ψυκτικό κύκλο I συμπίεσης ατμών είναι:**

$$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{22} = \dot{m}_{23} = \dot{m}_{24} \quad (7.7)$$

**Για τον ψυκτικό κύκλο II συμπίεσης ατμών είναι:**

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{18} + \dot{m}_{19} \quad (7.8)$$

$$\dot{m}_{20} = \dot{m}_{21} = \dot{m}_{13} \quad (7.9)$$

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{15} \quad (7.10)$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} \quad (7.11)$$

$$\dot{m}_{15} = \dot{m}_{16} = \dot{m}_{19} \quad (7.12)$$

$$\dot{m}_{16} + \dot{m}_{23} = \dot{m}_{19} + \dot{m}_{24} \quad (7.13)$$

Εφαρμόζοντας την αρχή διατήρησης της μάζας και της ενέργειας σε κάθε συσκευή του κύκλου ψύξης με απορρόφηση προκύπτει ότι:

**Ψύξη με απορρόφηση:**

**Ατμογεννήτρια:**

$$\dot{Q}_g = \dot{m}_1 * [(h_1 - h_{12}) + g * (h_7 - h_{12})] \quad (7.14.1)$$

και 
$$g = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_1} \quad (7.14.2)$$

**Συμπυκνωτής:**

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_1 * (h_1 - h_2) \quad (7.15)$$

**Εναλλάκτης πρόψυξης:**

$$\dot{Q}_{hep} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_3) = \dot{m}_1 * (h_6 - h_5) \quad (7.16)$$

**Cascade:**

$$\dot{Q}_{cas} = \dot{m}_4 * (h_4 - h_5) = \dot{m}_{21} * (h_{21} - h_{13}) \quad (7.17)$$

**Απορροφητής:**

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_1 * [(h_6 - h_{10}) + g * (h_9 - h_{10})] \quad (7.18.1)$$

$$g = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_1} \quad (7.18.2)$$

**Εναλλάκτης διαλύματος:**

$$\dot{Q}_{hes} = \dot{m}_7 * (h_7 - h_8) = \dot{m}_{12} * (h_{12} - h_{11}) \quad (7.19.1)$$

$$\dot{Q}_{hes} = \dot{m}_1 * g * (h_7 - h_8) = \dot{m}_1(1 + g) * (h_{12} - h_{11}) \quad (7.19.2)$$

**Απόδοση εναλλάκτη διαλύματος**

$$\varepsilon = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_7 - T_{11}} \quad (7.19.3)$$

**Αντλία:**

$$\dot{W}_p = \dot{m}_1 * (h_{11} - h_{10}) \quad (7.20)$$

**Απόδοση εναλλάκτη διαλύματος:**

$$\varepsilon = \frac{T_{12} - T_{11}}{T_7 - T_{11}} \quad (7.22)$$

**Απόδοση εναλλάκτη πρόψυξης:**

$$\varepsilon = \frac{T_6 - T_5}{T_2 - T_5} \quad (7.22)$$

**Ψύξη με συμπίεση ατμών**

**Κύκλος I**

**Ατμοποιητής I:**

$$\dot{Q}_{el} = \dot{m}_{22} * (h_{22} - h_{25}) \quad (7.23)$$

**Συμπιεστής I:**

$$\dot{W}_{SI} = \dot{m}_{23} * (h_{23} - h_{22}) \quad (7.24)$$

**Ενδιάμεσος ψύκτης:**

$$\dot{m}_{16} * h_{16} + \dot{m}_{23} * h_{23} = \dot{m}_{19} * h_{19} + \dot{m}_{24} * h_{24} \quad (7.25)$$

**Κύκλος II**

**Ατμοποιητής II:**

$$\dot{Q}_{eII} = \dot{m}_{18} * (h_{18} - h_{17}) \quad (7.26)$$

**Συμπιεστής II:**

$$\dot{W}_{SII} = \dot{m}_{20} * (h_{21} - h_{20}) \quad (7.27)$$

Ο COP της εγκατάστασης υπολογίζεται από τη σχέση:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{eI} + \dot{Q}_{eII}}{\dot{Q}_g + \dot{W}_{SI} + \dot{W}_{SII} + \dot{W}_p} \quad (7.28)$$

Το έργο  $\dot{W}_p$  της αντλίας παραλείπεται.

### 7.3 Εξεργειακή Ανάλυση

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας στο για κάθε συσκευή που εμπεριέχεται στο σύστημα υψηλής θερμοκρασίας είναι:

#### Κύκλος Ψύξης με απορρόφηση

**Ατμογεννήτρια:**

$$\begin{aligned} \dot{E}_g &= \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) * \dot{Q}_g + \dot{m}_{12} * e_{12} - \dot{m}_1 * e_1 - \dot{m}_7 * e_7 \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) * \dot{Q}_g + \dot{m}_1 * (e_{12} - e_1) + \dot{m}_7 * (e_{12} - e_7) \end{aligned} \quad (7.29)$$

**Συμπυκνωτής:**

$$\begin{aligned} \dot{E}_{con} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{con} + \dot{m}_1 * (e_1 - e_2) \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{con} + \dot{m}_1 * [(h_1 - h_2) - T_0 * (s_1 - s_2)] \end{aligned} \quad (7.30)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στο συμπυκνωτή θεωρείται μηδενική θεωρώντας  $T_c = T_0$ .

**Εναλλάκτης πρόψυξης:**

$$\begin{aligned} \dot{E}_{hep} &= \dot{m}_2 * e_2 - \dot{m}_5 * e_5 - \dot{m}_3 * e_3 - \dot{m}_6 * e_6 = \dot{m}_2 * (e_2 - e_3) + \dot{m}_5 * (e_5 - e_6) \\ &= \dot{m}_2 * [(h_2 - h_3) - T_0 * (s_2 - s_3)] + \dot{m}_5 \\ &\quad * [(h_5 - h_6) - T_0 * (s_5 - s_6)] \end{aligned} \quad (7.31)$$

**Cascade συμπυκνωτής:**

$$\dot{E}_{ca} = \dot{m}_{21} * (e_{21} - e_{13}) + \dot{m}_4 * (e_4 - e_5) = \dot{m}_{21} * [(h_{21} - h_{13}) - T_0 * (s_{21} - s_{13})] + \dot{m}_4 * [(h_4 - h_5) - T_0 * (s_4 - s_5)] \quad (7.32)$$

**Απορροφητής:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_{abs} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1 * e_6 + \dot{m}_7 * e_9 - \dot{m}_{12} * e_{10} \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{abs} + \dot{m}_1 * (e_6 - e_{10}) + \dot{m}_7 * (e_9 - e_{10})\end{aligned}\quad (7.33)$$

Η απορριπτόμενη θερμότητα στον απορροφητή θεωρείται μηδενική θεωρώντας ότι  $T_a = T_0$

**Αντλία:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_p &= \dot{m}_{12} * (e_{10} - e_{11}) - \dot{W}_p \\ &= \dot{m}_{12} * [(h_{10} - h_{11}) - T_0 * (s_{10} - s_{11})] - \dot{W}_p\end{aligned}\quad (7.34)$$

Το προσφερόμενο έργο στην αντλία θεωρείται αρνητικό.

**Εναλλάκτης διαλύματος:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_{hes} &= \dot{m}_{11} * e_{11} + \dot{m}_7 * e_7 - \dot{m}_{12} * e_{12} - \dot{m}_8 * e_8 \\ &= \dot{m}_{12} * (h_{11} - h_7) + \dot{m}_7 * (e_7 - e_8) \\ &= \dot{m}_{12} * [(h_{11} - h_7) - T_0 * (s_{11} - s_7)] + \dot{m}_7 * [(h_7 - h_8) - T_0 \\ &\quad * (s_7 - s_8)]\end{aligned}\quad (7.35)$$

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του κύκλου ψύξη με απορρόφηση είναι:

$$\dot{E}_{dCA} = \dot{E}_g + \dot{E}_{con} + \dot{E}_{nep} + \dot{E}_{ca} + \dot{E}_{abs} + \dot{E}_{hes} + \dot{E}_p\quad (7.36)$$

### Κύκλος Ι με συμπίεση ατμών

**Ατμοποιητής Ι:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_{el} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{el} + \dot{m}_{25} * e_{25} - \dot{m}_{22} * e_{22} \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{el} + \dot{m}_{25} * [(h_{25} - h_{22}) - T_0 * (s_{25} - s_{22})] \\ &= -\dot{m}_{22} * T_0 * [(s_{25} - s_{22}) - \frac{h_{25} - h_{22}}{T_{el}}]\end{aligned}\quad (7.37)$$

Η απορροφούμενη θερμότητα στον ατμοποιητή θεωρείται θετική.

**Συμπιεστής Ι:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_{comI} &= -\dot{W}_{comI} + \dot{m}_{22} * e_{22} - \dot{m}_{23} * e_{23} = -\dot{W}_{comI} + \dot{m}_{22} * (e_{22} - e_{23}) \\ &= -\dot{m}_{22} * (h_{22} - h_{23}) + \dot{m}_{22} * [(h_{22} - h_{23}) - T_0 * (s_{22} - s_{23})] \\ &= -\dot{m}_{22} * T_0 * (s_{22} - s_{23})\end{aligned}\quad (7.38)$$

Το προσφερόμενο έργο στο Συμπιεστή Ι θεωρείται αρνητικό.

**Ενδιάμεσος Ψύκτης:**

$$\begin{aligned}\dot{E}_{FT} &= \dot{m}_{23} * e_{23} + \dot{m}_{16} * e_{16} - \dot{m}_{19} * e_{19} - \dot{m}_{24} * e_{24} \\ &= \dot{m}_{23} * (e_{23} - e_{24}) + \dot{m}_{16} * (e_{16} - e_{19})\end{aligned}\quad (7.39)$$

### Εκτονωτική βαλβίδα I:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{evI} &= \dot{m}_{24} * [(h_{24} - h_{25}) - T_0 * (s_{24} - s_{25})] \\ &= -\dot{m}_{24} * T_0 * (s_{24} - s_{25})\end{aligned}\quad (7.40)$$

Η διεργασία είναι άεργος και αδιαβατική, επομένως ισενθαλπική. ( $h_{24}=h_{25}$ )

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του κύκλου I είναι:

$$\dot{E}_{dI} = \dot{E}_{eI} + \dot{E}_{comI} + \dot{E}_{FT} + \dot{E}_{evI}\quad (7.41)$$

### Κύκλος II με συμπίεση ατμών

#### Ατμοποιητής II:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{eI} &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{eI} + \dot{m}_{17} * e_{17} - \dot{m}_{18} * e_{18} \\ &= \left(1 - \frac{T_0}{T_{con}}\right) * \dot{Q}_{eI} + \dot{m}_{25} * [(h_{17} - h_{18}) - T_0 * (s_{17} - s_{18})] \\ &= -\dot{m}_{18} * T_0 * [(s_{17} - s_{18}) - \frac{h_{17} - h_{18}}{T_e}]\end{aligned}\quad (7.42)$$

#### Συμπιεστής II:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{comI} &= -\dot{W}_{comI} + \dot{m}_{20} * e_{20} - \dot{m}_{21} * e_{21} = -\dot{W}_{compI} + \dot{m}_{20} * (e_{20} - e_{21}) \\ &= -\dot{m}_{20} * (h_{22} - h_{23}) + \dot{m}_{22} * [(h_{20} - h_{21}) - T_0 * (s_{20} - s_{21})] \\ &= -\dot{m}_{20} * T_0 * (s_{20} - s_{21})\end{aligned}\quad (7.43)$$

Το προσφερόμενο έργο στο Συμπιεστή II θεωρείται αρνητικό.

#### Εκτονωτική βαλβίδα II:

$$\begin{aligned}\dot{E}_{evII} &= \dot{m}_{15} * [(h_{15} - h_{16}) - T_0 * (s_{15} - s_{16})] \\ &= -\dot{m}_{15} * T_0 * (s_{15} - s_{16})\end{aligned}\quad (7.44)$$

Ο ρυθμός καταστροφής της εξέργειας του κύκλου II είναι:

$$\dot{E}_{dII} = \dot{E}_{eII} + \dot{E}_{comII} + \dot{E}_{evII} + \dot{E}_{evIII} + \dot{E}_{evII}\quad (7.45)$$

Ο συνολικός ρυθμός καταστροφής της εξέργειας είναι:

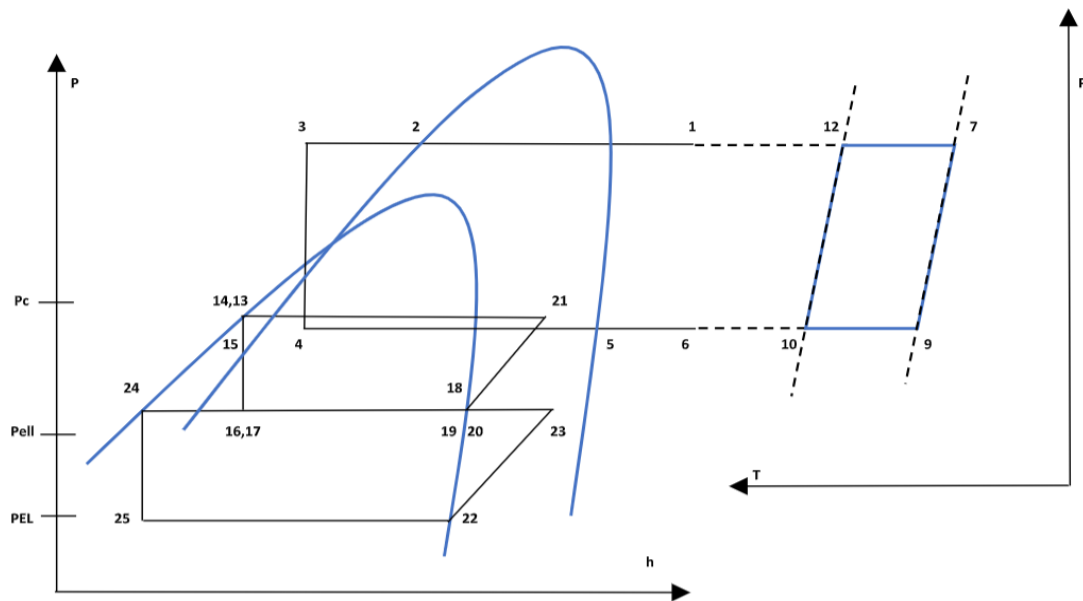
$$\dot{E}_{tot} = \dot{E}_{dI} + \dot{E}_{dII}\quad (7.46)$$

Ο εξεργειακός βαθμός απόδοσης του κύκλου υπολογίζεται από το λόγο:

$$\varepsilon = \frac{\left(1 - \frac{T_0}{T_{eII}}\right) * \dot{Q}_{eII} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{eI}}\right) * \dot{Q}_{eI}}{\left(1 - \frac{T_0}{T_g}\right) * \dot{Q}_g + \dot{W}_p + \dot{W}_{SI} + \dot{W}_{SII}}\quad (7.47)$$

Το έργο  $\dot{W}_p$  της αντλίας παραλείπεται.

#### 7.4: Σχεδιασμός διαγραμμάτων



Διάγραμμα 7.1: Διαγράμματα p-h και p-T για την προς μελέτη διάταξη. Το δεξί μέρος του διαγράμματος κατασκευάστηκε με βάση την πηγή [52]

Η Εικόνα 7.6 περιλαμβάνει το διάγραμμα p-h για το κομμάτι της συμπίεσης ατμών, το διάγραμμα p-h για την ψύξη με απορρόφηση για τα σημεία 1-6 και το διάγραμμα P-T για την ψύξη με απορρόφηση στα σημεία 7,9,10,12. Τα διαγράμματα είναι ποιοτικά.

#### 7.5: Τρόποι βελτίωσης απόδοσης του συστήματος

Υπάρχουν διάφοροι τρόποι με τους οποίους μπορεί να βελτιωθεί η απόδοση ενός συστήματος. Παρουσιάζονται ορισμένοι παρακάτω:

- **Συχνή συντήρηση και έλεγχος του συστήματος:** Η τακτική συντήρηση του συστήματος αποτρέπει την πρόκληση φθορών οι οποίες μειώνουν την αποδοτικότητα της εγκατάστασης
- **Μείωση απωλειών ενέργειας:** Προτείνεται καλύτερη μόνωση των σωληνώσεων, για μείωση της απώλειας θερμότητας.
- **Βελτίωση στη θερμική απόδοση της πηγής ενέργειας:** Αξιοποίηση ηλιακών συλλεκτών ή άλλων μορφών ανανεώσιμων μορφών ΑΠΕ για παραγωγή θερμότητας.
- **Βελτίωση ισεντροπικού βαθμού απόδοσης των συμπιεστών,** ώστε να μειώνονται οι απώλειες ενέργειας κατά την συμπίεση.

Με δεδομένα τα όσα αναφέρθηκαν στα προηγούμενα κεφάλαια, πραγματοποιήθηκε η ενεργειακή και η εξεργειακή ανάλυση του συστήματος. Κατασκευάστηκε το κατάλληλο διάγραμμα και δόθηκαν προτάσεις βελτίωσης της απόδοσης του συστήματος

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 8: ΣΥΖΗΤΗΣΗ-ΑΠΟΤΕΛΕΣΜΑ

Με βάση τα αποτελέσματα που βρέθηκαν κατασκευάστηκαν τα διαγράμματα αναφορικά με την ενεργειακή και την εξεργειακή ανάλυση του συστήματος και στη συνέχεια ακολούθησε ο σχολιασμός τους.

Πίνακας 8.1: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a

LiBr/H <sub>2</sub> O-R134a						
Σημείο	T (°C)	P (kPa)	ξ (LiBr-H <sub>2</sub> O %)	m (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	80	7,38	0	0,095	2650,58	8,488
2	40	7,38	0	0,095	167,1	0,572
3	29	7,38	0	0,095	122,75	0,428
4	7	1	0	0,095	122,75	0,44
5	7	1	0	0,095	2512,61	8,973
6	30,1	1	0	0,095	2556,96	9,125
7	80	7,38	58	1,012	184,962	0,4627
8	48,5	7,38	58	1,012	112,5167	0,2782
9	41	1	58	1,012	112,5167	0,2783
10	35	1	53	1,107	78,8	0,2227
11	35	7,38	53	1,107	78,8	0,2227
12	66,5	7,38	53	1,107	145	0,4287
13	12	448		1,171	216,1	1,057
14	12	448		0,570	216,1	1,057
15	12	448		0,600	216,1	1,057
16	-10	201		0,600	216,1	1,062
17	-10	201		0,570	216,1	1,061
18	-10	201		0,570	391,39	1,728
19	-10	201		0,600	391,39	1,728
20	-10	201		1,171	391,39	1,728
21	19,5	448		1,171	411	1,74
22	-20	133		0,504	385,28	1,736
23	-5	201		0,504	395,58	1,744
24	-10	201		0,504	187	0,951
25	-20	133		0,504	187	0,952

Πίνακας 8.2: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R717

<b>LiBr/H<sub>2</sub>O-R717</b>						
Σημείο	T (°C)	P (kPa)	ξ (LiBr-H <sub>2</sub> O %)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	80	7,38	0	0,096	2650,58	8,488
2	40	7,38	0	0,096	167,1	0,572
3	29	7,38	0	0,096	122,75	0,428
4	7	1	0	0,096	122,75	0,44
5	7	1	0	0,096	2512,61	8,973
6	30,1	1	0	0,096	2556,96	9,125
7	80	7,38	58	1,016	184,962	0,4627
8	48,5	7,38	58	1,016	112,5167	0,2782
9	41	1	58	1,016	112,5167	0,2783
10	35	1	53	1,112	78,8	0,2227
11	35	7,38	53	1,112	78,8	0,2227
12	66,5	7,38	53	1,112	145	0,4287
13	12	664		0,172	255,07	1,196
14	12	664		0,172	255,07	1,196
15	12	664		0,088	255,07	1,196
16	-10	290		0,088	255,07	1,212
17	-10	290		0,084	255,07	1,212
18	-10	290		0,084	1449,29	5,753
19	-10	290		0,088	1449,29	5,753
20	-10	290		0,172	1449,29	5,753
21	56,5	664		0,172	1588,77	5,84
22	-20	190		0,078	1436,23	5,9
23	11	290		0,078	1501,46	5,943
24	-10	290		0,078	153,62	0,828
25	-20	190		0,078	153,62	0,83



Πίνακας 8.3: Θερμοδυναμικές ιδιότητες για τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R290

<b>LiBr/H<sub>2</sub>O-R290</b>						
Σημείο	T (°C)	P (kPa)	ξ (LiBr-H <sub>2</sub> O %)	ṁ (kg/s)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg*K)
1	80	7,38	0	0,098	2650,58	8,488
2	40	7,38	0	0,098	167,1	0,572
3	29	7,38	0	0,098	122,75	0,428
4	7	1	0	0,098	122,75	0,44
5	7	1	0	0,098	2512,61	8,973
6	30,1	1	0	0,098	2556,96	9,125
7	80	7,38	58	1,042	184,962	0,4627
8	48,5	7,38	58	1,042	112,5167	0,2782
9	41	1	58	1,042	112,5167	0,2783
10	35	1	53	1,141	78,8	0,2227
11	35	7,38	53	1,141	78,8	0,2227
12	66,5	7,38	53	1,141	145	0,4287
13	12	668		0,617	229,67	1,105
14	12	668		0,301	229,67	1,105
15	12	668		0,316	229,67	1,105
16	-10	344		0,316	229,67	1,115
17	-10	344		0,301	229,67	1,115
18	-10	344		0,301	562,17	2,38
19	-10	344		0,316	562,17	2,38
20	-10	344		0,617	562,17	2,38
21	25	668		0,617	610,58	2,439
22	-20	243		0,266	551,16	2,396
23	-5,5	344		0,266	570,43	2,409
24	-10	344		0,266	175,3	0,909
25	-20	243		0,266	175,3	0,91

Πίνακας 8.4: Υπολογισμός των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a

	Στοιχείο	Ισχείς	Μεταβολές Διαφορές ενθαλπίας	Αποτελέσματα Διαφορών ενθαλπίας	Μεταβολές Διαφορές εντροπίας	Αποτελέσματα Διαφορών εντροπίας	Αποτελέσματα ειδικής Ισχύος (kW/kg)	Αποτελέσματα Ισχύος (kW)	Μεταβολές Διαφορές εξέργειας	Αποτελέσματα Μεταβολών Διαφορών ειδικής εξέργειας (kW)	1-Τ0/Τστοιχείου	Καταστροφή ή Εξέργειας (kW)	
<b>LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a</b>	<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ</b>	Ατμογενήτρια	Qg	h1-h12	2505,58	s1-s12	8,0593	2929,1772	279,6366	e12-e1	-103,9086	0,15581	3,4636
				h7-h12	39,962	s7-s12	0,034			e12-e7	-29,83		
		Συμπυκνωτής	Qc	h1-h2	2483,48	s1-s2	7,916	2483,48	237,0877	e1-e2	124,512	0,04792	11,8867
		Εναλλάκτης Πρόψυξης	Qpc	h2-h3	44,35	s2-s3	0,144	44,35	4,2339	e2-e3	1,438		0,2276
				h6-h5	44,35	s6-s5	0,152	44,35	4,2339	e5-e6	0,946		
		Cascade Συμπυκνωτής	CHEX	h5-h4	2389,86	s5-s4	8,533	2389,86	228,1502	e4-e5	152,974		4,4968
				h21-h13	194,9	s23-s13	0,683	194,9	228,1502	e23-e13	-8,634		
		Απορροφητής	Qa	h6-h10	2478,16	s6-s10	8,9023	2835,5572	270,6991	e6-e10	-174,7254		0,6723
				h9-h10	33,71671698	s9-s10	0,0556			e9-e10	17,14791698		
		Εναλλάκτης Διαλύματος		h12-h11	66,2	s12-s11	0,206	767,92	73,3102	e11-e12	-4,812		12,3440
	h7-h8			72,44528302	s7-s8	0,1845	767,92	73,3102	e7-e8	17,46428302			
	Αντλία	Wp	h11-h10	0	s11-s10	0	0	0,0000	e10-e11	0		0,0000	
	<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΕΣΗ ΑΤΜΩΝ</b>	Ατμοπυκνωτής I	Qel	h22-h25	198,28	s22-s25	0,784	198,28	100,0000	e25-e22	35,352	-0,1779	0,0428
		Συμπιεστής I	Wsl	h23-h22	10,3	s23-s22	0,008	10,3	5,1947	e23-e22	7,916		3,9923
		ΕΒ I		h28-h29		s28-s29				e28-e29	0		
		Ατμοπυκνωτής II	Qell	h18-h17	175,29	s18-s17	0,667	175,29	100,0000	e18-e17	23,476	-0,1331	0,0847
		Συμπιεστής II	WslII	h21-h20	19,61	s21-s20	0,012	19,61	22,9555	e21-e20	16,034		18,7694
		ΕΒ II		h15-h16	0	s15-s16	-0,005			e15-e16	1,49		1,4900
		ΕΒ III		h17-h14	0	s14-s17	-0,004			e17-e18	1,192		1,1920
Ενδ. Ψύκτης			h26-h27	208,58	s26-s27	0,793	208,58	105,1947	e26-e27	-27,734		0,8164	
			h20-h16	175,29	s20-s16	0,671	175,29	105,1947	e16-e20	24,668			

Πίνακας 8.5: Υπολογισμός των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R717

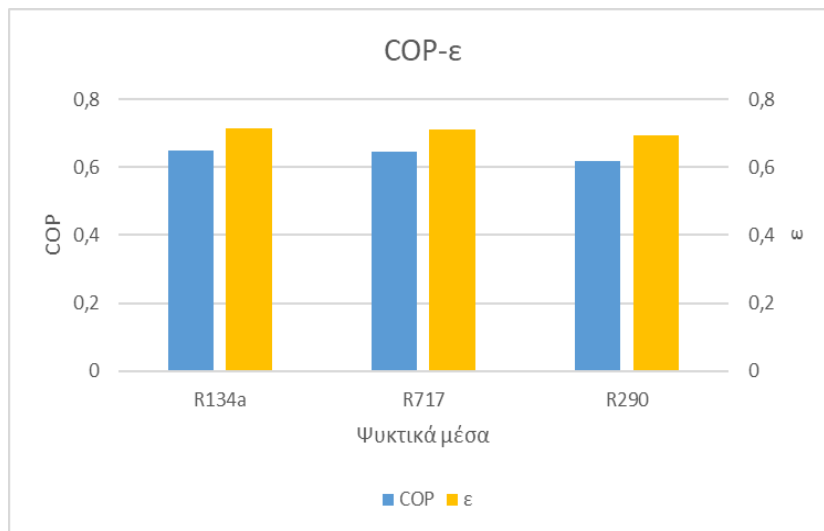
	Στοιχείο	Ισχείς	Μεταβολές Διαφορές ενθαλπίας	Αποτελέσματα Διαφορών ενθαλπίας	Μεταβολές Διαφορές εντροπίας	Αποτελέσματα Διαφορών εντροπίας	Αποτελέσματα ειδικής Ισχύος (kW/kg)	Αποτελέσματα Ισχύος (kW)	Μεταβολές Διαφορές εξέργειας	Αποτελέσματα Μεταβολών Διαφορών ειδικής εξέργειας (kW)	1-Τ0/Τστοιχείου	Καταστροφή ή Εξέργειας (kW)		
<b>LiBr/H<sub>2</sub>O-R717</b>	<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ</b>	Ατμογενήτρια	Qg	h1-h12	2505,58	s1-s12	8,0593	2929,1772	280,7259	e12-e1	-103,9086	0,15581	3,4771	
				h7-h12	39,962	s7-s12	0,034			e12-e7	-29,83			
		Συμπυκνωτής	Qc	h1-h2	2483,48	s1-s2	7,916	2483,48	238,0112	e1-e2	124,512	0,04792	11,9330	
		Εναλλάκτης Πρόψυξης	Qpc	h2-h3	44,35	s2-s3	0,144	44,35	4,2504	e2-e3	1,438		0,1304	
				h6-h5	44,35	s6-s5	0,152	44,35	4,2504	e5-e6	0,946			
		Cascade Συμπυκνωτής	CHEX	h5-h4	2389,86	s5-s4	8,533	2389,86	229,0389	e4-e5	152,974		6,0377	
				h21-h13	1333,7	s23-s13	4,644	1333,7	229,0389	e23-e13	-50,212			
		Απορροφητής	Qa	h6-h10	2478,16	s6-s10	8,9023	2835,5572	271,7535	e6-e10	-174,7254		0,6749	
				h9-h10	33,71671698	s9-s10	0,0556			e9-e10	17,14791698			
		Εναλλάκτης Διαλύματος		h12-h11	66,2	s12-s11	0,206	767,92	73,5958	e11-e12	-4,812		12,3920	
				h7-h8	72,44528302	s7-s8	0,1845	767,92	73,5958	e7-e8	17,46428302			
		Αντλία	Wp	h11-h10	0	s11-s10	0	0	0,0000	e10-e11	0		0,0000	
		<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΞΗ ΑΤΜΩΝ</b>	Ατμοποιητής I	Qei	h22-h25	1282,61	s22-s25	5,07	1282,61	100,0000	e25-e22	228,25	-0,1779	0,0092
			Συμπιεστής I	Wsi	h23-h22	65,23	s23-s22	0,043	65,23	5,0857	e23-e22	52,416		4,0867
ΕΒ I			h28-h29		s28-s29				e28-e29	0				
Ατμοποιητής II	QeII		h18-h17	1194,22	s18-s17	4,541	1194,22	100,0000	e18-e17	158,998	-0,1331	0,0060		
Συμπιεστής II	WsiI		h21-h20	139,48	s21-s20	0,087	139,48	23,9532	e21-e20	113,554		19,5008		
ΕΒ II			h15-h16	0	s15-s16	-0,016			e15-e16	4,768		4,7680		
ΕΒ III			h17-h14	0	s14-s17	-0,016			e17-e18	4,768		4,7680		
Ενδ. Ψύκτης			h26-h27	1347,84	s26-s27	5,115	1347,84	105,0857	e26-e27	-176,43		0,6551		
		h20-h16	1194,22	s20-s16	4,557	1194,22	105,0857	e16-e20	163,766					

Πίνακας 8.6: Υπολογισμός των καταστροφών εξέργειας για κάθε συσκευή του συστήματος με τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R290

		Στοιχείο	Ισχείς	Μεταβολές Διαφορές ενθαλπίας	Αποτελέσματα Διαφορών ενθαλπίας	Μεταβολές Διαφορές εντροπίας	Αποτελέσματα Διαφορών εντροπίας	Αποτελέσματα ειδικής Ισχύος (kW/kg)	Αποτελέσματα Ισχύος (kW)	Μεταβολές Διαφορές εξέργειας	Αποτελέσματα Διαφορών ειδικής εξέργειας (kW)	1-Τ0/Τστοιχείου	Καταστροφή ή Εξέργειας (kW)
<b>LiBr/H<sub>2</sub>O-R290</b>	<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗ</b>	Ατμογενήτρια	Qg	h1-h12	2505,58	s1-s12	8,0593	2929,1772	288,0226	e12-e1	-103,9086	0,15581	3,5674
				h7-h12	39,962	s7-s12	0,034			e12-e7	-29,83		
		Συμπυκνωτής	Qc	h1-h2	2483,48	s1-s2	7,916	2483,48	244,1977	e1-e2	124,512	0,04792	12,2431
		Εναλλάκτης Πρόψυξης	Qpc	h2-h3	44,35	s2-s3	0,144	44,35	4,3609	e2-e3	1,438		0,1338
				h6-h5	44,35	s6-s5	0,152	44,35	4,3609	e5-e6	0,946		
		Cascade Συμπυκνωτής	CHEX	h5-h4	2389,86	s5-s4	8,533	2389,86	234,9922	e4-e5	152,974		4,7873
				h21-h13	380,91	s23-s13	1,334	380,91	234,9922	e23-e13	-16,622		
		Απορροφητής	Qa	h6-h10	2478,16	s6-s10	8,9023	2835,5572	278,8170	e6-e10	-174,7254		0,6925
				h9-h10	33,71671698	s9-s10	0,0556			e9-e10	17,14791698		
		Εναλλάκτης Διαλύματος		h12-h11	66,2	s12-s11	0,206	767,92	75,5087	e11-e12	-4,812		12,7141
			h7-h8	72,44528302	s7-s8	0,1845	767,92	75,5087	e7-e8	17,46428302			
	Αντλία	Wp	h11-h10	0	s11-s10	0	0	0,0000	e10-e11	0		0,0000	
	<b>ΨΥΞΗ ΜΕ ΣΥΜΠΙΞΗ ΑΤΜΩΝ</b>	Ατμοσυμπιεστής I	Qel	h22-h25	375,86	s22-s25	1,486	375,86	100,0000	e25-e22	66,968	-0,1779	0,0307
		Συμπιεστής I	Wsl	h23-h22	19,27	s23-s22	0,013	19,27	5,1269	e23-e22	15,396		4,0962
		ΕΒ I		h28-h29		s28-s29				e28-e29	0		
		Ατμοσυμπιεστής II	Qeil	h18-h17	332,5	s18-s17	1,265	332,5	100,0000	e18-e17	44,47	-0,1331	0,0665
		Συμπιεστής II	WslII	h21-h20	48,41	s21-s20	0,059	48,41	29,8652	e21-e20	30,828		19,0185
		ΕΒ II		h15-h16	0	s15-s16	-0,01			e15-e16	2,98		2,9800
ΕΒ III			h17-h14	0	s14-s17	-0,01			e17-e18	2,98		2,9800	
Ενδ. Ψύκτης			h26-h27	395,13	s26-s27	1,5	395,13	105,1269	e26-e27	-51,87		1,2020	
		h20-h16	332,5	s20-s16	1,275	332,5	105,1269	e16-e20	47,45				

Πίνακας 8.7: Στον πίνακα φαίνονται οι COP και ε ολόκληρου του συστήματος για κάθε ψυκτικό μέσο του μέρους της συμπίεσης ατμών

	COP	ε
R134a	0,6498	0,7137
R717	0,6457	0,7109
R290	0,6192	0,6929



Διάγραμμα 8.1: Στο διάγραμμα απεικονίζονται οι COP και ε της διάταξης για κάθε ψυκτικό μέσο της συμπίεσης ατμών

**Συνδυασμός LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a:** Ο COP του συστήματος προκύπτει 64,98%, μια αναμενόμενη τιμή [46]. Επιπλέον ικανοποιείται ο περιορισμός για COP των μονοβάθμιων εγκαταστάσεων ψύξης με απορρόφηση [23],[53]. Το COP της διάταξης δεν βγαίνει μεγαλύτερο του 1 όπως συμβαίνει στην ψύξη με συμπίεση ατμών λόγω της ύπαρξης του τμήματος της απορρόφησης [1]. Το ότι η τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ικανοποιεί τον περιορισμό σημαίνει ότι η εγκατάσταση λειτουργεί ικανοποιητικά. Η τιμή του ε είναι 71,37% είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αναμενόμενη [23],[53],[54],[1] πράγμα που δηλώνει ότι υπάρχει περίπτωση λάθους στον υπολογισμό του εν λόγω ποσοστού.

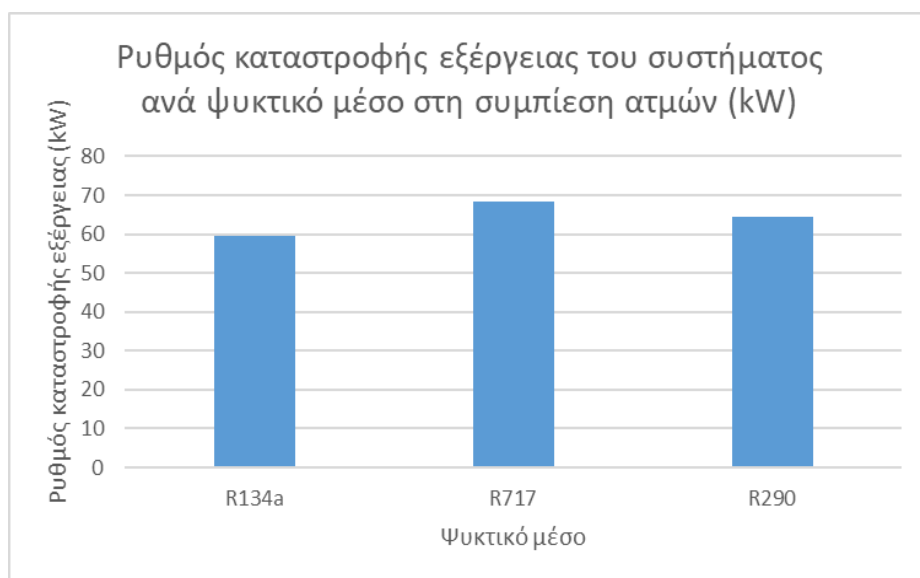
**Συνδυασμός LiBr/H<sub>2</sub>O-R717:** Ο COP του συστήματος προκύπτει 64,57%, επίσης μια αναμενόμενη τιμή [46]. Ικανοποιείται ο περιορισμός για COP των μονοβάθμιων εγκαταστάσεων ψύξης με απορρόφηση [23],[53]. Το COP της διάταξης δεν βγαίνει μεγαλύτερο του 1 όπως συμβαίνει στην ψύξη με συμπίεση ατμών λόγω της ύπαρξης του τμήματος της απορρόφησης [1]. Το ότι η τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ικανοποιεί τον περιορισμό σημαίνει ότι η εγκατάσταση λειτουργεί ικανοποιητικά. Η τιμή του ε είναι 71,09% είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αναμενόμενη [23],[53],[54],[1] πράγμα που δηλώνει ότι υπάρχει περίπτωση λάθους στον υπολογισμό του εν λόγω ποσοστού.

**Συνδυασμός LiBr/H<sub>2</sub>O-R290:** Ο COP του συστήματος προκύπτει 64,98%, μια αναμενόμενη τιμή [46]. Επιπλέον ικανοποιείται ο περιορισμός για COP των μονοβάθμιων εγκαταστάσεων ψύξης με απορρόφηση [23],[53]. Το COP της διάταξης δεν βγαίνει μεγαλύτερο του 1 όπως συμβαίνει στην ψύξη με συμπίεση ατμών λόγω της ύπαρξης του τμήματος της απορρόφησης [1]. Το ότι η τιμή του συντελεστή συμπεριφοράς του συστήματος ικανοποιεί τον περιορισμό σημαίνει ότι η εγκατάσταση λειτουργεί ικανοποιητικά. Η τιμή του ε είναι 71,37% είναι αρκετά μεγαλύτερη από την αναμενόμενη [23],[53],[54],[1] πράγμα που δηλώνει ότι υπάρχει περίπτωση λάθους στον υπολογισμό του εν λόγω ποσοστού.

Από το διάγραμμα και τον πίνακα παρατηρούμε ότι ο βέλτιστος COP και ο βέλτιστος  $\epsilon$  επιτυγχάνονται για το συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a. Με τον εν λόγω συνδυασμό επιτυγχάνεται η βέλτιστη σχέση ψυκτικής και μηχανικής ισχύος, άρα υπάρχει μεγαλύτερη αποδοτικότητα της εγκατάστασης. Συνεπώς επιλέγεται ο συνδυασμός LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a.

Πίνακας 8.8: Τιμές ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος ανά ψυκτικό μέσο

	Ed (kW)
R134a	59,4785
R717	68,4388
R290	64,512



Διάγραμμα 8.2: Τιμές ρυθμού καταστροφής εξέργειας του συστήματος ανά ψυκτικό μέσο

Ο χαμηλότερος ρυθμός καταστροφής της εξέργειας παρατηρείται στον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O, πράγμα αναμενόμενο διότι στον εν λόγω συνδυασμό το σύστημα παρουσιάζει μεγαλύτερο  $\epsilon$ .

Με βάση τα αποτελέσματα που βρέθηκαν κατασκευάστηκαν τα διαγράμματα αναφορικά με την ενεργειακή, εξεργειακή, περιβαλλοντική και οικονομική ανάλυση του συστήματος και στη συνέχεια ακολούθησε ο σχολιασμός τους.

## ΚΕΦΑΛΑΙΟ 9: Συμπεράσματα – Προτάσεις για βελτιστοποίηση

Στην παρούσα διπλωματική εργασία μελετήθηκε ενεργειακά και εξεργειακά ένα σύστημα παραγωγής ψύξης που προορίζεται για βιομηχανική χρήση και ανάμεσα σε 3 πιθανούς συνδυασμούς ψυκτικών μέσων επιλέχθηκε ο βέλτιστος. Αφού τονίστηκε η σημασία της ψύξης στη βιομηχανία αλλά και στην ανθρώπινη καθημερινότητα γενικότερα, παρατέθηκε ένα θεωρητικό υπόβαθρο με σκοπό την κατανόηση βασικών εννοιών της θερμοδυναμικής πάνω στις οποίες βασίστηκε η εξέταση της διάταξης που έγινε σε αυτή τη διπλωματική εργασία. Ύστερα εξετάστηκαν οι βασικότερες κατηγορίες ψύξης με συμπίεση ατμών και ψύξης με απορρόφηση με στόχο την κατανόηση των διεργασιών που συμβαίνουν στο σύστημα που αναλύθηκε. Στο κεφάλαιο των ψυκτικών μέσων παρουσιάστηκε ο τρόπος με τον οποία αξιολογείται ένα ψυκτικό μέσο ως κατάλληλο ή μη για το περιβάλλον και με βάση ποια κριτήρια γίνεται η επιλογή ενός ψυκτικού μέσου. Στη μεθοδολογία, λήφθηκαν οι υποθέσεις, οι εργαζόμενες συνθήκες και οι συνθήκες του περιβάλλοντος διάταξης πάνω στις οποίες στηρίχθηκε η ενεργειακή και η εξεργειακή ανάλυση, ενώ διατυπώθηκε ο τρόπος με τον οποίο έγινε η επιλογή των ψυκτικών μέσων του συστήματος. Επίσης τα ψυκτικά μέσα συγκρίθηκαν ως προς τους δείκτες ODP και GWP ώστε να αναδειχθεί το πιο οικολογικό, καθώς και ως προς το ετήσιο κόστος ηλεκτρικής ενέργειας, ώστε να εντοπιστεί η φθηνότερη λύση. Τέλος, αναλύθηκε η διάταξη ενεργειακά και εξεργειακά, σχεδιάστηκαν τα κατάλληλα διαγράμματα και σχολιάστηκαν τα αποτελέσματα. Από την ανάλυση που πραγματοποιήθηκε ως βέλτιστος συνδυασμός επιλέχθηκε το LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a. Το σύστημα με τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R134a παρόλο που δεν είναι τόσο φιλικό στο περιβάλλον όσο θα ήταν με τον συνδυασμό LiBr/H<sub>2</sub>O-R717 έχει άλλα προτερήματα. Έχει τον μεγαλύτερο συντελεστή συμπεριφοράς, τον μεγαλύτερο εξεργειακό βαθμό απόδοσης και είναι η οικονομικότερη λύση. Σημαντικά σημεία της διπλωματικής αυτής ήταν το θεωρητικό υπόβαθρο, η θερμοδυναμική, περιβαλλοντική και οικονομική ανάλυση της διάταξης και η εύρεση του καλύτερου συνδυασμού ψυκτικών μέσων. Λόγω έλλειψης υπολογιστικών ασκήσεων με θέμα την εξεργειακή ανάλυση συστήματος ψύξης με απορρόφηση, αλλά και λόγω των ιδανικών πολλές φορές συνθηκών του ψυκτικού μέσου στο κομμάτι συμπίεση ατμών, κατέστη δύσκολη εύρεση καταστροφής της εξεργειας στα εξαρτήματα του συστήματος. Επίσης λόγω δυσκολιών στην εξεργειακή ανάλυση του τμήματος της ψύξης με απορρόφηση επιλέχθηκε ως ψυκτικό μέσο το LiBr/H<sub>2</sub>O και όχι το NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O. Μια αδυναμία της παρούσας διπλωματικής εργασίας είναι οι μικρές τιμές έργων των συμπιεστών και για τους 3 πιθανούς συνδυασμούς, με επακόλουθο τα μικρά ετήσια κόστη ηλεκτρικής ενέργειας. Ένα ακόμα αδύναμο σημείο της εργασίας αυτής είναι οι μεγάλοι εξεργειακοί βαθμοί απόδοσης και για τους 3 πιθανούς συνδυασμούς. Η ψύξη είναι ένας τομέας που απασχολεί την επιστημονική κοινότητα. Εκτός από την βιομηχανική ψύξη θα μπορούσε να γίνει περαιτέρω έρευνα σε άλλους κλάδους της ψύξης, όπως στην οικιακή ψύξη. Η βελτιστοποίηση της απόδοσης ενός συστήματος παραγωγής ψύξης έχει μείνει ανοιχτή προς διερεύνηση. Είναι όμως και θέμα που θα μπορούσε να αποτελέσει μελλοντικές επεκτάσεις για έρευνα. Επιπλέον αξίζει να αναφερθεί ότι υπάρχουν πολλά άλλα ψυκτικά μέσα που μπορούν να χρησιμοποιηθούν στη βιομηχανική ψύξη

τόσο στο κομμάτι της ψύξης με απορρόφηση, όσο και στο κομμάτι της συμπίεσης ατμών, πράγμα που αποτελεί έναυσμα για περαιτέρω διερεύνηση του θέματος του βέλτιστου ψυκτικού μέσου-συνδυασμού ψυκτικών μέσων.



## Βιβλιογραφία

[1] Γιώργος Κ. Αλέξης, *Η τεχνολογία της ψύξης θεωρία & ασκήσεις*, Αθήνα, Ελλάδα: Αθ. Σταμούλης, 2007

[2] Adam Augustyn. “refrigeration”. Britannica.com. Accessed: Oct. 19, 2024. [Online.] Available:

<https://www.britannica.com/technology/refrigeration>

[3] Βασίλειος Δ. Μπιτζιώνης, *Θέρμανση ψύξη κλιματισμός μελέτη – υπολογισμός - σχεδιασμός σύμφωνα με τον Κανονισμό Ενεργειακής Απόδοσης Κτιρίων (Κ.Εν.Α.Κ.)*, Θεσσαλονίκη, Ελλάδα: Τζιόλα, 2021

[4] Department of Energy of USA. (2015 July 20). *History of Air Conditioning*. [Online]. Available:

<https://www.energy.gov/articles/history-air-conditioning>

[5] Bernard Nagengast. “Air Conditioning and Refrigeration CHRONOLOGY”. ashrae.org. Accessed: Oct. 19, 2024. [Online]. Available:

<https://www.ashrae.org/file%20library/about/mission%20and%20vision/ashrae%20and%20industry%20history/air-conditioning-and-refrigeration-chronology.pdf>

[6] U.S. Department of State. *The Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer*. [Online]. Available:

<https://www.state.gov/key-topics-office-of-environmental-quality-and-transboundary-issues/the-montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer/>

[7] International Institute of Refrigeration “The Role of Refrigeration in the Global Economy” Saint Trofee, Paris, France, 29<sup>th</sup> Informative Note on Refrigeration Technologies, Nov. 2015

[https://sainttrofee.nl/wp-content/uploads/2019/01/NoteTech\\_29-World-Statistics.pdf](https://sainttrofee.nl/wp-content/uploads/2019/01/NoteTech_29-World-Statistics.pdf)

[8] Ευρωπαϊκή Επιτροπή. (2016, Φεβρουάριος 2). *Ανακοίνωση της επιτροπής προς το Ευρωπαϊκό Κοινοβούλιο, το Συμβούλιο, την Ευρωπαϊκή Οικονομική και Κοινωνική Επιτροπή και την Επιτροπή των Περιφερειών*. [Online]. Available:

<https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EL/TXT/PDF/?uri=CELEX:52016DC0051>

[9] Eurostat. (2024, Φεβρουάριος 27). *Renewable energy for heating & cooling up to 25% in 2022*. [Online]. Available:

<https://ec.europa.eu/eurostat/web/products-eurostat-news/w/ddn-20240227-2>

[10] Υπουργείο Περιβάλλοντος και Ενέργειας. (2022, Μάρτιος 4). *Έγκριση της περιεκτικής αξιολόγησης του δυναμικού υλοποίησης της συμπαραγωγής υψηλής απόδοσης και της αποδοτικής τηλεθέρμανσης και τηλεψύξης*. [Online]. Available:

<https://ypen.gov.gr/wp-content/uploads/2023/07/%CE%A5%CE%91%CE%A0%CE%B5%CF%81%CE%B9%CE%B5%CE%BA%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%AE%CE%A0%CE%B1%CF%81%CE%AC%CF%81%CF%84%CE%B7%CE%BC%CE%B1.pdf>

**[11]** Βαλωμένος Ευάγγελος, «Οι Ψυκτικές Διατάξεις και ο τρόπος λειτουργίας τους», Πτυχιακή Εργασία, Τμήμα Φυσικής, Αριστοτέλειο Πανεπιστήμιο Θεσσαλονίκης, Θεσσαλονίκη, Ελλάδα, 2010. [Online]. Available: <https://ikee.lib.auth.gr/record/122806/files/ptuxiaki.pdf>

**[12]** “Power to heat and cooling: Status”. irena.org. Accessed: Oct. 19, 2024 [Online.] Available:

<https://www.irena.org/Innovation-landscape-for-smart-electrification/Power-to-heat-and-cooling/Status>

**[13]** Γιαννόπουλος Μπάλος Κωνσταντίνος, «Θερμοδυναμική και Εξεργειακή Ανάλυση Κύκλων Απορρόφησης», Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, Ελλάδα, 2018. [Online]. Available:

<https://dspace.lib.ntua.gr/xmlui/bitstream/handle/123456789/48693/%CE%94%CE%B9%CF%80%CE%BB%CF%89%CE%BC%CE%B1%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%AE%CE%93%CE%B9%CE%B1%CE%BD%CE%BD%CF%8C%CF%80%CE%BF%CF%85%CE%BB%CE%BF%CF%82%20%CE%9C%CF%80%CE%AC%CE%BB%CE%BF%CF%82%20%CE%9A%CF%89%CE%BD%CF%83%CF%84%CE%B1%CE%BD%CF%84%CE%AF%CE%BD%CE%BF%CF%82.pdf?sequence=1>

**[14]** Hongzhang Chen, “Lignocellulose biorefinery engineering: an overview”, *Science Direct Lignocellulose biorefinery engineering*, 2015, pp1-17

<https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100135-6.00001-6>

**[15]** Seyyed Hassan Hosseini, Athanasios Tsolakis, Avinash Alagumalai, Omid Mahain, Su Siung Lam, Junting Pan, Wanxi Peng, Meisam Tabatabaei, Mortaza Aghbashlo, “Use of hydrogen in dual-fuel diesel engines”, *Science Direct Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 98, Sep. 2023

<https://doi.org/10.1016/j.pecs.2023.101100>

**[16]** By IER. “EIA Expects Energy Demand to Increase Almost 50 Percent Worldwide by 2050”. [instituteforenergyresearch.org](https://www.instituteforenergyresearch.org). Accessed: Oct 19, 2024. [Online]. Available:

<https://www.instituteforenergyresearch.org/international-issues/eia-expects-energy-demand-to-increase-almost-50-percent-worldwide-by-2050/>

**[17]** Yunus A. Çengel, Michael A. Boles, *Θερμοδυναμική για Μηχανικούς*, 8<sup>η</sup> έκδοση, Παναγιώτης Τσιακάρης, Στέφανος Κατσαβούνης, Θεσσαλονίκη, Ελλάδα: Τζιόλα, 2019 (μετάφραση Αθανάσιος Ι. Μάργαρης, Δημήτριος Νίκ. Τερτίπης)

[18] Δημήτρης Α. Κουρεμένος, «Ψυκτικές μηχανές και εγκαταστάσεις», Ίδρυμα Ευγενίδου, Αθήνα, Ελλάδα, 2003

[https://www.eef.edu.gr/media/2401/e\\_h00044.pdf](https://www.eef.edu.gr/media/2401/e_h00044.pdf)

[19] Κωνσταντίνος – Στέφανος Παν. Νίκας, Ελένη Σπ. Παπάζογλου, *Αρχές της μετάδοσης θερμότητας για μηχανικούς συνοπτική θεωρεία & ασκήσεις Έκδοση 1<sup>η</sup>*, Αθήνα, Ελλάδα: Κωνσταντίνος – Στέφανος Παν. Νίκας, Ελένη Παπάζογλου, 2010

[20] Giancoli, *Φυσική για επιστήμονες & μηχανικούς Τόμος Α' 4<sup>η</sup> Έκδοση*, Κεχαγιάς Αλέξανδρος, Κωνσταντίνος Σφέτσος, Γιώργος Τσιπολίτης, Θεσσαλονίκη, Ελλάδα: Τζιόλα, 2019 (μετάφραση Μπόντζιος Γεώργιος)

[21] Αλευράς Πέτρος, «Έργο Δύναμης», Απρίλιος 2018

<https://blogs.sch.gr/petalevras/files/2018/04/%CE%95%CE%A1%CE%93%CE%9F-%CE%94%CE%A5%CE%9D%CE%91%CE%9C%CE%97%CE%A3-energeia.pdf?x91271>

[22] Γ. Μπαμπινιώτη, *Λεξικό για το σχολείο & το γραφείο 2<sup>ος</sup> τόμος Γ – Ι*, Αθήνα, Ελλάδα: Κέντρο λεξικολογίας, 2004, σελ. 451

[23] Καλογεράκης Κωνσταντίνος, «Μελέτη υβριδικού (Θερμο-φωτοβολταϊκού) Συστήματος για ψύξη κτιρίων με απορρόφηση με χρήση του λογισμικού TRNSYS», Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, Ελλάδα, 2009. [Online]. Available:

<https://dspace.lib.ntua.gr/xmlui/handle/123456789/2816>

[24] Γεωπονικό Πανεπιστήμιο Αθηνών, Φυσική σημειώσεις, [Online.], Available:

[https://www.aua.gr/fysiki/ekpaideysh\\_fysikh/shmeiwseis/karpusas/Thermo2.pdf](https://www.aua.gr/fysiki/ekpaideysh_fysikh/shmeiwseis/karpusas/Thermo2.pdf)

[25] Gordon W. F. Drake. “entropy”. Britannica.com. Accessed: Oct. 19, 2024. [Online.] Available:

<https://www.britannica.com/science/entropy-physics>

[26] Πανεπιστήμιο Δυτικής Αττικής. (2022). Σημειώσεις για το μάθημα της Θερμοδυναμικής ΙΙ. [Online]. Available: Σημειώσεις\_ΘΕΡΜ\_2.pdf

[27] Κατσαπρακάκης Δημήτριος, & Μονιάκης Μύρων (2015). *Ψύξη και συστήματα διανομής ψύξης*, Κεφάλαιο 8, Available:

<http://hdl.handle.net/11419/6166>

[28] University of Calgary. Coefficient of Performance. [Online]. Available:

[https://energyeducation.ca/encyclopedia/Coefficient\\_of\\_performance](https://energyeducation.ca/encyclopedia/Coefficient_of_performance)

[29] “Ammonia/Water Mixtures NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O h-ξ Diagram” thermofluidprop, Amberg, Germany. Accessed: Oct 20, 2024. [Online]. Available:

<https://thermofluidprop.com/en/diagrams-of-state/ammonia-water-mixtures-nh3-h2o>

[30] Εμμανουήλ Ρογδάκης, Νεόφυτος Κομνηνός, *Εφαρμοσμένη θερμοδυναμική μειγμάτων*, Αθήνα, Ελλάδα: Τζιόλα, 2020

[31] Πλατάνος Δημήτριος, «Παραμετρική ανάλυση ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών για διάφορα ψυκτικά μέσα», Πτυχιακή Εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών Τ.Ε., Ανώτατο Εκπαιδευτικό Ίδρυμα Πειραιά, Πειραιάς, Ελλάδα, 2016 [Online]. Available:

<http://okeanis.lib.puas.gr/xmlui/bitstream/handle/123456789/2806/%CE%A0%CE%91%CE%A1%CE%91%CE%9C%CE%95%CE%A4%CE%A1%CE%99%CE%9A%CE%97%20%CE%91%CE%9D%CE%91%CE%9B%CE%A5%CE%A3%CE%97%20%CE%A8%CE%A5%CE%9A%CE%A4%CE%99%CE%9A%CE%9F%CE%A5%20%CE%9A%CE%A5%CE%9A%CE%9B%CE%9F%CE%A5%20%CE%9C%CE%95%20%CE%A3%CE%A5%CE%9C%CE%A0%CE%99%CE%95%CE%A3%CE%97%20%CE%91%CE%A4%CE%9C%CE%A9%CE%9D%20%CE%93%CE%99%CE%91%20%CE%94%CE%99%CE%91%CE%A6%CE%9F%CE%A1%CE%91%20%CE%A8%CE%A5%CE%9A%CE%A4%CE%99%CE%9A%CE%91%20%CE%A1%CE%95%CE%A5%CE%A3%CE%A4%CE%91.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

[32] Australian Government. (2021, Oct. 3). *Ozone depleting substances*. [Online]. Available:

<https://www.dcceew.gov.au/environment/protection/ozone/ozone-science/ozone-depleting-substances>

[33] “Araner”. Dubai. United Arab Emirates. Accessed: Oct 19, 2024. [Online]. Available:

<https://www.araner.com/blog/refrigerants-used-in-industrial-refrigeration-plants>

[34] Rob Paredes, “A Guide to Industrial Refrigeration”, SafetyCulture, December 2023

[35], «Ψυκτικό υγρό R-290». esoldatos.gr. Accessed: Oct 19, 2024 [Online]. Available:

<https://esoldatos.gr/shop/refrigerant-gas-chemicals-oil/psiktika-igra/psiktiko-igro-r-290/>

[36] “Refrigerants R134a & HFO1234yf”, ΤΕΨΕ, Θεσσαλονίκη, Ελλάδα, 2010. Accessed: Oct 19, 2024 [Online]. Available:

<https://www.tepse.gr/A44CB8E5.en.aspx>

[37] «Προϊόντα, R744», Γενική Ψυκτική, Αθήνα, Ελλάδα, 2018. Accessed: Oct 20, 2024 [Online]. Available:

<https://www.general-refrigeration.gr/en/component/eshop/catalog/item/products/67-%09refrigerants/464-r744>

[38] “R-22 Refrigerant: What is R22 and Why is it Being Phased Out?”, Trane, USA, 2024 Accessed: Oct 20, 2024 [Online]. Available:

<https://www.trane.com/residential/en/resources/glossary/what-is-r22/>

[39] Thomas Makumbi, “Investigating the application of environment friendly solutions in refrigeration applications of Uganda” MSc. Sustainable Energy Eng., Univ. of Gävle, Gävle, Sweden, 2013 [Online]. Available:

<https://www.diva-portal.org/smash/get/diva2:658505/FULLTEXT01.pdf>

[40] «Προϊόντα, R600a», Γενική Ψυκτική, Αθήνα, Ελλάδα, 2018. Accessed: Oct 20, 2024 [Online]. Available:

<https://www.general-refrigeration.gr/en/component/eshop/catalog/item/products/67-%09refrigerants/462-r600a>

[41] “Freon 123 (R-123) Refrigerant, A Refrigerant for Efficient Cooling Large Buildings”, Freon. Accessed: Oct 20, 2024 [Online]. Available:

<https://www.freon.com/en/products/refrigerants/r123>

[42] “Freon 124 (R-124) Refrigerant, An R-114 Replacement Refrigerant for Centrifugal Chillers”, Freon. Accessed: Oct 20, 2024 [Online]. Available:

<https://www.freon.com/en/products/refrigerants/r124>

[43] Guillermo Restrepo, Monika Weckert, Rainer Brüggemann, Silke Gerstmann, Hartmut Frank, “Ranking of Refrigerants”, University of Pamplona, Pamplona, Colombia, Jan. 2008

[https://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home\\_10/recursos/genera/pag\\_contenido/articulos/06082010/art\\_guill\\_ranking\\_patterns.pdf](https://www.unipamplona.edu.co/unipamplona/portallG/home_10/recursos/genera/pag_contenido/articulos/06082010/art_guill_ranking_patterns.pdf)

[44] Shuhua Wang, Weidong, Yan Zhang, Lihong Su, Bo Yang, “A Breakthrough in the Industrialization of Manufacturing Technology for New Mainstream Low-GWP Refrigerants in China”, *Science Direct Engineering*, vol. 3, no. 3, pp 280, Jun. 2017,

<http://dx.doi.org/10.1016/J.ENG.2017.03.001>

[45] Hanyue Zhnang, Xi Pan, Jianye Chen, Junlong Xie, “Energy, exergy, economic and environmental analyses of a cascade absorption-compression refrigeration system using two-stage compression with complete intercooling”, *Science Direct Applied Thermal Engineering*, vol.225, May 2023,

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120185>

[46] Md Walid Faruque, Yasin Khan, Mahdi Hafiz Nabil, M Monjurul Ehsan, “Parametric analysis and optimization of a novel cascade compression-absorption refrigeration system integrated with a flash tank and a reheater”, *Science Direct Results in Engineering*, vol. 17, Mar. 2023,

<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2023.101008>

[47] Mert Sinan Turgut, Oguz Emrah Turgut, “Comparative investigation and multi objective design optimization of a cascaded vapor compression absorption refrigeration system operating with different refrigerants in the vapor compression cycle”, *Springer Link*, vol. 55, pp 467-488, Jul. 2018,

<https://doi.org/10.1007/s00231-018-2430-3>

[48] A.H. Mossafa, L Garousi Farshi, C.A. Infante Ferreira, M.A. Rosen, “Exergoeconomic and environmental analyses of CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems equipped with different types of flash tank intercoolers”, *Science Direct Energy Conversation and Management*, vol. 117, pp 442-453, Jun. 2016,

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2016.03.053>

[49] J V Herrera Romero, Darrio Colorado-Garrido, “Comparative Study of a Compression–Absorption Cascade System Operating with NH<sub>3</sub>-LiNO<sub>3</sub>, NH<sub>3</sub>-NaSCN, NH<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O, and R134a as Working Fluids”, *mdpi*, Jul. 2020,

<https://doi.org/10.3390/pr8070816>

[50] Εφημερίδα της Κυβερνήσεως της Ελληνικής Δημοκρατίας. (2017, Δεκέμβριος 22), *Νόμος υπ’ αριθμόν 4508, Αδειοδότηση διαστημικών δραστηριοτήτων - Καταχώριση στο Εθνικό Μητρώο Διαστημικών Αντικειμένων - Ίδρυση Ελληνικού Διαστημικού Οργανισμού και λοιπές διατάξεις*. [Online]. Available:

[https://ypen.gov.gr/wp-content/uploads/2020/11/%CE%A6%CE%95%CE%9A-%CE%91\\_200\\_2017.pdf](https://ypen.gov.gr/wp-content/uploads/2020/11/%CE%A6%CE%95%CE%9A-%CE%91_200_2017.pdf)

[51] TEI Κεντρικής Μακεδονίας. (2015). Αριθμητική Ανάλυση. [Online]. Available:

[http://eclass.opencourses.teicm.gr/eclass/modules/document/file.php/TMC107/%CE%91%CF%81%CE%B9%CE%B8%CE%BC%CE%B7%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%AE%20%CE%91%CE%BD%CE%AC%CE%BB%CF%85%CF%83%CE%B7\\_07.pdf](http://eclass.opencourses.teicm.gr/eclass/modules/document/file.php/TMC107/%CE%91%CF%81%CE%B9%CE%B8%CE%BC%CE%B7%CF%84%CE%B9%CE%BA%CE%AE%20%CE%91%CE%BD%CE%AC%CE%BB%CF%85%CF%83%CE%B7_07.pdf)

[52] Ronald Muhumuza, Paul Strachman. “Modeling, Implementation and Simulation of a Single Effect Absorption Chiller in MERIT”. Ph.D. Dissertation. Department of Mechanical Engineering. Univ. of Strathclyde, Glasgow, Scotland, 2010. [Online]. Available:

[https://www.researchgate.net/publication/267364154\\_Modelling\\_Implementation\\_and\\_Simulation\\_of\\_a\\_Single-Effect\\_Absorption\\_Chiller\\_in\\_MERIT/figures?lo=1](https://www.researchgate.net/publication/267364154_Modelling_Implementation_and_Simulation_of_a_Single-Effect_Absorption_Chiller_in_MERIT/figures?lo=1)

[53] Khelifa Salhi, Mourad Korichi, Khaled M. Ramadan, “Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression–absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy”, *Science Direct International Journal of Refrigeration*, vol. 94, pp 214-229, Oct. 2018

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.03.017>

[54] Yuhan Du, Chenchan Chi, Xiaopo Wang, “Energy, exergy, and economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration cycle using different working

fluids”, *Science Direct Energy and Saving*, vol. 3, no.2, pp 87-95, Jun. 2024

<https://doi.org/10.1016/j.enss.2024.02.003>

[55] Md Walid Faruque, Mohammed Raihan Uddin, Sayedus Salehin, Mohammad Monjurul Ehsan, “Comprehensive Thermodynamic Assessment of Cascade Refrigeration System Utilizing Low GWP Hydrocarbon Refrigerants”, *Science Direct International Journal of Thermofluids*, vol.15, Aug. 2022

<https://doi.org/10.1016/j.ijft.2022.100177>

[56] Αλέξης Σπυρίδων, «Ψυκτικά συστήματα απορρόφησης με χρήση μίγματος αμμωνίας-νιτρικού λιθίου», Διπλωματική Εργασία, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, Εθνικό Μετσόβιο Πολυτεχνείο, Αθήνα, Ελλάδα, 2016. [Online]. Available:

<https://core.ac.uk/download/pdf/81560402.pdf>