



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ  
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ  
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

Διπλωματική Εργασία

**ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ  
ΗΛΙΑΚΟΥ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ  
ΜΕ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ**

υπό  
**ΓΕΩΡΓΙΟΥ Δ. ΧΑΤΖΗΠΑΡΑΔΕΙΣΗ**

Υπεβλήθη για την εκπλήρωση μέρους των απαιτήσεων για την απόκτηση του  
Διπλώματος Μηχανολόγου Μηχανικού

Βόλος, Σεπτέμβριος 2022



© 2022 Γεώργιος Χατζηπαραδείσης

Η έγκριση της διπλωματικής εργασίας από το Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών της Πολυτεχνικής Σχολής του Πανεπιστημίου Θεσσαλίας δεν υποδηλώνει αποδοχή των απόψεων του συγγραφέα (Ν. 5343/32, αρ. 202, παρ. 2).

**Certified by the members of the Thesis Committee:**

1<sup>st</sup> member  
(Supervisor)      Dr. Dimitris Valougeorgis  
Professor in the Department of Mechanical Engineering  
University of Thessaly

2<sup>nd</sup> member      Dr. Vasilis Bontozoglou  
Professor in the Department of Mechanical Engineering  
University of Thessaly

3<sup>rd</sup> member      Dr. Nikolaos Pelekasis  
Professor in the Department of Mechanical Engineering  
University of Thessaly

## **Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής:**

Πρώτος Εξεταστής (Επιβλέπων) Δρ. Δημήτριος Βαλουγεώργης  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής Δρ. Βασίλειος Μποντόζογλου  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής Δρ. Νικόλαος Πελεκάσης  
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών,  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας



## Πρόλογος

Αρχικά, θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας, καθηγητή κ. Δημήτρη Βαλουγεώργη, πρωτίστως για τις γνώσεις που αποκόμισα στα μαθήματα των Αριθμητικών Μεθόδων και των Εφαρμογών Μετάδοσης Θερμότητας, οι οποίες έπαιξαν καθοριστικό ρόλο για την περάτωση της παρούσας εργασίας, και κατόπιν για την άψογη συνεργασία που είχαμε κατά την διάρκεια εκπόνησης της εργασίας.

Επίσης, ευχαριστώ τους καθηγητές κ. Βασίλη Μποντόζογλου και κ. Νίκο Πελεκάση, για την αποδοχή συμμετοχής στην τριμελή εξεταστική επιτροπή και για τον χρόνο που διέθεσαν για να αναγνώσουν την εργασία μου. Είμαι ευγνώμων στον υποψήφιο διδάκτορα Θανάση Μπασδάνη, για το ενδιαφέρον και τον χρόνο που διέθεσε για την επίλυση των προβλημάτων που προέκυψαν στην εκπόνηση της εργασίας. Θα ήθελα να εκφράσω ένα μεγάλο ευχαριστώ στην Δρ. Αλκμήνη Λύτρα, για το ειλικρινές ενδιαφέρον που έδειξε κατά την διάρκεια των σπουδών μου και για την βοήθεια και την στήριξή της, όποτε αυτή χρειάστηκε.

Ακόμη, θα ήθελα να ευχαριστήσω τους φίλους που μου συμπαραστάθηκαν στα δύο τελευταία έτη των σπουδών μου, και ιδιαίτερα τον Δημήτρη για τις συζητήσεις που είχαμε, και την Ο. για την στήριξη και την κατανόηση. Τέλος, ευχαριστώ μέσα απ' την καρδιά μου την οικογένεια μου, η οποία με στηρίζει ολόψυχα σε κάθε βήμα της ζωής μου.

Η παρούσα διπλωματική εργασία είναι αφιερωμένη στους γονείς μου, Δημήτρη και Γεωργία, στους οποίους οφείλω μεν το «ζήν», μα πολύ περισσότερο το «εὖ ζῆν».

Γεώργιος Χατζηπαραδείσης

# PARAMETERIZATION AND OPTIMIZATION OF A SOLAR THERMAL DRIVEN ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM

Giorgos Chatziparadeisis

University of Thessaly, Department of Mechanical Engineering, 2022

Supervisor: Dr. Dimitris Valougeorgis, Professor of Analytical and Computational Methods in Medium Scale Flow and Transport Phenomena

## Abstract

Although adsorption refrigeration technology is known for more than one-hundred years, it was forgotten for many decades. However, in the last three decades, with the need of new sustainable technologies due to climate change, there is a strong refresh interest in adsorption refrigeration systems, since they can utilize low-grade solar heat, they have a long-life span and they may be environmentally and human friendly.

Despite their many advantages, adsorption chillers have not been yet widely commercialized, mainly because of their low efficiency, high initial cost, and low power-to-mass ratio. To overcome these problems, research work is performed in order to find ways to improve their efficiency. Two of these upgrading technologies, namely the heat recovery and the mass recovery schemes are analyzed in the present diploma thesis.

The heat recovery scheme is utilizing the energy stored in the chiller, which would normally be wasted, and extra energy would be consumed in order to dissipate it. By employing the heat recovery scheme, a certain amount of input energy is saved, improving significantly the overall performance of the chiller. In the mass recovery scheme, the pressure difference between the sorption beds is utilized in order to increase the quantity of refrigerant circulated between the beds. As the quantity of refrigerant is increased, the amount of heat removed from the chilled water is enlarged, and thus the cooling capacity of the chiller is also increased. In the present study, the above two methodologies upgrading the typical refrigeration adsorption cycle are presented in detail and the behavior of the chillers (before and after the use of these technologies) is analyzed. Then, some useful concluding remarks about the operation conditions of the whole system are deduced.



# ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΠΟΙΗΣΗ ΚΑΙ ΒΕΛΤΙΣΤΟΠΟΙΗΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΘΕΡΜΙΚΟΥ ΣΥΣΤΗΜΑΤΟΣ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

Γεώργιος Χατζηπαραδείσης  
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2022

Επιβλέπων Καθηγητής: Δρ. Δημήτριος Βαλουγεώργης, Καθηγητής Αναλυτικών και  
Υπολογιστικών Μεθόδων Μεσοκλίμακας σε Φαινόμενα Ροής και Μεταφοράς

## Περίληψη

Τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση αποτελούν μια εναλλακτική τεχνολογία ψύξης που, παρ' όλο που υπάρχει εδώ και πάνω από έναν αιώνα, είχε παραγκωνιστεί για πολλές δεκαετίες, καθώς υστερούσε των συμβατικών ψυκτικών συστημάτων. Τις τελευταίες τρεις δεκαετίες, όπου η κλιματική αλλαγή επιτάσσει την αναζήτηση βιώσιμων τεχνολογιών, το ενδιαφέρον για αυτά τα συστήματα επανήλθε, καθώς είναι φιλικά προς το περιβάλλον και τον άνθρωπο, τροφοδοτούνται από ηλιακή ενέργεια και έχουν μεγάλη διάρκεια ζωής.

Παρ' όλα τα πλεονεκτήματά τους, οι ψύκτες προσρόφησης δεν έχουν καταφέρει ακόμα να γίνουν ευρέως διαθέσιμοι στο εμπόριο, κυρίως λόγω των χαμηλών αποδόσεων που παρουσιάζουν, του υψηλού κόστους προμήθειας και του χαμηλού λόγου ισχύος-μεγέθους. Για τον λόγο αυτό, γίνονται έρευνες για την αναζήτηση και εφαρμογή ποικίλων μεθόδων βελτιστοποίησης των αυτών συστημάτων, δύο από τις οποίες παρουσιάζονται και αναλύονται στην παρούσα εργασία: η τεχνολογία ανάκτησης θερμότητας και η τεχνολογία ανάκτησης μάζας.

Η τεχνολογία ανάκτησης θερμότητας εκμεταλλεύεται την συσσωρευμένη θερμότητα στα μέρη του ψύκτη, η οποία στην συμβατική λειτουργία όχι μόνο αφήνεται ανεκμετάλλευτη, αλλά σπαταλάται και επιπλέον ενέργεια για την απομάκρυνση της. Με την εφαρμογή της μεθόδου ανάκτησης θερμότητας, εξοικονομούνται σημαντικά ποσά ενέργειας εισόδου τα οποία βελτιώνουν την συνολική συμπεριφορά του ψύκτη.

Στην τεχνολογία ανάκτηση μάζας, η διαφορά πίεσης μεταξύ των θαλάμων ρόφησης του ψύκτη χρησιμοποιείται για την αύξηση της κυκλοφορίας του ψυκτικού μέσου μεταξύ των θαλάμων. Όσο μεγαλύτερη ποσότητα ψυκτικού κυκλοφορεί εντός του ψύκτη, τόσο περισσότερη θερμότητα απάγεται από το ψυχόμενο νερό, και εν τέλει τόσο περισσότερο αυξάνεται η ψυκτική ισχύς του συστήματος.

Στην παρούσα εργασία, οι παραπάνω τεχνολογίες βελτιστοποίησης των ψυκτών προσρόφησης παρουσιάζονται εκτενώς και αναλύεται η συμπεριφορά των ψυκτών πριν και μετά την εφαρμογή τους, από την οποία ανάλυση προκύπτουν αρκετά χρήσιμα συμπεράσματα.



## Πίνακας Περιεχομένων

Κατάλογος Σχημάτων .....	xi
Κατάλογος Πινάκων .....	xiv
Κατάλογος Εικόνων .....	xv
Κεφάλαιο 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ .....	1
1.1 Ιστορική αναδρομή .....	1
1.2 Σκοπός της εργασίας .....	3
1.3 Δομή της εργασίας .....	3
Κεφάλαιο 2: ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ.....	5
2.1 Συμβατική ψύξη .....	5
2.2 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης .....	6
2.2.1 Ηλεκτροκίνητα συστήματα .....	6
2.2.2 Θερμοκίνητα συστήματα .....	7
2.3 Ηλιακή ψύξη με προσρόφηση.....	11
2.3.1 Ιστορική αναδρομή .....	11
2.3.2 Ηλιακοί συλλέκτες .....	11
2.3.3 Εργαζόμενα ζεύγη .....	15
2.3.4 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης.....	16
2.4.5 Ψύκτης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης .....	18
2.4.6 Εφαρμογές.....	20
Κεφάλαιο 3: ΗΛΙΑΚΟ ΘΕΡΜΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ .....	25
3.1 Μοντελοποίηση ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης .....	25
3.1.1 Διεργασίες προσρόφησης/εκρόφησης.....	26
3.1.2 Ισοζύγια ενέργειας και μάζας.....	27
3.2 Σύνδεση ψύκτη με το ΗΘΣ .....	33
3.3 Πλεονεκτήματα & μειονεκτήματα .....	36
3.4 Τεχνικές βελτίωσης των ψυκτών προσρόφησης .....	38
3.4.1 Ανάκτηση θερμότητας .....	38
3.4.2 Ανάκτηση μάζας .....	39
3.4.3 Πολλαπλοί θάλαμοι ρόφησης .....	41
3.4.4 Πολλαπλές βαθμίδες ρόφησης .....	42

3.4.5 Σύνδεση ψυκτών σε σειρά (Cascading) .....	46
Κεφάλαιο 4: ΨΥΚΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ.....	49
4.1 Σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού .....	49
4.1.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου.....	49
4.1.2 Μοντελοποίηση ψύκτη.....	50
4.1.3 Επικύρωση του μοντέλου.....	58
4.2 Παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας.....	61
4.2.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου.....	61
4.2.2 Πειραματικά αποτελέσματα .....	62
4.3 Σύγκριση των δύο σχημάτων ανάκτησης θερμότητας.....	64
Κεφάλαιο 5: ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ	67
5.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου.....	67
5.2 Μοντελοποίηση ψύκτη.....	70
5.3 Αποτελέσματα υπολογιστικής επίλυσης.....	73
5.4 Πειραματικά αποτελέσματα.....	77
Κεφάλαιο 6: ΣΥΝΟΨΗ.....	83
6.1 Συγκέντρωση των αποτελεσμάτων .....	83
6.2 Συμπεράσματα .....	84
Βιβλιογραφία.....	87

## Κατάλογος Σχημάτων

Σχήμα 1.1: Παγκόσμια παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά καύσιμο (2021). [8].....	2
Σχήμα 1.2: Σκαρίφημα του συστήματος ψύξης που εφηύρε ο Jacob Perkins. [11] .....	4
Σχήμα 2.1: Διάγραμμα T-s του ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών. [12] .....	5
Σχήμα 2.2: Τυπική διάταξη συστήματος ψύξης που λειτουργεί με τον συμβατικό κύκλο συμπίεσης ατμών. [12].....	6
Σχήμα 2.3: Διάκριση μεταξύ προσρόφησης και απορρόφησης. [13] .....	8
Σχήμα 2.4: Μεταφορά μάζας & θερμότητας κατά τις διεργασίες προσρόφησης, απορρόφησης και εκρόφησης. [13] .....	9
Σχήμα 2.5: Διάταξη συστήματος ψύξης με απορρόφηση. [12] .....	10
Σχήμα 2.6: Συλλογή ακτινοβολίας από CPC σε διάφορες γωνίες πρόσπτωσης. [21] .....	13
Σχήμα 2.7: Συγκέντρωση της κάθετης ακτινοβολίας σε PTC. [23] .....	14
Σχήμα 2.8: Διάγραμμα Clapeyron του ψυκτικού κύκλου προσρόφησης. [17].....	17
Σχήμα 2.9: Διάταξη ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [13]	18
Σχήμα 2.10: Οι 4 φάσεις ενός ψύκτη μιας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια ενός πλήρη κύκλου. [13].....	19
Σχήμα 3.1: Μεταβλητές μοντελοποίησης του ψύκτη μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [13].....	25
Σχήμα 3.2: Διακύμανση της περιεκτικότητας νερού στο silica gel των θαλάμων ρόφησης στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13] .....	31
Σχήμα 3.3: Διακύμανση των θερμοκρασιών των θαλάμων ρόφησης, του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13] .....	32
Σχήμα 3.4: Διακύμανση των θερμοκρασιών των ρευμάτων εξόδου στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13] .....	32
Σχήμα 3.5: Διάταξη ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης με ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [32].....	33
Σχήμα 3.6: Διακύμανση ηλιακής ακτινοβολίας και θερμοκρασίας περιβάλλοντος κατά την διάρκεια μίας ημέρας του Ιουλίου στην Αθήνα. [32].....	35
Σχήμα 3.7: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος κατά την διάρκεια μίας ημέρας. [15].....	35
Σχήμα 3.8: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς κατά την διάρκεια μιας ημέρας. [15].....	36
Σχήμα 3.9: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας και της ψυκτικής ισχύος κατά την διάρκεια μίας ημέρας. [13] .....	37
Σχήμα 3.10: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς των ψυκτών προσρόφησης και απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης. [13] .....	37
Σχήμα 3.11: Σχήματα ανάκτησης θερμότητας σε σύγκριση με τον συμβατικό κύκλο ψύξης με προσρόφηση. [36] .....	39
Σχήμα 3.12: Διάταξη ψυκτικού συστήματος προσρόφησης με ανάκτηση μάζας. [39]....	40
Σχήμα 3.13: Διάγραμμα Dühring ψυκτικού κύκλου προσρόφησης με και χωρίς λειτουργία ανάκτησης μάζας. [39].....	40
Σχήμα 3.14: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας - τριών θαλάμων ρόφησης. [13].....	41

Σχήμα 3.15: Διακυμάνσεις της ψυκτικής ισχύος σε ψύκτη με λειτουργίες 2 και 4 κλινών. [40].....	42
Σχήμα 3.16: Διάταξη ψύκτη δύο βαθμίδων - τεσσάρων θαλάμων ρόφησης. [41].....	43
Σχήμα 3.17: Διάγραμμα Dühring του ψύκτη δύο βαθμίδων - τεσσάρων θαλάμων ρόφησης. [41].....	44
Σχήμα 3.18: Διάταξη ψύκτη τριών βαθμίδων – έξι θαλάμων ρόφησης. [42].....	45
Σχήμα 3.19: Διάγραμμα PTX ψύκτη τριών βαθμίδων - έξι θαλάμων ρόφησης. [42].....	45
Σχήμα 3.20: Ψυκτική διάταξη με θαλάμους συνδεδεμένους σε σειρά και με λειτουργία ανάκτησης μάζας. [44].....	47
Σχήμα 4.1: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης με δυνατότητα λειτουργίας ανάκτησης θερμότητας. [36].....	49
Σχήμα 4.2: Σύγκριση των θερμοκρασιακών προφίλ των νερών εξόδου των ΘΡ των δύο μοντέλων με πειραματικά αποτελέσματα. [34].....	59
Σχήμα 4.3: Σύγκριση των θερμοκρασιακών προφίλ των νερών εξόδου του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή των δύο μοντέλων με πειραματικά αποτελέσματα. [34].....	60
Σχήμα 4.4: Επίδραση των θερμοκρασιών εισόδου νερού θέρμανσης και ψυχόμενου νερού στον COP και την ψυκτική ισχύ. [34].....	61
Σχήμα 4.5: Θερμοκρασίες των ρευμάτων εξόδου με και χωρίς εφαρμογή του παθητικού σχήματος ανάκτησης θερμότητας. [35].....	63
Σχήμα 4.6: Σύγκριση των COP και SCP με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας σε διάφορους χρονικούς κύκλους. [35].....	64
Σχήμα 4.7: Σύγκριση θερμοκρασιών εξόδου του νερού θέρμανσης μεταξύ των σχημάτων ανάκτησης θερμότητας και του συμβατικού κύκλου προσρόφησης. [36].....	65
Σχήμα 5.1: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης με λειτουργία ανάκτησης μάζας σε 3 φάσεις: α) προσρόφηση/εκρόφηση (φάση D), b) ανάκτηση μάζας (φάση MR1) και c) προθέρμανση/πρόψυξη (φάση A). [38].....	67
Σχήμα 5.2: Διάγραμμα Dühring του κύκλου προσρόφησης με ανάκτηση μάζας για τον ΘΡ1. [37].....	69
Σχήμα 5.3: Υπολογιστική σύγκριση της μεταβολής της ψυκτικής ισχύος ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [37].....	74
Σχήμα 5.4: Βελτίωση της κυκλοφορίας ψυκτικού μέσου στα σχήματα ανάκτησης μάζας με και χωρίς θέρμανση/ψύξη των θαλάμων σε σχέση με τον συμβατικό κύκλο προσρόφησης. [37].....	75
Σχήμα 5.5: Υπολογιστική σύγκριση της μεταβολής του COP ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [37].....	75
Σχήμα 5.6: Σύγκριση της θερμοκρασίας εξόδου ψυχόμενου νερού συναρτήσει της μαζικής παροχής στα σχήματα ανάκτησης μάζας. [37].....	76
Σχήμα 5.7: Συνολική βελτίωση των δεικτών απόδοσης του ψύκτη με ανάκτηση μάζας συγκριτικά με τον συμβατικό ψύκτη μίας βαθμίδας. [37].....	77
Σχήμα 5.8: Πειραματική σύγκριση της μεταβολής της ειδικής ψυκτικής ισχύος ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [38].....	78

Σχήμα 5.9: Πειραματική σύγκριση της μεταβολής του COP ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [38] .....	79
Σχήμα 5.10: Πειραματικό διάγραμμα Dühring για τον συμβατικό κύκλο και τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [38].....	80
Σχήμα 5.11: Θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού σε σχέση με την θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης. [38].....	80
Σχήμα 5.12: Επίδραση του χρόνου ανάκτησης μάζας στον COP και την ψυκτική ισχύ. [38].....	81

## Κατάλογος Πινάκων

Πίνακας 2.1: Χαρακτηριστικά ηλιακών συλλεκτών. [5] [24] .....	15
Πίνακας 2.2: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. ....	20
Πίνακας 3.1: Χαρακτηριστικές τιμές των μεγεθών του ψύκτη. [13].....	30
Πίνακας 3.2: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων στους εναλλάκτες θερμότητας. [13] .....	31
Πίνακας 3.3: Διεργασίες των θαλάμων ρόφησης σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας ψύκτη μίας βαθμίδας - τριών θαλάμων ρόφησης. [13].....	42
Πίνακας 4.1: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στα δύο σχήματα ανάκτησης θερμότητας. [36] .....	60
Πίνακας 4.2: Κατευθύνσεις των ρευμάτων νερού με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας. [36].....	63
Πίνακας 5.1: Διεργασίες των θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου προσρόφησης με ανάκτηση μάζας.....	69
Πίνακας 5.2: Χαρακτηριστικά του ψύκτη στο μοντέλο ανάκτησης μάζας. [37].....	73
Πίνακας 5.3: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στην προσομοίωση για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [37].....	74
Πίνακας 5.4: Μαζική παροχή ψυχόμενου νερού και δείκτες απόδοσης για παραγωγή ψυχόμενου νερού 7°C στα σχήματα μίας βαθμίδας και ανάκτησης μάζας. [37] .....	76
Πίνακας 5.5: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στην πειραματική διάταξη για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [38].....	77



## Κατάλογος Εικόνων

Εικόνα 2.1: Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC). [18] .....	12
Εικόνα 2.2: Ηλιακοί συλλέκτες κενού (ETC). [19].....	12
Εικόνα 2.3: Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC) με φωτοβολταϊκό δέκτη. [20] .....	13
Εικόνα 2.4: Συγκεντρωτικοί παραβολικοί συλλέκτες (PTC). [22].....	14
Εικόνα 2.5: Εναλλάκτης θερμότητας αυλών - πτερυγίων επικαλυμμένος με silica gel. [27].....	18
Εικόνα 2.6: Ηλιακός σταθμός "ΦΩΤΟΝΙΟ". [14].....	21
Εικόνα 2.7: Ψύκτες προσρόφησης του ηλιακού σταθμού "ΦΩΤΟΝΙΟ": 1: ΘΡ1, 2: ΘΡ2, 3: Συμπυκνωτής, 4: Ατμοποιητής. [14] .....	22
Εικόνα 2.8: Ψύκτης προσρόφησης στο Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο του Freiburg. [30] .....	22
Εικόνα 2.9: Συλλέκτες κενού στο Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο του Freiburg. [30] .....	23
Εικόνα 3.1: Ψύκτης τριών βαθμίδων – έξι θαλάμων ρόφησης. [43] .....	46



# Κεφάλαιο 1: ΕΙΣΑΓΩΓΗ

## 1.1 Ιστορική αναδρομή

Από την αρχαιότητα έως και σήμερα, η ψύξη κατέχει σημαντικό ρόλο στην καθημερινότητα του ανθρώπου σε τομείς όπως η επίτευξη των συνθηκών θερμικής άνεσης και η συντήρηση τροφίμων και ποτών. Ήδη από το 1000 π.Χ. οι Κινέζοι χρησιμοποιούσαν χιόνι ή φυσικό πάγο για την συντήρηση κρασιού σε κελάρια, ενώ στην αρχαία Αίγυπτο χρησιμοποιούσαν πορώδη σκεύη για την αποθήκευση υγρών, όπου κατά τις ξηρές νύχτες, υγρό εξατμιζόταν μέσω των πόρων και κατά συνέπεια ψυχόταν [1]. Όσον αφορά την ψύξη χώρων, υπήρχαν οι λεγόμενες «ανεμοπαγίδες», αρχικά στην Αίγυπτο (1300 π.Χ.) και στην συνέχεια στην Μέση Ανατολή, οι οποίες ήταν διαφόρων μορφών οπές στα κτίσματα που συντελούσαν στην εισαγωγή φρέσκου αέρα με φυσική ή εξαναγκασμένη συναγωγή. Επιπλέον, οι αρχαίοι Αιγύπτιοι κρεμούσαν βρεγμένες ψάθες από καλάμια στα παράθυρα ώστε το εξατμιζόμενο νερό να δροσίζει τον εισερχόμενο αέρα, ενώ στην αρχαία Ρώμη διοχέτευαν το νερό των υδραγωγείων σε αγωγούς που βρίσκονταν στο εσωτερικό των τοίχων ώστε να ψύχονται οι χώροι κατά τους θερινούς μήνες [2].

Μέχρι και τον 18<sup>ο</sup> αιώνα, η ψύξη τόσο των τροφίμων όσο και των χώρων γινόταν σχεδόν αποκλειστικά με απλές φυσικές μεθόδους. Το πρώτο σύστημα ψύξης με την μορφή που γνωρίζουμε σήμερα εφευρέθηκε το 1834 στο Λονδίνο από τον Αμερικανό Jacob Perkins (σχ. 1.2). Το εν λόγω σύστημα είχε χειροκίνητο συμπιεστή και υδρόψυκτο συμπυκνωτή, χρησιμοποιούσε αιθέρα σαν ψυκτικό μέσο και παρήγαγε μικρές ποσότητες πάγου. Παρ' όλο που δεν έχαιρε της ανάλογης αναγνώρισης στην Μεγάλη Βρετανία, σχεδόν όλα τα σύγχρονα συστήματα ψύξης (ψυγεία, κλιματιστικά, αντλίες θερμότητας, κ.τ.λ.) βασίζονται στον παραπάνω ψυκτικό κύκλο, τον κλειστό κύκλο συμπίεσης ατμών. Με την πάροδο του χρόνου, τα συστήματα ψύξης εξελίσσονταν ολοένα και περισσότερο: η συμπίεση τροφοδοτούνταν αρχικά από ατμομηχανές και στην συνέχεια με ηλεκτρικό ρεύμα, δοκιμάστηκαν διάφορα ψυκτικά μέσα, ενσωματώθηκε ο αυτόματος έλεγχος στην λειτουργία των συστημάτων ψύξης, το κόστος και το μέγεθος των συσκευών μειώθηκαν και οι αποδόσεις αυξήθηκαν. Όλα τα παραπάνω συντέλεσαν στην ευρεία χρήση της μηχανικής ψύξης, αρχικά στην βιομηχανία, στην συνέχεια σε καταστήματα και εν τέλει στα νοικοκυριά [3].

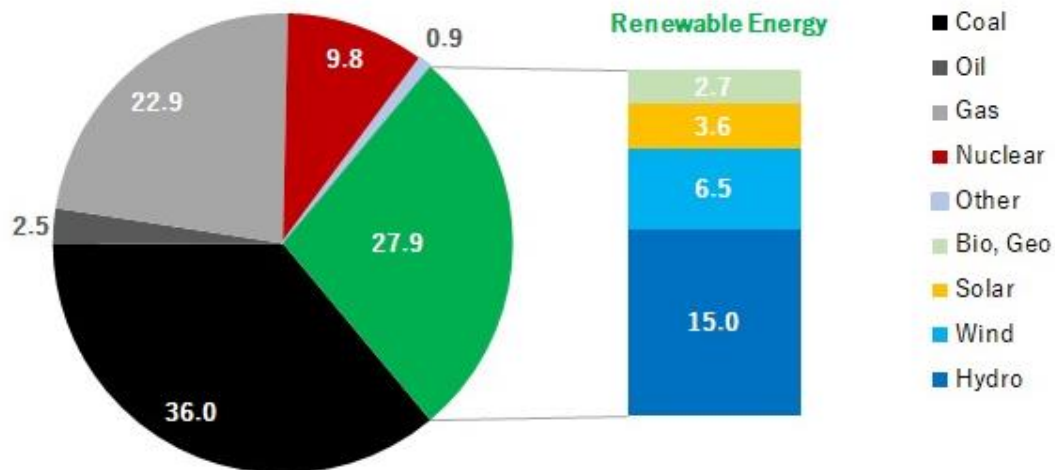
Σήμερα η συντριπτική πλειοψηφία των συσκευών ψύξης λειτουργούν με μηχανικό συμπιεστή ο οποίος καταναλώνει ηλεκτρικό ρεύμα. Πιο συγκεκριμένα, περίπου το 20% της ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως αφορά φορτία ψύξης και κλιματισμού, ενώ η παγκόσμια ζήτηση για εφαρμογές ψύξης μπορεί και να υπερδιπλασιαστεί μέχρι το 2050 [4]. Όμως, περισσότερο από το 62% της ηλεκτρικής ενέργειας παράγεται από την καύση ορυκτών πόρων (σχ. 1.1), γεγονός που επιφέρει αρκετά και σημαντικά προβλήματα:

1. Ένα αρκετά σημαντικό μέρος των εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα (CO<sub>2</sub>) προέρχεται από την καύση ορυκτών καυσίμων. Το CO<sub>2</sub> αποτελεί το σημαντικότερο

από τα αέρια του θερμοκηπίου (GHGs: Greenhouse Gases), καθώς ευθύνεται περίπου κατά 2/3 για την υπερθέρμανση του πλανήτη [5], με το 7.8% των GHGs να προέρχεται από τον τομέα της ψύξης [4].

2. Τα αποθέματα των ορυκτών καυσίμων είναι περιορισμένα και σχετικά σύντομα θα εξαντληθούν: λαμβάνοντας υπ' όψιν τα τωρινά αποθέματα και τον ρυθμό εξόρυξής τους (2020), η διαθεσιμότητα του πετρελαίου υπολογίζεται στα 53.5 έτη, του φυσικού αερίου στα 48.8 έτη ενώ ο άνθρακας θα είναι διαθέσιμος για ακόμα 139 έτη [6].
3. Επιπλέον, όσο μειώνεται η ποσότητα των διαθέσιμων ορυκτών αποθεμάτων, θα αυξάνεται και η τιμή τους, άρα θα αυξάνεται και η τιμή του ρεύματος, ειδικά σε χώρες που η συνεισφορά των ανανεώσιμων πηγών ενέργειας (ΑΠΕ) στην παραγωγή ηλεκτρικού ρεύματος είναι μικρή.
4. Εκτός από το CO<sub>2</sub>, η καύση ορυκτών καυσίμων εκπέμπει και άλλες βλαβερές ουσίες, όπως οξείδια του αζώτου (NO<sub>x</sub>), διοξείδιο του θείου (SO<sub>2</sub>) και μικροσωματίδια PM<sub>10</sub>, οι οποίες ευθύνονται για ποικιλία προβλημάτων τόσο στον άνθρωπο (αναπνευστικά προβλήματα, αλλεργίες, κ.ά.) όσο και στο περιβάλλον (όξινη βροχή, φωτοχημικό νέφος, κ.ά.) [7].

**Total: 28,466 TWh**



*Σχήμα 1.1: Παγκόσμια παραγόμενη ηλεκτρική ενέργεια ανά καύσιμο (2021). [8]*

Επίσης, εκτός από τα παραπάνω προβλήματα που προκύπτουν από την καύση ορυκτών για την παραγωγή ηλεκτρικής ενέργειας, προβλήματα δημιουργούνται και από τα ψυκτικά μέσα που χρησιμοποιούνται στην συμβατική ψύξη: από τα πιο διαδεδομένα ψυκτικά που χρησιμοποιήθηκαν στην ψύξη με συμπίεση ατμών ήταν οι χλωροφθοράνθρακες (CFCs) και οι υδροχλωροφθοράνθρακες (HCFCs), οι οποίοι, απελευθερωμένοι στην ατμόσφαιρα, είναι οι βασικοί υπεύθυνοι για την διάνοξη και διεύρυνση της τρύπας του όζοντος και γι' αυτό απαγορεύτηκε η παραγωγή τους από τα έτη 1996 και 2030 αντίστοιχα [1]. Για να αντικατασταθούν τα παραπάνω ψυκτικά, αναπτύχθηκαν οι υδροφθοράνθρακες (HFCs), οι

οποίοι παρ' όλο που δεν επηρεάζουν την τρύπα του όζοντος, έχουν σημαντικό αντίκτυπο στο φαινόμενο του θερμοκηπίου, με περίπου 3000 φορές μεγαλύτερο δυναμικό θέρμανσης του πλανήτη (GWP: Global Warming Potential) από το CO<sub>2</sub> [9].

Για όλους τους παραπάνω λόγους, είναι σημαντικό να στραφούμε σε εναλλακτικές τεχνολογίες ψύξης, οι οποίες είναι βιώσιμες και μπορούν να εξαλείψουν αρκετά ή και όλα τα προβλήματα της συμβατικής ψύξης. Και μια τέτοια τεχνολογία είναι τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση, με τα οποία θα ασχοληθούμε στην παρούσα εργασία.

## 1.2 Σκοπός της εργασίας

Η ενέργεια με την οποία τροφοδοτούνται τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση δίνεται από ζεστό νερό το οποίο, στην περίπτωσή μας, προέρχεται από ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες. Η χρήση της ηλιακής ενέργειας για παραγωγή ψύξης είναι η πιο ελπιδοφόρα λύση για δύο λόγους: είναι άφθονη και αέναη. Πιο συγκεκριμένα, η ηλιακή ενέργεια που φτάνει στην ατμόσφαιρα της γης σε διάστημα μίας ώρας, μπορεί να καλύψει τις ανθρώπινες ενεργειακές ανάγκες για έναν χρόνο, ενώ ο ήλιος θα συνεχίσει να μας παρέχει αυτή την ενέργεια για περίπου 5,000,000,000 χρόνια ακόμη [10], καθιστώντας τα συστήματα που τροφοδοτούνται από αυτήν πλήρως ανεξάρτητα.

Εκτός όμως από τα πλεονεκτήματα που έχει εν γένει η ηλιακή ενέργεια, τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση παρουσιάζουν κάποια επιπλέον θετικά χαρακτηριστικά:

- χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα ακίνδυνα για την τρύπα του όζοντος και με χαμηλό GWP
- κατά την λειτουργία τους παρουσιάζουν μηδενικές εκπομπές CO<sub>2</sub> και λοιπών αερίων του θερμοκηπίου
- το κόστος λειτουργίας τους είναι μηδαμινό, καθώς σχεδόν όλη η ενέργεια παρέχεται δωρεάν από τον ήλιο.

Όμως, παρ' όλα τα προτερήματά τους, τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση παρουσιάζουν χαμηλές αποδόσεις, έχουν μεγάλο κόστος προμήθειας και είναι ογκώδεις κατασκευές. Σκοπός της παρούσας εργασίας είναι να εξετάσουμε κάποιες από τις μεθόδους βελτίωσης της απόδοσης αυτών των συστημάτων, ώστε να γίνουν ανταγωνιστικότερα ως προς τα αντίστοιχα της συμβατικής ψύξης και να διευρυνθεί η χρήση τους, βοηθώντας έτσι το περιβάλλον και κατ' επέκταση τον άνθρωπο.

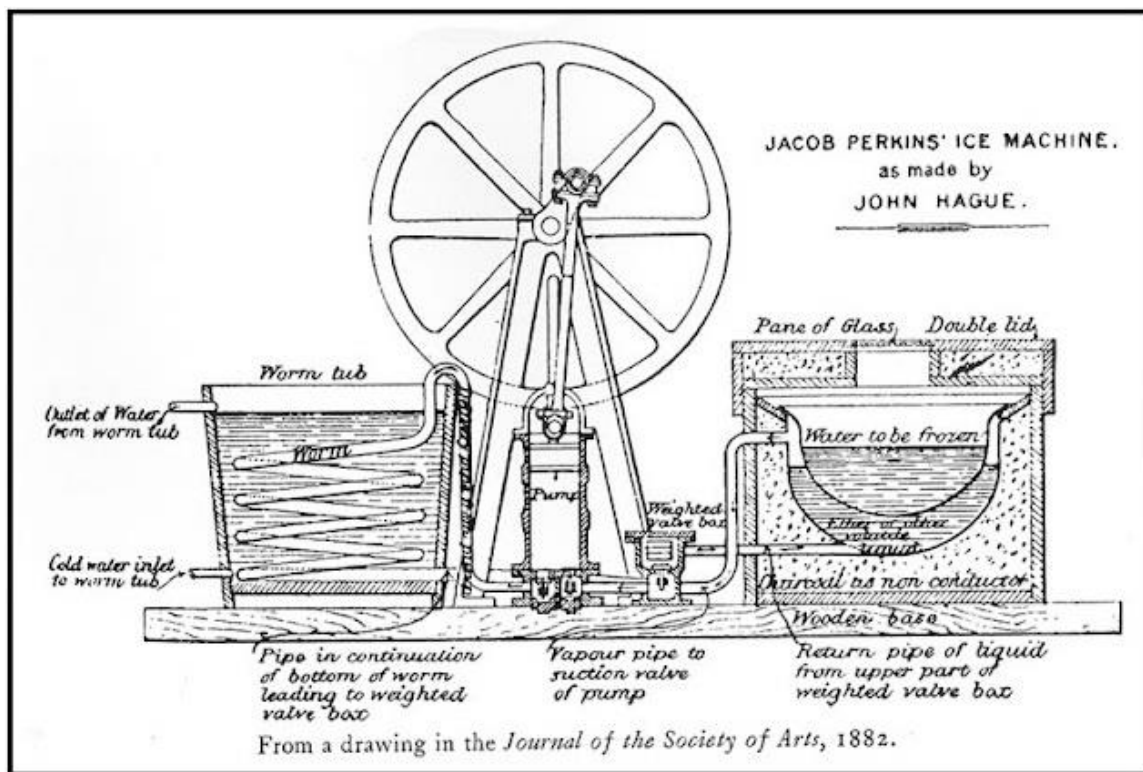
## 1.3 Δομή της εργασίας

Η παρούσα εργασία χωρίζεται σε 6 κεφάλαια. Το 1<sup>ο</sup> κεφάλαιο έχει ως σκοπό να αντιληφθεί ο αναγνώστης την σημαντικότητα της ψύξης στον άνθρωπο κατά την διάρκεια της μέχρι τώρα ύπαρξής του και να ενστερνιστεί την ανάγκη να μεταβούμε από την «προβληματική» συμβατική ψύξη σε εναλλακτικές βιώσιμες τεχνολογίες.

Στο 2<sup>ο</sup> κεφάλαιο αναλύεται η τεχνολογία της ψύξης με συμπίεση ατμών, παρουσιάζονται εναλλακτικές τεχνολογίες ηλιακής ψύξης και γίνεται μια εισαγωγή στα

ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης με ψύκτες προσρόφησης και σε έννοιες απαραίτητες για την κατανόηση τις λειτουργίας τους. Στο 3<sup>ο</sup> κεφάλαιο γίνεται εμβάθυνση στον ψύκτη μιας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, παρουσιάζοντας τα διαφορικά ισοζύγια που διέπουν την λειτουργία του και τις παραμέτρους αξιολόγησής του. Επίσης, αναφέρονται πλεονεκτήματα & μειονεκτήματα αυτών των συστημάτων, καθώς και αρκετές τεχνικές βελτίωσης τους.

Στα κεφάλαια 4 και 5 γίνεται λεπτομερής ανάλυση και μοντελοποίηση των ψυκτών προσρόφησης οι οποίοι εφαρμόζουν τις τεχνικές ανάκτησης θερμότητας & μάζας αντίστοιχα. Τέλος, στο κεφάλαιο 6 συγκεντρώνονται αποτελέσματα και συμπεράσματα από τα κεφάλαια 4 και 5.



Σχήμα 1.2: Σκαρίφημα του συστήματος ψύξης που εφηύρε ο Jacob Perkins. [11]

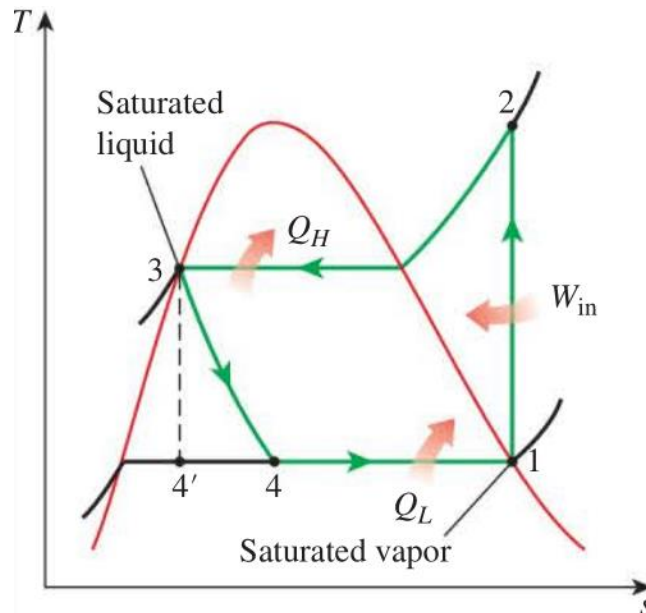
## Κεφάλαιο 2: ΒΙΒΛΙΟΓΡΑΦΙΚΗ ΕΠΙΣΚΟΠΗΣΗ

### 2.1 Συμβατική ψύξη

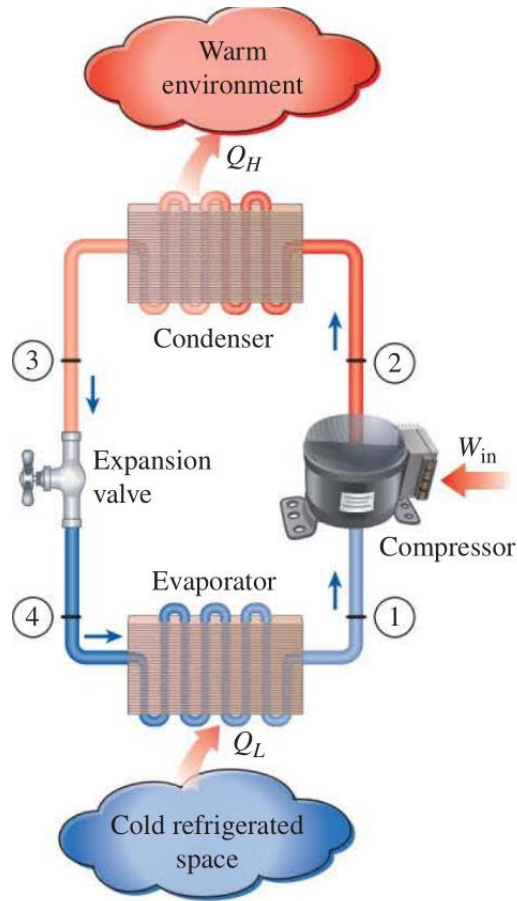
Όπως αναφέρθηκε και στο 1<sup>ο</sup> κεφάλαιο, σχεδόν όλα τα σύγχρονα συστήματα ψύξης λειτουργούν με βάση τον κύκλο συμπίεσης ατμών. Ένα τέτοιο σύστημα αποτελείται από έναν συμπιεστή, έναν συμπυκνωτή, μια βαλβίδα εκτόνωσης και έναν εξατμιστήρα ή ατμοποιητή, όπως φαίνεται και στο σχήμα 2.2. Ο κύκλος συμπίεσης ατμών αποτελείται από 4 διεργασίες (σχ. 2.1):

- 1-2: ισηντροπική συμπίεση του ψυκτικού στον συμπιεστή
- 2-3: ισοβαρής απόρριψη θερμότητας από το ψυκτικό στο θερμό περιβάλλον μέσω του συμπυκνωτή
- 3-4: εκτόνωση του ψυκτικού στην βαλβίδα εκτόνωσης
- 4-1: ισοβαρής πρόσληψη θερμότητας από το ψυχρό περιβάλλον στο ψυκτικό μέσω του ατμοποιητή

Επομένως, δίνοντας έργο μέσω του συμπιεστή στον ατμό χαμηλής πίεσης (κατάσταση 1) αυξάνουμε την πίεση και την θερμοκρασία του (κατάσταση 2), οπότε διερχόμενος από τον συμπυκνωτή αποβάλλει θερμότητα στο περιβάλλον έως ότου υγροποιηθεί πλήρως (κατάσταση 3). Αφού εκτονωθεί στην βαλβίδα εκτόνωσης, μειώνεται η πίεση και η θερμοκρασία του, οπότε πλέον περνάει στον ατμοποιητή σαν κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού χαμηλής πίεσης και θερμοκρασίας (κατάσταση 4). Έτσι, το ψυκτικό παραλαμβάνει θερμότητα από τον ψυχρό (αλλά θερμότερο σε σχέση με αυτό) χώρο, έως ότου γίνει πάλι ατμός χαμηλής πίεσης.



Σχήμα 2.1: Διάγραμμα T-s του ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών. [12]



Σχήμα 2.2: Τυπική διάταξη συστήματος ψύξης που λειτουργεί με τον συμβατικό κύκλο συμπίεσης ατμών. [12]

## 2.2 Τεχνολογίες ηλιακής ψύξης

Για να αντισταθμιστούν τα προβλήματα της συμβατικής ψύξης, έχουν αναπτυχθεί διάφορες εναλλακτικές τεχνολογίες ψύξης με ηλιακή ενέργεια, που η καθεμία έχει τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά της. Ο βασικός διαχωρισμός των τεχνολογιών αυτών γίνεται σε δύο κατηγορίες: τα ηλεκτροκίνητα και τα θερμοκίνητα συστήματα ψύξης. Παρακάτω γίνεται μια σύντομη αναφορά στα συστήματα αυτά, τα οποία παρουσιάζονται με μεγαλύτερη λεπτομέρεια στην διδακτορική διατριβή του Ε. Παπουτσή «Θερμοδυναμική Ανάλυση Ψυκτικών Συστημάτων Προσρόφησης» [13].

### 2.2.1 Ηλεκτροκίνητα συστήματα

Τα ηλεκτροκίνητα συστήματα ψύξης τροφοδοτούνται με ηλεκτρική ενέργεια η οποία προέρχεται από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες.



Ένας σχετικά απλός τύπος ηλεκτροκίνητου συστήματος ψύξης είναι το συμβατικό σύστημα με μηχανική συμπίεση ατμών, απλώς με την διαφορά ότι η ηλεκτρική ενέργεια που τροφοδοτεί τον συμπιεστή δεν προέρχεται από καύση ορυκτών καυσίμων, αλλά από φωτοβολταϊκούς συλλέκτες. Τα συστήματα αυτά παρουσιάζουν υψηλές αποδόσεις, αλλά οι φωτοβολταϊκοί συλλέκτες είναι σχετικά ακριβοί για την απόδοσή τους.

Ένα άλλο ηλεκτροκίνητο σύστημα είναι η συσκευή Peltier. Οι συσκευές Peltier αποτελούνται από θερμοηλεκτρικά στοιχεία (συνήθως ημιαγωγούς) οι οποίοι όταν διαρρέονται από ηλεκτρικό ρεύμα, μεταφέρουν θερμότητα από την μια μεριά της συσκευής στην άλλη. Τα βασικά πλεονεκτήματα αυτού του συστήματος είναι ότι παρουσιάζει μεγάλη διάρκεια ζωής και είναι αρκετά συμπαγές, καθώς δεν εμπλέκει κινούμενα μέρη και ρευστά ψυκτικά μέσα, γι' αυτό και χρησιμοποιείται σε διαστημικές εφαρμογές και ψύξη ηλεκτρονικών εξαρτημάτων. Παρ' όλα αυτά έχει αρκετά χαμηλή απόδοση και υψηλό κόστος εγκατάστασης.

## 2.2.2 Θερμοκίνητα συστήματα

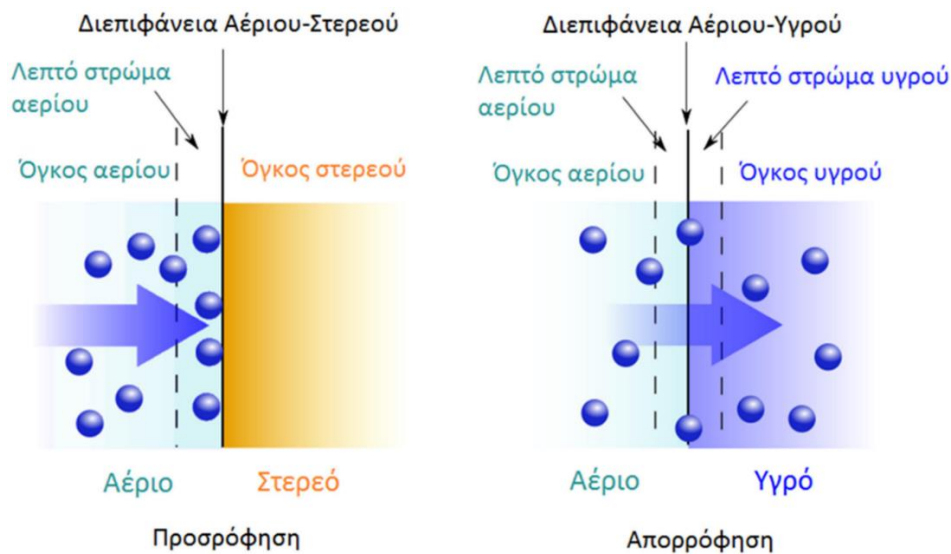
Θερμοκίνητα ονομάζονται τα συστήματα ψύξης τα οποία τροφοδοτούνται με θερμότητα. Η θερμότητα μπορεί να προέρχεται από διάφορες πηγές όπως: εκμετάλλευση θερμών καυσαερίων που θα αποβάλλονταν στο περιβάλλον, καύση φυσικού αερίου σε περιοχές που είναι αρκετά φθινό σε σχέση με το ηλεκτρικό ρεύμα, γεωθερμική ενέργεια, κ.ά. Στην παρούσα διπλωματική εργασία θεωρούμε ότι η θερμότητα προέρχεται από ηλιακούς θερμικούς συλλέκτες. Τα θερμοκίνητα συστήματα ψύξης διακρίνονται σε θερμομηχανικά συστήματα και συστήματα με διεργασίες ρόφησης.

Ένας τύπος θερμομηχανικού συστήματος είναι το συμβατικό σύστημα ψύξης, ο μηχανικός συμπιεστής του οποίου συνδέεται με μια θερμική μηχανή Stirling ή Rankine, η οποία τροφοδοτείται από ένα ηλιακό θερμικό σύστημα (ΗΘΣ). Τα συστήματα αυτά είναι πολλές φορές ασύμφορα, καθώς για να λειτουργήσουν οι θερμικές μηχανές χρειάζονται παροχή υψηλών θερμοκρασιών, οι οποίες για να επιτευχθούν απαιτούν ακριβούς τύπους συλλεκτών, όπως θα δούμε και παρακάτω.

Ένας άλλος τύπος θερμομηχανικού συστήματος ψύξης είναι τα συστήματα ψύξης με ejector. Ο ejector αναμιγνύει ένα ρεύμα υψηλής πίεσης, το οποίο προέρχεται από τον ηλιακό συλλέκτη (συνήθως με χρήση αναγεννητή, εφ' όσον έχουμε διαφορετικά ρευστά στα κυκλώματα ΗΘΣ και ψύκτη), με το ρεύμα του ψυκτικού μέσου (χαμηλής πίεσης) και με την βοήθεια ακροφυσίων επιτυγχάνει την συμπίεση του ψυκτικού. Τα υπόλοιπα μέρη του ψυκτικού συστήματος είναι ίδια με αυτά του συμβατικού (συμπυκνωτής, βαλβίδα εκτόνωσης & ατμοποιητής). Τα συστήματα αυτά είναι απλά και οικονομικά, αλλά παρουσιάζουν χαμηλές αποδόσεις, δυσκολία στον σχεδιασμό του ejector και περιορισμένο εύρος θερμοκρασιών λειτουργίας.

Στα θερμοκίνητα συστήματα ψύξης που λειτουργούν με διεργασίες ρόφησης λαμβάνει χώρα μια εκ των δύο διεργασιών ρόφησης, οι οποίες είναι η προσρόφηση και η απορρόφηση (σχ. 2.3):

- Προσρόφηση (adsorption) ονομάζεται η διεργασία κατά την οποία άτομα, ιόντα ή μόρια μιας ουσίας, η οποία ονομάζεται προσροφούμενη, δεσμεύονται στην επιφάνεια ενός στερεού, που ονομάζεται προσροφητής.
- Απορρόφηση (absorption) ονομάζεται η διεργασία κατά την οποία άτομα, ιόντα ή μόρια μιας ουσίας, που ονομάζεται απορροφούμενη, διαχέονται στον όγκο ενός υγρού, που ονομάζεται απορροφητής.
- Η αντίστροφη διεργασία των παραπάνω ονομάζεται εκρόφηση (desorption) και είναι η αποδέσμευση των ατόμων, ιόντων ή μορίων μιας ουσίας από τον προσροφητή ή τον απορροφητή.



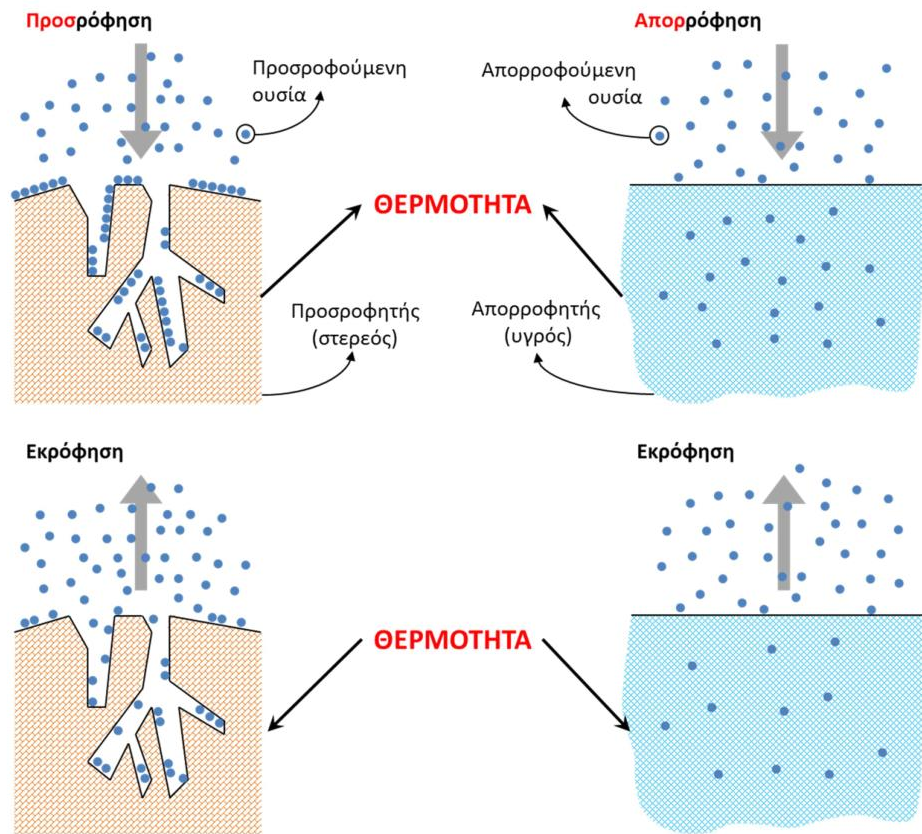
Σχήμα 2.3: Διάκριση μεταξύ προσρόφησης και απορρόφησης. [13]

Η προσρόφηση και η απορρόφηση είναι εξώθερμες διεργασίες, οπότε απαιτείται απομάκρυνση θερμότητας για να πραγματοποιηθούν. Αντίθετα, η εκρόφηση είναι ενδόθερμη διεργασία, οπότε απαιτείται πρόσδοση θερμότητας για την πραγματοποίησή της (σχ. 2.4). Τα συστήματα ρόφησης διακρίνονται σε συστήματα ανοικτού και κλειστού κύκλου.

Τα συστήματα ανοικτού κύκλου ή DEC (direct evaporative cooling) μπορεί να λειτουργούν είτε με στερεό αφυγραντικό (προσρόφηση) ή με υγρό (απορρόφηση). Και στις δύο περιπτώσεις, τα συστήματα είναι πιο περίπλοκα από μια απλή συσκευή ψύξης, καθώς, όπως υποδηλώνει και το όνομά τους, το ψυκτικό τους μέσο (νερό) έρχεται σε επαφή με τον αέρα του ψυχόμενου χώρου και τον κλιματίζει, δηλαδή ελέγχει τόσο την θερμοκρασία όσο και την υγρασία του χώρου. Τα συστήματα αυτά έχουν αρκετά καλές αποδόσεις και εξοικονομούν πολλή ενέργεια συγκριτικά με τα συμβατικά συστήματα κλιματισμού. [14]

Από την άλλη, τα συστήματα κλειστού κύκλου αποτελούνται από τους ψύκτες προσρόφησης και απορρόφησης. Το κλειδί στην λειτουργία των εν λόγω ψυκτών είναι ότι εκμεταλλεύονται το γεγονός ότι η εκρόφηση είναι ενδόθερμη διεργασία, οπότε με την χρήση θερμότητας (από το ΗΘΣ) μπορούν να παραχθούν συμπιεσμένοι ατμοί και να λειτουργήσει ο ψυκτικός κύκλος. Η μοναδική διαφορά των συστημάτων μεταξύ τους αλλά

και με τον συμβατικό κύκλο συμπίεσης ατμών, είναι στον τρόπο με τον οποίο γίνεται η συμπίεση. Κατά τα άλλα, τα βασικά μέρη και η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου είναι ακριβώς τα ίδια.

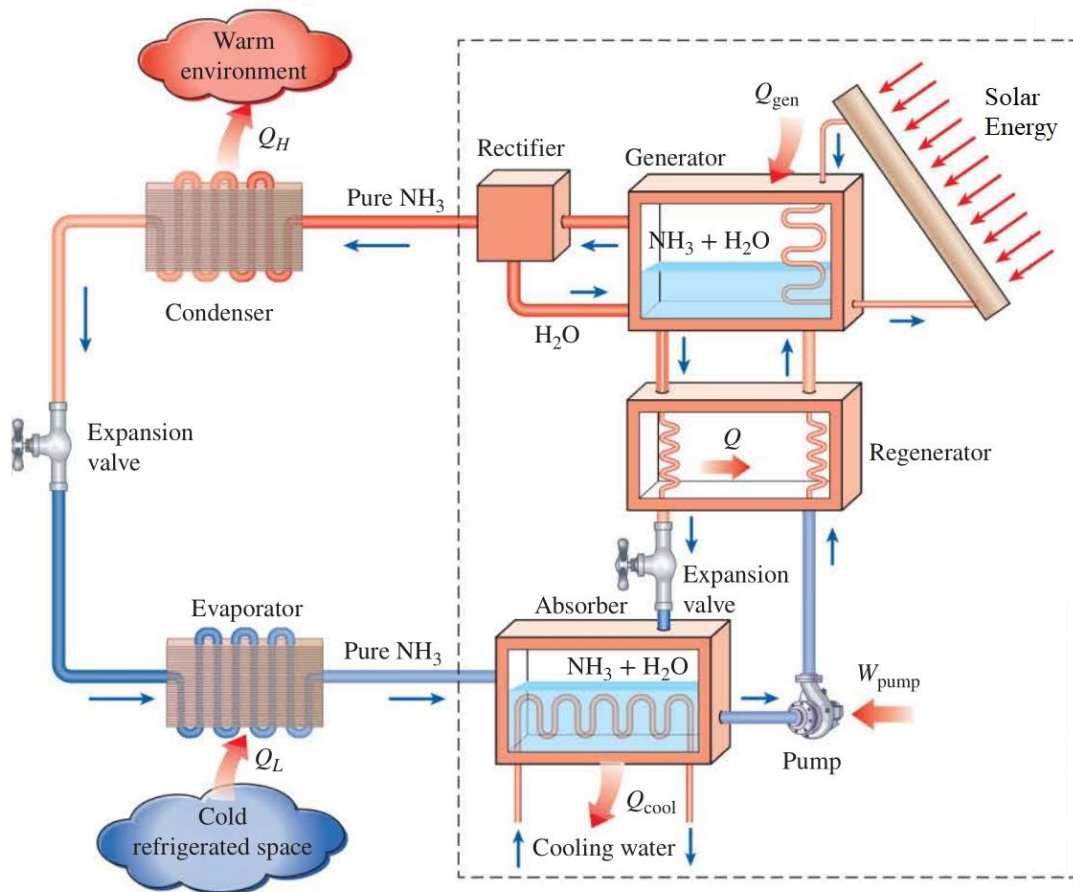


*Σχήμα 2.4: Μεταφορά μάζας & θερμότητας κατά τις διεργασίες προσρόφησης, απορρόφησης και εκρόφησης. [13]*

Στα συστήματα ψύξης με απορρόφηση (σχ. 2.5) η συμπίεση γίνεται με μια διάταξη η οποία στην βασική της μορφή αποτελείται από δύο εναλλάκτες θερμότητας, τον απορροφητή (absorber) και την ατμογεννήτρια (generator), μια αντλία και μια βαλβίδα εκτόνωσης, αλλά τις περισσότερες φορές υπάρχει και ένας επιπλέον εναλλάκτης, ο αναγεννητής (regenerator), και ένας ανορθωτής (rectifier). Η λειτουργία του κύκλου ξεκινάει όταν ηλιακή ενέργεια θερμαίνει το διάλυμα ψυκτικού μέσου-διαλύτη (συνήθως αμμωνία και νερό) που περιέχεται στην ατμογεννήτρια, και έτσι μέρος του ψυκτικού μέσου εκροφάται, αφού είναι η πτητικότερη ουσία. Το ψυκτικό, αφού περάσει από τον ανορθωτή, για να είναι όσο καθαρότερο γίνεται, χωρίς ίχνη νερού τα οποία μπορεί να δημιουργήσουν πάγο στην βαλβίδα εκτόνωσης και τον ατμοποιητή, εκτελεί τον κλασικό κύκλο ψύξης (συμπύκνωση – εκτόνωση – εξάτμιση), ενώ ότι νερό δεσμευτεί στον ανορθωτή επιστρέφει στην ατμογεννήτρια. Στην συνέχεια, το ψυκτικό, εισερχόμενο στον απορροφητή, έρχεται σε επαφή με αραιό διάλυμα αμμωνίας-νερού χαμηλής πίεσης, στο οποίο και απορροφάται. Επειδή, όπως έχει αναφερθεί, η απορρόφηση είναι εξώθερμη διεργασία, η θερμότητα που εκλύεται θα πρέπει να απομακρύνεται συνεχώς με κρύο νερό ψύξης, για να συνεχίζει το

διάλυμα να απορροφάει ψυκτικό. Στην συνέχεια, το πλούσιο (πλέον) σε αμμωνία διάλυμα συμπιέζεται στην αντλία, θερμαίνεται στον αναγεννητή (συμβάλλοντας έτσι στην εκρόφιση μεγαλύτερου ποσοστού αμμωνίας ή στην εξοικονόμηση ενέργειας) και κατευθύνεται προς την ατμογεννήτρια ώστε να επαναλάβει τον κύκλο. Ταυτόχρονα, θερμό διάλυμα από την ατμογεννήτρια κατεβαίνει στον απορροφητή, αφού πρώτα ψυχθεί στον αναγεννητή (θερμαίνοντας το ανερχόμενο ρεύμα) και εκτονωθεί στην βαλβίδα εκτόνωσης σε πίεση ίση με του ατμοποιητή [15] [12]. Αξίζει να σημειώσουμε ότι το έργο της αντλίας είναι αμελητέο συγκριτικά με αυτό του συμπιεστή που χρησιμοποιείται στην συμβατική ψύξη, καθώς συμπιέζει υγρό, το οποίο έχει πολύ μικρότερους ειδικούς όγκους από τον ατμό. Σε γενικές γραμμές, οι ψύκτες απορρόφησης έχουν μεγαλύτερο κόστος προμήθειας από τα συστήματα συμπίεσης ατμών, έχουν μικρότερες αποδόσεις και είναι πιο περίπλοκοι λόγω του συστήματος συμπίεσης. Παρ' όλα αυτά, χρησιμοποιούνται αρκετά σε εφαρμογές ηλιακής ψύξης – περισσότερο από τους ψύκτες προσρόφησης – λόγω του σχετικά υψηλού συντελεστή συμπεριφοράς τους [16].

Η λειτουργία των ψυκτικών συστημάτων κλειστού κύκλου με προσρόφιση θα περιγραφεί αναλυτικά στην συνέχεια, καθώς αποτελεί το βασικό υπόβαθρο της παρούσας εργασίας.



Σχήμα 2.5: Διάταξη συστήματος ψύξης με απορρόφιση. [12]

## 2.3 Ηλιακή ψύξη με προσρόφηση

### 2.3.1 Ιστορική αναδρομή

Η παραγωγή ψύξης με προσρόφηση μπορεί να μην είναι (ακόμα) γνωστή στο ευρύ κοινό, αλλά δεν είναι κάτι καινούργιο. Το φαινόμενο καταγράφηκε για πρώτη φορά το 1848 από τον Michael Faraday, όταν παρατηρήθηκε ότι παραγόταν ψυκτική ισχύς όταν χλωριούχος άργυρος (AgCl) προσροφούσε αμμωνία (NH<sub>3</sub>). Στο πρώτο μισό του 20<sup>ου</sup> αιώνα, συστήματα ψύξης με προσρόφηση, τα οποία τροφοδοτούνταν από ατμό 100°C, χρησιμοποιήθηκαν σε τραίνα για την συντήρηση τροφίμων [17]. Ο βασικός λόγος για τον οποίο η ψύξη με προσρόφηση έμεινε παραγκωνισμένη είναι γιατί δεν μπορούσε να συναγωνιστεί τις υψηλές αποδόσεις της συμβατικής ψύξης, ενώ δεν υπήρχε και η τωρινή οικολογική συνείδηση. Μετά την δεκαετία του '80, που αναδείχθηκε αρχικά το ζήτημα της τρύπας του όζοντος και στην συνέχεια της υπερθέρμανσης του πλανήτη, το ενδιαφέρον στράφηκε και πάλι στα συστήματα ψύξης με προσρόφηση και τις τελευταίες δεκαετίες γίνονται όλο και περισσότερες προσπάθειες για την βελτιστοποίηση και, κατά συνέπεια, την εμπορευματοποίησή τους.

### 2.3.2 Ηλιακοί συλλέκτες

Το πιο βασικό μέρος ενός ηλιακού θερμικού συστήματος είναι ο ηλιακός συλλέκτης. Ο ηλιακός συλλέκτης είναι μια συσκευή που μετατρέπει την ηλιακή ακτινοβολία σε θερμική ενέργεια, η οποία μεταφέρεται μέσω ενός φέροντος ρευστού (συνήθως νερό, έλαιο ή αέρας) απευθείας στην ζήτηση ή σε δοχείο αποθήκευσης για μελλοντική χρήση. Οι πιο κοινοί τύποι ηλιακών συλλεκτών που συναντώνται στα ηλιακά θερμικά συστήματα είναι οι εξής τέσσερις:

1. Επίπεδοι συλλέκτες ή FPC (Flat Plate Collectors) (εικ. 2.1): αποτελούν τον πιο συνηθισμένο τύπο ηλιακού συλλέκτη, λόγω της σχετικά απλής και οικονομικής κατασκευής τους. Αποτελούνται από μια μεταλλική πλάκα μεγάλης απορροφητικότητας, η οποία συλλέγει την ηλιακή ακτινοβολία και είναι συγκολλητή με σωλήνες στους οποίους κυκλοφορεί το φέρον ρευστό. Η πλάκα από την πάνω μεριά είναι συνήθως καλυμμένη με τζάμι υψηλής περατότητας, ενώ από τις υπόλοιπες μεριές είναι μονωμένη για την μείωση των απωλειών συναγωγής. Εκμεταλλεύονται τόσο την άμεση όσο και την διάχυτη ακτινοβολία και χρησιμοποιούνται για την παροχή ζεστού νερού χαμηλών θερμοκρασιών (μικρότερες των 100°C). Στην Ελλάδα, πολλές ταράτσες/στέγες έχουν τουλάχιστον έναν επίπεδο συλλέκτη, κυρίως για παροχή ζεστού νερού χρήσης.

2. Συλλέκτες κενού ή ETC (Evacuated Tube Collectors) (εικ. 2.2): οι συλλέκτες κενού αποτελούνται από έναν λεπτό κυλινδρικό αγωγό, ο οποίος περιέχει φέρον ρευστό και έχει τον ρόλο του συλλέκτη, και ένα γυάλινο κάλυμμα το οποίο περικλείει τον συλλέκτη. Εντός του καλύμματος επικρατούν συνθήκες κενού, ελαχιστοποιώντας τα φαινόμενα συναγωγής μεταξύ του συλλέκτη και του περιβάλλοντος, μειώνοντας έτσι τις θερμικές απώλειες και

πετυχαίνοντας υψηλότερες θερμοκρασίες από έναν FPC. Όπως και οι FPC, έτσι και οι ETC εκμεταλλεύονται και την άμεση και την διάχυτη ακτινοβολία.



*Εικόνα 2.1: Επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC). [18]*

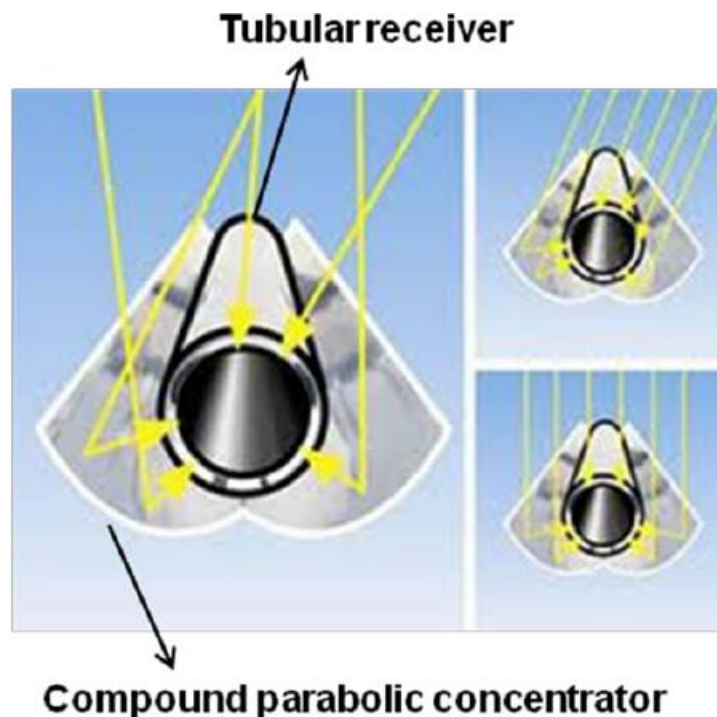


*Εικόνα 2.2: Ηλιακοί συλλέκτες κενού (ETC). [19]*

3. Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες ή CPC (Compound Parabolic Collectors) (εικ. 2.3): οι συλλέκτες αυτοί αποτελούνται από δύο παραβολικά κάτοπτρα, τα οποία μπορούν να συλλέξουν την άμεση ηλιακή ακτινοβολία σε ένα μεγάλο εύρος γωνιών πρόσπτωσης, όπως φαίνεται στο σχήμα 2.6, χωρίς να χρειάζεται η κίνησή τους για συνεχή παρακολούθηση του ήλιου. Μπορούν να πετύχουν αρκετά υψηλές θερμοκρασίες, αλλά έχουν μεγάλο κόστος προμήθειας.



*Εικόνα 2.3: Σύνθετοι παραβολικοί συλλέκτες (CPC) με φωτοβολταϊκό δέκτη. [20]*

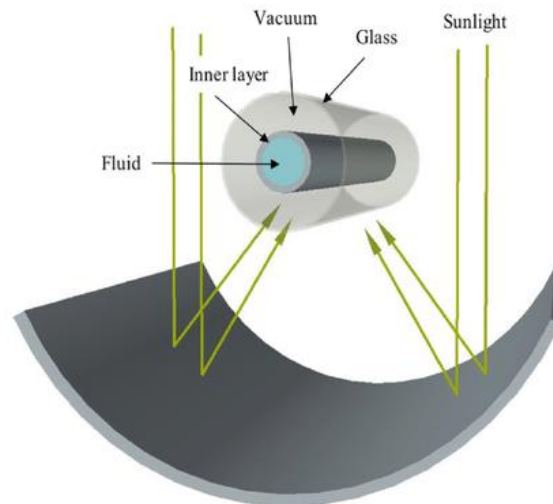


*Σχήμα 2.6: Συλλογή ακτινοβολίας από CPC σε διάφορες γωνίες πρόσπτωσης. [21]*

4. Συγκεντρωτικοί παραβολικοί συλλέκτες ή PTC (Parabolic Trough Collectors) (εικ. 2.4): αυτοί οι συλλέκτες αποτελούνται από ένα κάτοπτρο σε σχήμα παραβολής και ένα κυλινδρικό συλλέκτη, ο οποίος βρίσκεται στην εστία της παραβολής. Οι εν λόγω συλλέκτες εκμεταλλεύονται την ιδιότητα των παραβολών να συγκεντρώνουν στην εστία τους την καθέτως προσπίπτουσα ακτινοβολία, με αποτέλεσμα να πολλαπλασιάζουν την ενέργεια που λαμβάνει ανά μονάδα επιφανείας ο συλλέκτης, επιτυγχάνοντας έτσι πολύ υψηλές θερμοκρασίες. Βέβαια, αυτή τους η ιδιότητα αποτελεί ταυτόχρονα και μειονέκτημα, καθώς απαιτεί συνεχή παρακολούθηση της τροχιάς του ήλιου, ώστε οι ακτίνες του να προσπίπτουν μόνο κάθετα (σχ. 2.7) (ακόμα και  $1^\circ$  απόκλιση μπορεί να είναι κρίσιμη), καθιστώντας την λειτουργία του συστήματος πιο περίπλοκη. Επίσης, η κατασκευή του παραβολικού κατόπτρου είναι αρκετά απαιτητική, γι' αυτό και η σχετικά υψηλή τιμή των συλλεκτών. Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που αναπτύσσονται στο φέρον ρευστό, ο συλλέκτης περικλείεται από γυάλινο κάλυμμα κενού όπως και οι ETC.



*Εικόνα 2.4: Συγκεντρωτικοί παραβολικοί συλλέκτες (PTC). [22]*



*Σχήμα 2.7: Συγκέντρωση της κάθετης ακτινοβολίας σε PTC. [23]*



Πίνακας 2.1: Χαρακτηριστικά ηλιακών συλλεκτών. [5] [24]

Τύπος Συλλέκτη	Εύρος Θερμοκρασιών (°C)	Τιμή (€/m <sup>2</sup> )	Είδος Ακτινοβολίας
FPC	30 – 80	150	Άμεση, διάχυτη
ETC	50 – 200	250	Άμεση, διάχυτη
CPC	60 – 240	225	Άμεση
PTC	60 – 400	215	Άμεση & κάθετη

### 2.3.3 Εργαζόμενα ζεύγη

Από τον ορισμό της προσρόφησης, για να πραγματοποιηθεί η διεργασία χρειάζεται ένας προσροφητής και μια προσροφούμενη ουσία, τα οποία μαζί αποτελούν ένα εργαζόμενο ζεύγος. Η προσρόφηση σαν διεργασία μπορεί να χωριστεί σε δύο κατηγορίες: την φυσική και την χημική προσρόφηση. Φυσική προσρόφηση πραγματοποιείται όταν η δέσμευση της προσροφούμενης ουσίας στον προσροφητή γίνεται με δυνάμεις Van der Waals, ενώ χημική όταν πραγματοποιείται κάποια αντίδραση μεταξύ των δύο, όπως μεταφορά ηλεκτρονίων ή δημιουργία/σπάσιμο χημικών δεσμών.

Οι προσροφητές κατηγοριοποιούνται αναλόγως με το είδος της προσρόφησης:

1. Φυσικοί προσροφητές: έχουν πορώδη δομή και είναι αποδοτικοί στην μεταφορά μάζας. Οι συνηθέστεροι φυσικοί προσροφητές είναι ο ενεργός άνθρακας (AC), οι ίνες ενεργοί άνθρακα (ACF), το silica gel, οι ζεόλιθοι και κάποια νέα πορώδη υλικά.
2. Χημικοί προσροφητές: έχουν καλύτερη προσροφητική ικανότητα από τους φυσικούς προσροφητές, αλλά υστερούν στην μεταφορά μάζας και θερμότητας. Τέτοιοι προσροφητές είναι τα μεταλλικά χλωριούχα άλατα, τα μεταλλικά υδρίδια και μεταλλικά οξείδια.
3. Σύνθετοι προσροφητές: κατασκευάζονται συνδυάζοντας φυσικούς και χημικούς προσροφητές με σκοπό να επιτευχθεί η διατήρηση των πλεονεκτημάτων και των δύο, δηλαδή καλή προσροφητική ικανότητα σε συνδυασμό με καλή μεταφορά μάζας. Ο συνηθέστερος τύπος σύνθετου προσροφητή είναι τα SWS (selective water sorbents), τα οποία δημιουργούνται προσθέτοντας υγροσκοπικά άλατα (LiCl, LiBr, MgCl<sub>2</sub>) σε silica gel και μεταβάλλοντας την ποσότητα και το είδος του άλατος ανάλογα με τα επιθυμητά χαρακτηριστικά.

Η προσροφούμενη ουσία, η οποία στις εφαρμογές ψύξης με προσρόφηση αποτελεί το ψυκτικό μέσο, θα πρέπει να έχει συγκεκριμένα χαρακτηριστικά, όπως υψηλή λανθάνουσα θερμότητα, πίεση κορεσμού 1–5 atm, να είναι φιλική στο περιβάλλον, μη τοξική, συμβατή με τον προσροφητή και τους εναλλάκτες θερμότητας, και να έχει όσο το δυνατόν πιο σταθερές θερμοφυσικές ιδιότητες. Τα συνηθέστερα ψυκτικά μέσα είναι η αμμωνία (NH<sub>3</sub>), το νερό (H<sub>2</sub>O), η μεθανόλη (CH<sub>3</sub>OH) και η αιθανόλη (CH<sub>3</sub>CH<sub>2</sub>OH). [13]

Παρ' όλα αυτά, οι προσροφητές και οι προσροφούμενες ουσίες δεν θα πρέπει να εξετάζονται ξεχωριστά, αλλά σαν εργαζόμενα ζεύγη, καθώς αυτά είναι που επηρεάζουν τα χαρακτηριστικά της προσρόφησης. Τα συνηθέστερα εργαζόμενα ζεύγη είναι τα εξής:

- Silica gel – νερό

- Ζεόλιθος – νερό
- AC/ACF – μεθανόλη/αιθανόλη
- AC – NH<sub>3</sub>
- Ζεόλιθος – NH<sub>3</sub>
- SWS-1-L – νερό

Κάθε εργαζόμενο ζεύγος έχει τα πλεονεκτήματα και τα μειονεκτήματά του. Για παράδειγμα, το ζεύγος silica gel-νερό χρησιμοποιείται ευρέως γιατί έχει αρκετά χαμηλή θερμοκρασία εκρόφησης (50 – 100°C), συνεπώς μπορεί να τροφοδοτηθεί από επίπεδο συλλέκτη που είναι ο οικονομικότερος και πιο διαδεδομένος. Από την άλλη, το ζεύγος ζεόλιθος-νερό παρουσιάζει μεγαλύτερες αποδόσεις από το silica gel-νερό, αλλά χρειάζεται νερό θερμοκρασίας μεγαλύτερης των 200°C για να ξεκινήσει η εκρόφηση [25], η οποία για να επιτευχθεί απαιτεί κοστοβόρους συλλέκτες. Επίσης, κάποια ζεύγη όπως το silica gel-νερό έχουν μεγάλες τιμές λανθάνουσας θερμότητας, που είναι καλό, αλλά ταυτόχρονα απαιτούν συνθήκες κενού για να λειτουργήσουν. Συνεπώς, η επιλογή του καταλληλότερου ζεύγους ανάγεται στις εκάστοτε συνθήκες ή απαιτήσεις. [17] [13]

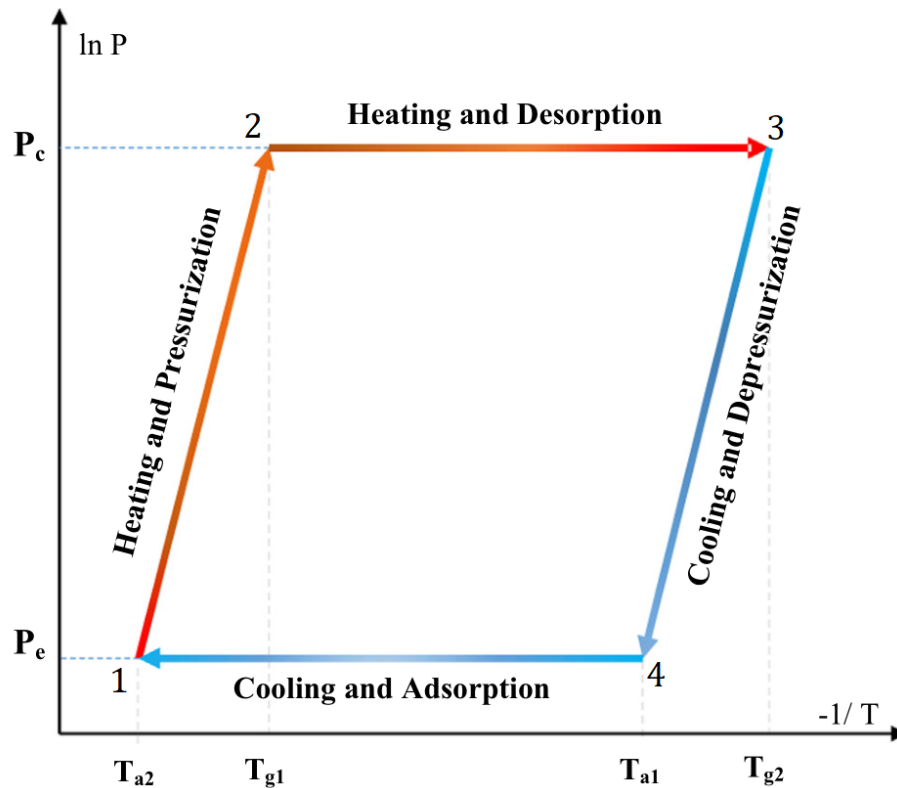
### 2.3.4 Ψυκτικός κύκλος προσρόφησης

Ο ψυκτικός κύκλος προσρόφησης στην ουσία αποτελείται από 2 κύκλους: ο ένας είναι ο κλασσικός κύκλος ψύξης που ακολουθεί την διαδικασία συμπίεση – συμπύκνωση – εκτόνωση – εξάτμιση, ενώ ο δεύτερος είναι ο κύκλος ρόφησης, ο οποίος εμπεριέχεται στον 1<sup>ο</sup> κύκλο, καθώς αποτελεί το βήμα της συμπίεσης [26]. Ο κύκλος ρόφησης λειτουργεί μεταξύ 2 πιέσεων (υψηλή/συμπυκνωτή και χαμηλή/ατμοποιητή) και 2 συγκεντρώσεων (μέγιστη/εκροφητή και ελάχιστη/προσροφητή). Στον κύκλο ρόφησης που φαίνεται στο σχήμα 2.8, οι οριζόντιες γραμμές αντιπροσωπεύουν την σταθερή πίεση, ενώ οι επικλινείς την σταθερή συγκέντρωση. Ο κύκλος αποτελείται από 4 στάδια και αφορά το ψυκτικό που βρίσκεται στο προσροφητικό υλικό του θαλάμου ρόφησης (ΘΡ):

- 1-2: το ψυκτικό θερμαίνεται και αυξάνεται η πίεση του από αυτήν του ατμοποιητή (P<sub>e</sub>) σε αυτήν του συμπυκνωτή (P<sub>c</sub>), ενώ η συγκέντρωση του παραμένει σταθερή στην μέγιστη τιμή της.
- 2-3: το ψυκτικό, βρισκόμενο στην πίεση κορεσμού, συνεχίζει να θερμαίνεται και ξεκινάει να εκροφάται μέχρι η συγκέντρωση του να φτάσει στο ελάχιστο επίπεδο, όπου δεν μπορεί να εκροφηθεί παραπάνω. Οι διεργασίες 1-3 είναι ισοδύναμες με την συμπίεση του συμβατικού ψυκτικού κύκλου.

Την ίδια στιγμή, ο θάλαμος ρόφησης επικοινωνεί με τον συμπυκνωτή, οπότε το ψυκτικό που εκροφάται στον συμπυκνωτή, συμπυκνώνεται και γίνεται κορεσμένο υγρό. Στην συνέχεια, διέρχεται από την βαλβίδα εκτόνωσης και εκτονώνεται στον ατμοποιητή. Όμως για να πραγματοποιηθεί εξάτμιση και το ψυκτικό να παραλάβει θερμότητα από το ψυχόμενο νερό που ρέει μέσω του ατμοποιητή θα πρέπει οι ατμοί να προσροφώνται από τον θάλαμο ρόφησης. Αυτό γίνεται στα 2 επόμενα στάδια του κύκλου:

- 3-4: το ψυκτικό που βρίσκεται εντός του θαλάμου ρόφησης (στο χαμηλότερο επίπεδο συγκέντρωσης) ψύχεται και η πίεση του επανέρχεται στην πίεση του ατμοποιητή.
- 4-1: η θερμοκρασία του ψυκτικού συνεχίζει να μειώνεται, ενώ ταυτόχρονα ο θάλαμος ρόφησης ξεκινάει να επικοινωνεί με τον ατμοποιητή, οπότε ο θάλαμος ρόφησης, που τώρα έχει τον ρόλο του προσροφητή, προσροφάει το ψυκτικό (που βρίσκεται σε κατάσταση κορεσμένου ατμού στον ατμοποιητή) έως ότου φτάσει και πάλι στο μέγιστο επίπεδο συγκέντρωσης ψυκτικού, δηλαδή στην αρχική του κατάσταση.

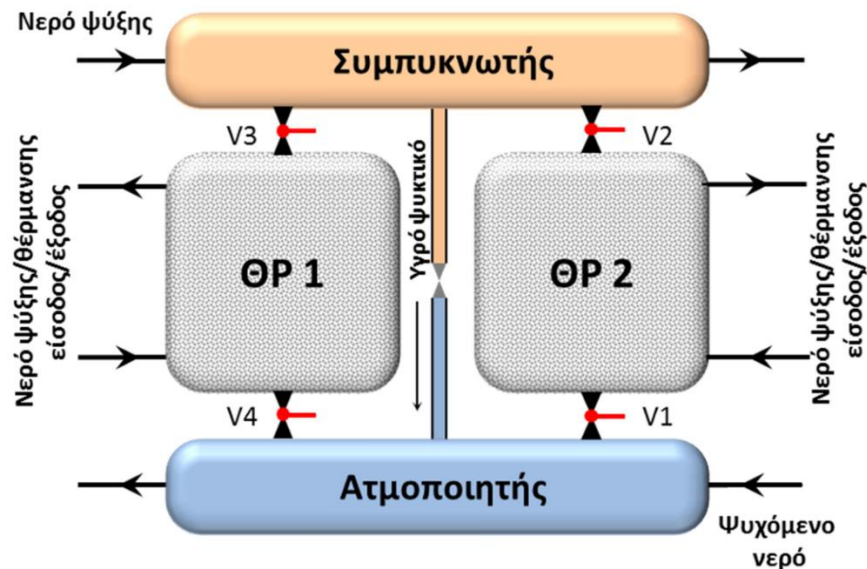


Σχήμα 2.8: Διάγραμμα Clapeyron του ψυκτικού κύκλου προσρόφησης. [17]

Ο βασικός ψυκτικός κύκλος (με έναν θάλαμο ρόφησης) έχει το μειονέκτημα ότι μόνο σε ένα από τα τέσσερα στάδια παράγει ψύξη, και αυτό γίνεται όταν εξατμίζονται οι ατμοί στον ατμοποιητή, δηλαδή στην διεργασία 4-1 [26]. Για τον λόγο αυτό, στις περισσότερες εφαρμογές χρησιμοποιείται ψύκτης με δύο θαλάμους ρόφησης, έτσι ώστε όταν ο ένας εκροφάει, ο άλλος να προσροφάει και το αντίστροφο. Έτσι, την στιγμή που ο 1<sup>ος</sup> θάλαμος (εκροφητής) θα έχει τελειώσει την εκρόφηση, ο 2<sup>ος</sup> (προσροφητής) θα είναι ήδη έτοιμος για να εκροφήσει στην επόμενη φάση. Η δομή και η λειτουργία αυτών των ψυκτών περιγράφεται παρακάτω.

## 2.4.5 Ψύκτης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

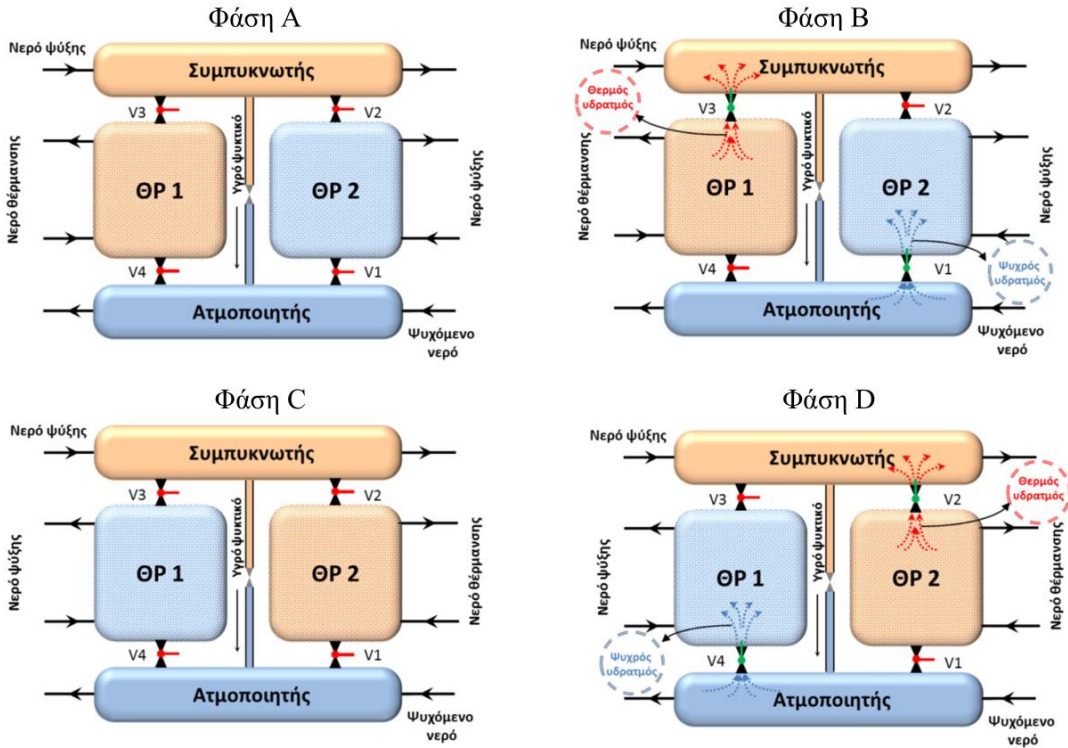
Τα βασικά μέρη ενός ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης είναι ο συμπυκνωτής, ο ατμοποιητής και οι δύο θάλαμοι ρόφησης (σχ. 2.9). Οι θάλαμοι ρόφησης (ΘΡ) είναι εναλλάκτες θερμότητας, επικαλυμμένοι στο εσωτερικό τους με προσροφητικό υλικό (εικ. 2.5), οπότε όταν ψύχονται ή θερμαίνονται, το υλικό προσροφάει ή εκροφάει αντίστοιχα. Όταν ο θάλαμος εκροφάει ονομάζεται εκροφητής και όταν προσροφάει προσροφητής. Επίσης, μεταξύ του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή παρεμβάλλεται η εκτονωτική βαλβίδα, ενώ οι βαλβίδες V1 – V4 συνδέουν τους θαλάμους ρόφησης με τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή.



Σχήμα 2.9: Διάταξη ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [13]



Εικόνα 2.5: Εναλλάκτης θερμότητας αυλών - πτερυγίων επικαλυμμένος με silica gel. [27]



Σχήμα 2.10: Οι 4 φάσεις ενός ψύκτη μιας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια ενός πλήρη κύκλου. [13]

Ένας πλήρης κύκλος λειτουργίας του ψύκτη μιας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης αποτελείται από 4 φάσεις (σχ. 2.10):

- **Φάση Α:** Όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές. Ο ΘP1 βρίσκεται στην πίεση του ατμοποιητή (χαμηλή) και η συγκέντρωση του ψυκτικού στο προσροφητικό υλικό είναι στην μέγιστη τιμή της, ενώ ο ΘP2 βρίσκεται στην πίεση του συμπυκνωτή (υψηλή) και η συγκέντρωση του ψυκτικού στην ελάχιστη τιμή της. Ζεστό νερό από το ΗΘΣ διαρρέει τον ΘP1, δηλαδή τον προθερμαίνει, έως ότου η πίεση μέσα στον θάλαμο να είναι ίση με αυτή, του συμπυκνωτή. Αντιστοίχως, κρύο νερό ψύξης προφύχει τον ΘP2 έως ότου η πίεση του να εξισωθεί με αυτήν του ατμοποιητή.
- **Φάση Β:** Εφ' όσον ο θάλαμοι ρόφησης 1 και 2 βρίσκονται στην ίδια πίεση με τον συμπυκνωτή και τον ατμοποιητή αντίστοιχα, οι βαλβίδες V3 και V1 ανοίγουν. Ο ΘP1 συνεχίζει να θερμαίνεται, οπότε αφού η εκρόφηση είναι ενδόθερμη αντίδραση, ψυκτικό μέσο εκροφάται στον συμπυκνωτή, ο οποίος διαρρέεται από κρύο νερό ψύξης, και εκεί συμπυκνώνεται. Το ψυκτικό που συμπυκνώνεται, εκτονώνεται στην βαλβίδα εκτόνωσης και περνάει στον ατμοποιητή σαν κορεσμένο μίγμα υγρού-ατμού. Εκεί όντας ψυχρότερο από το ρεύμα του ψυχόμενου νερού, παραλαμβάνει θερμότητα από αυτό και ατμοποιείται πλήρως. Σε αυτό ακριβώς το σημείο είναι που συντελείται η παραγωγή ψύξης στον ψύκτη προσρόφησης. Οι ατμοί κατευθύνονται προς τον

ΘΡ2 μέσω της βαλβίδας V1, όπου και προσροφώνται στο προσροφητικό υλικό του θαλάμου. Ο ΘΡ2 καθ' όλη την διάρκεια της φάσης Β συνεχίζεται να ψύχεται με νερό ψύξης, έτσι ώστε να απάγεται η θερμότητα που εκλύεται κατά την εξώθερμη διεργασία της προσρόφησης. Η φάση Β σταματάει όταν ο ΘΡ1 έχει εκροφήσει όσο ψυκτικό είναι δυνατόν να εκροφηθεί, ενώ η συγκέντρωση του ψυκτικού στον ΘΡ2 θα είναι η μέγιστη, ίση με αυτή που είχε αρχικά ο ΘΡ1.

- Κατά τις φάσεις C και D γίνεται αντιστροφή λειτουργίας των θαλάμων: τώρα ο ΘΡ2, που είναι «γεμάτος» με ψυκτικό, προθερμαίνεται και εκροφάει στον συμπυκνωτή μέσω της βαλβίδας V2, ενώ ο ΘΡ1 προψύχεται και προσροφάει από τον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας V4. Όταν ο ΘΡ2 εκροφήσει όσο ψυκτικό μπορεί, και ο ΘΡ1 προσροφήσει ψυκτικό μέχρι την μέγιστη συγκέντρωση, ο κύκλος κλείνει και ξεκινάει πάλι από την φάση Α. Ένας μέσος χρόνος κύκλου είναι περίπου 15 λεπτά, αν και συνήθως μας ενδιαφέρει ο χρόνος του μισού κύκλου (half-cycle time) που αποτελεί το βασικό μοτίβο της διαδικασίας.

*Πίνακας 2.2: Κύκλος λειτουργίας ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης.*

Φάση	ΘΡ1	ΘΡ2
A	Προθέρμανση	Πρόψυξη
B	Εκρόφηση	Προσρόφηση
C	Πρόψυξη	Προθέρμανση
D	Προσρόφηση	Εκρόφηση

## 2.4.6 Εφαρμογές

Οι ψύκτες προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης ξεκίνησαν να κατασκευάζονται την δεκαετία του 1980 κατά βάση στην Ασία και να χρησιμοποιούνται εμπορικά την δεκαετία του 1990, κυρίως σε μεγάλες κτιριακές εγκαταστάσεις, λόγω του μεγέθους τους.

Το μεγαλύτερο σύστημα ηλιακής ψύξης στην Ευρώπη (μέχρι στιγμής) βρίσκεται στην Ελλάδα, στις εγκαταστάσεις της εταιρείας «Σαράντης ΑΒΕΕ» στα Οινόφυτα Βοιωτίας και από το 1999 παρέχει ψύξη (και θέρμανση τον χειμώνα) σε χώρους έκτασης 22,000 m<sup>2</sup> και όγκου 132,000 m<sup>3</sup>. Το εν λόγω σύστημα με την ονομασία «ΦΩΤΟΝΙΟ» αποτελείται από:

- 1332 επίπεδους συλλέκτες συνολικής επιφάνειας 2664 m<sup>2</sup> (εικ. 2.6)
- 2 ψύκτες προσρόφησης συνολικής ψυκτικής ισχύος 700 kW (εικ. 2.7)
- 3 συμβατικούς ψύκτες ισχύος 350 kW έκαστος για υποβοήθηση (σπανίως χρησιμοποιούνται)
- αντλίες κενού για τους θαλάμους ρόφησης (1.5 kW), οι οποίοι χρησιμοποιούν νερό σαν ψυκτικό μέσο. [28]

Το σύστημα «ΦΩΤΟΝΙΟ» λειτουργεί με συντελεστή συμπεριφοράς (COP) 0.6 και υπολογίζεται ότι εξοικονομεί ετησίως περίπου 5,124,596 κιλά CO<sub>2</sub>, 89,268 κιλά SO<sub>2</sub>,

1,076 CO, 201,216 κιλά NO<sub>x</sub>, 302 κιλά άκαυστων υδρογονανθράκων και 4,606 κιλά μικροσωματιδίων. Στην Ελλάδα υπάρχουν άλλες 3 εγκαταστάσεις ηλιακής ψύξης (2 ξενοδοχεία στο Ρέθυμνο και το Εθνικό Κέντρο Έρευνας Φυσικών Επιστημών «Δημόκριτος» στην Αθήνα), οι οποίες όμως λειτουργούν με ψύκτες απορρόφησης. [29]



*Εικόνα 2.6: Ηλιακός σταθμός "ΦΩΤΟΝΙΟ". [14]*

Αρκετά συστήματα ηλιακής ψύξης με προσρόφηση υπάρχουν στην Γερμανία. Για παράδειγμα, το Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο του Freiburg έχει εγκατεστημένο ψύκτη προσρόφησης 70 kW (εικ. 2.8) για την ψύξη χώρων επιφάνειας 550 m<sup>2</sup>, ο οποίος τροφοδοτείται με ζεστό νερό από συλλέκτες κενού συνολικής επιφάνειας 230 m<sup>2</sup> (εικ. 2.9). Εκτός από το Freiburg, στην υπόλοιπη Γερμανία υπάρχουν άλλες 6 εγκαταστάσεις ηλιακών συστημάτων ψύξης με προσρόφηση (5 γραφεία εταιρειών και 1 νοσοκομείο), οι οποίες χρησιμοποιούν ως επί το πλείστον επίπεδους συλλέκτες. Οι συνολικές επιφάνειες των συλλεκτών και οι ψυκτικές ισχύες κυμαίνονται από 80 έως 2000 m<sup>2</sup> και από 70 έως 245 kW αντίστοιχα. Στις υπόλοιπες ευρωπαϊκές χώρες στις οποίες υπάρχουν ηλιακά συστήματα ψύξης (κυρίως στην Ισπανία) κυριαρχούν αποκλειστικά οι ψύκτες απορρόφησης ή τα συστήματα ανοικτού κύκλου DEC (direct evaporative cooling). [29]



*Εικόνα 2.7: Ψύκτες προσρόφησης του ηλιακού σταθμού "ΦΩΤΟΝΙΟ": 1: ΘΡ1, 2: ΘΡ2, 3: Συμπυκνωτής, 4: Ατμοποιητής. [14]*



*Εικόνα 2.8: Ψύκτης προσρόφησης στο Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο του Freiburg. [30]*





*Εικόνα 2.9: Συλλέκτες κενού στο Πανεπιστημιακό Νοσοκομείο του Freiburg. [30]*

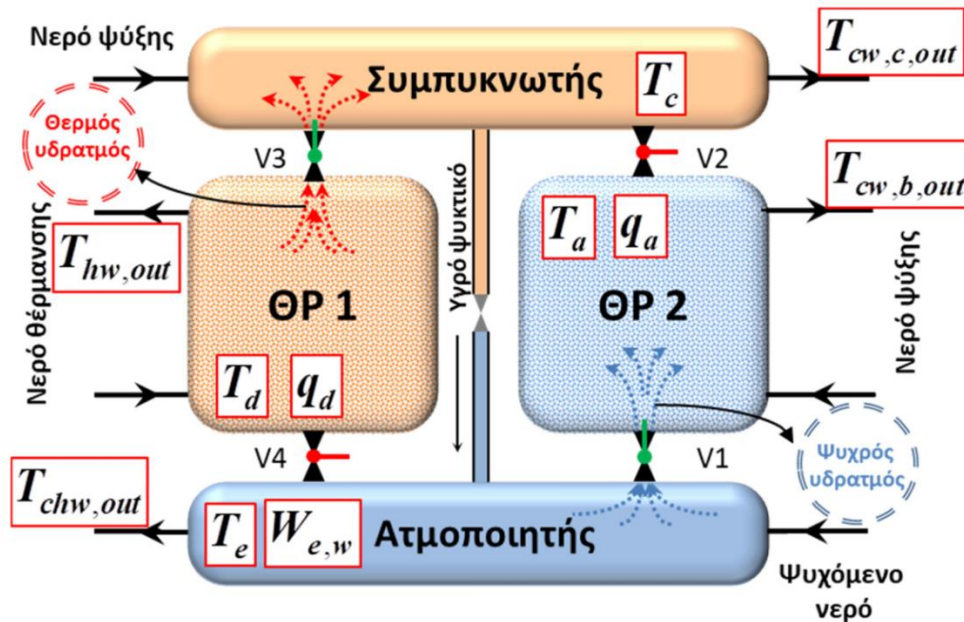


# Κεφάλαιο 3: ΗΛΙΑΚΟ ΘΕΡΜΙΚΟ ΣΥΣΤΗΜΑ ΨΥΞΗΣ ΜΕ ΨΥΚΤΗ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ

## 3.1 Μοντελοποίηση ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης

Στο παρόν εδάφιο αναλύεται λεπτομερέστερα η λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, ο οποίος λειτουργεί με εργαζόμενο ζεύγος silica gel-νερό [13] [15]. Στο σχήμα 3.1 φαίνονται οι μεταβλητές τους συστήματος:

- ♦  $T_c$ : θερμοκρασία συμπυκνωτή
- ♦  $T_{cw,c,out}$ : θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης του συμπυκνωτή
- ♦  $T_d$ : θερμοκρασία εκροφητή
- ♦  $T_{hw,out}$ : θερμοκρασία εξόδου του νερού θέρμανσης
- ♦  $q_d$ : περιεκτικότητα του silica gel σε νερό στον εκροφητή
- ♦  $T_a$ : θερμοκρασία προσροφητή
- ♦  $T_{cw,b,out}$ : θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης του προσροφητή
- ♦  $q_a$ : περιεκτικότητα του silica gel σε νερό στον προσροφητή
- ♦  $T_e$ : θερμοκρασία ατμοποιητή
- ♦  $T_{chw,out}$ : θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού
- ♦  $W_{e,w}$ : μάζα του υγρού νερού στον ατμοποιητή



Σχήμα 3.1: Μεταβλητές μοντελοποίησης του ψύκτη μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [13]

Οι θερμοκρασίες, οι πιέσεις και οι συγκεντρώσεις του ψυκτικού θεωρούνται ομοιόμορφες εντός των θαλάμων και ο ψύκτης αδιαβατικός.

### 3.1.1 Διεργασίες προσρόφησης/εκρόφησης

Ο ρυθμός προσρόφησης και εκρόφησης δίνεται από το γραμμικό μοντέλο κινητήριας δύναμης:

$$\frac{dq_a}{dt} = (k_s a_p)_a (q_a^* - q_a) \quad (3.1)$$

$$\frac{dq_d}{dt} = (k_s a_p)_d (q_d^* - q_d) \quad (3.2)$$

όπου:

- $k_s a_p$  : συνολικός συντελεστής μεταφοράς μάζας
- $q^*$  : περιεκτικότητα του silica gel σε νερό, στην κατάσταση ισορροπίας
- $q$  : τρέχουσα περιεκτικότητα του silica gel σε νερό

Ο συνολικός συντελεστής μεταφοράς μάζας δίνεται από τον τύπο:

$$k_s a_p = \frac{15 D_s}{R_p^2} \quad (3.3)$$

όπου:

- $R_p$  : ακτίνα σωματιδίου του προσροφητή
- $D_s = D_{so} \exp\left[-\frac{E_{act}}{RT_b}\right]$  : επιφανειακή διαχυτότητα
- $D_{s0}$  : μέγιστη επιφανειακή διαχυτότητα
- $E_{act}$  : ενέργεια ενεργοποίησης
- $R$  : σταθερά των αερίων
- $T_b$  : θερμοκρασία του θαλάμου ρόφησης

Η συγκέντρωση ισορροπίας  $q^*$  προκύπτει από την τροποποιημένη εξίσωση Freundlich [31]:

$$q^* = A(T_b) \left[ \frac{P_{sat}(T_w)}{P_{sat}(T_b)} \right]^{B(T_b)} \quad (3.4)$$

όπου κατά την προσρόφηση  $\Rightarrow \begin{cases} T_w = T_e \\ T_b = T_a \end{cases}$  ενώ κατά την εκρόφηση  $\Rightarrow \begin{cases} T_w = T_c \\ T_b = T_d \end{cases}$ .

Οι ποσότητες  $A(T_b)$  και  $B(T_b)$  είναι πολυωνυμικές συναρτήσεις της θερμοκρασίας των θαλάμων ρόφησης και δίνονται από τους τύπους:

$$A(T_b) = -6.5314 + 0.072452T_b - 0.23951 \times 10^{-3}T_b^2 + 0.25493 \times 10^{-6}T_b^3 \quad (3.5)$$

$$B(T_b) = -15.587 + 0.15915T_b - 0.50612 \times 10^{-3}T_b^2 + 0.5329 \times 10^{-6}T_b^3 \quad (3.6)$$

Οι συντελεστές τους έχουν βρεθεί με εφαρμογή της μεθόδου παρεμβολής των ελαχίστων τετραγώνων σε πειραματικά δεδομένα.

### 3.1.2 Ισοζύγια ενέργειας και μάζας

Παρακάτω παρουσιάζονται τα ενεργειακά ισοζύγια των θαλάμων ρόφησης, του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή. Σαν εναλλάκτες θερμότητας, για τον προσδιορισμό των θερμοκρασιών εξόδου των νερών τους χρησιμοποιείται η μέθοδος της μέσης λογαριθμικής διαφοράς θερμοκρασίας (LMTD).

#### Προσοφητής

Η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης του προσροφητή δίνεται από την σχέση:

$$T_{cw,a,out} = T_a + (T_{cw,in} - T_a) \exp\left(-\frac{U_b A_b}{\dot{m}_{cw,b} c_{p,w}}\right) \quad (3.7)$$

όπου:

- $T_{cw,in}$  : θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης
- $U_b$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του θαλάμου ρόφησης
- $A_b$  : επιφάνεια εναλλαγής του θαλάμου ρόφησης
- $\dot{m}_{cw,b}$  : παροχή μάζας του νερού ψύξης στον προσροφητή
- $c_{p,w}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού

Το ισοζύγιο ενέργειας το προσροφητή εκφράζει ότι η θερμότητα που απάγει το νερό ψύξης (1<sup>ος</sup> όρος αριστερού μέλους) ισούται με την ψύξη του προσροφητή (silica gel, υδρατμοί και μεταλλικά μέρη, 1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) συν την απαγωγή της θερμότητας που εκλύεται κατά την προσρόφηση (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) μείον την αισθητή θερμότητα των υδρατμών που έρχονται από τον ατμοποιητή (οι οποίοι είναι ψυχρότεροι από τον ΘΡ και άρα συμβάλλουν στην ψύξη του):

$$\dot{m}_{cw,b} c_{p,w} (T_{cw,a,out} - T_{cw,in}) = (W_s c_{p,s} + W_s q_a c_{p,w} + W_{b,cu} c_{p,cu} + W_{b,al} c_{p,al}) \left( -\frac{dT_a}{dt} \right) + Q_{st} W_s \frac{dq_a}{dt} - W_s c_{p,v} \frac{dq_a}{dt} (T_a - T_e) \quad (3.8)$$

Ποσότητες που εμφανίζονται στην εξίσωση 3.8 και δεν έχουν επεξηγηθεί μέχρι τώρα είναι οι παρακάτω:

- $W_s$ : συνολική μάζα του silica gel στον ψύκτη
- $c_{p,s}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του silica gel
- $W_{b,cu}$ : μάζα του χάλκινου σωλήνα του εναλλάκτη
- $c_{p,cu}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του χαλκού
- $W_{b,al}$ : μάζα των αλουμινένιων περυγίων του εναλλάκτη
- $c_{p,al}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του αλουμινίου
- $Q_{st}$ : θερμότητα που εκλύεται κατά την προσρόφηση
- $c_{p,v}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα των ατμών

### Εκροφητής

Θερμοκρασία εξόδου του νερού θέρμανσης από τον εκροφητή:

$$T_{hw,out} = T_d + (T_{hw,in} - T_d) \exp\left(-\frac{U_b A_b}{\dot{m}_{hw} c_{p,w}}\right) \quad (3.9)$$

όπου οι ποσότητες είναι αντίστοιχες με της εξίσωσης 3.7, με διαφορετικές τις παρακάτω ποσότητες:

- $T_{hw,in}$ : θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης
- $\dot{m}_{hw}$ : παροχή μάζας του νερού θέρμανσης

Το ενεργειακό ισοζύγιο του εκροφητή ορίζεται όπως και του προσροφητή, με την διαφορά ότι δεν υπάρχει ο όρος της αισθητής θερμότητας των υδρατμών που εκλύονται, καθώς βρίσκονται στην ίδια θερμοκρασία με τον θάλαμο εκρόφησης. Έτσι, το ισοζύγιο εκφράζει ότι η θερμότητα που προσδίδει το νερό θέρμανσης (1<sup>ος</sup> όρος αριστερού μέλους) ισούται με την αύξηση της θερμοκρασίας του εκροφητή (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) συν την θερμότητα που απαιτείται για να πραγματοποιηθεί η εκρόφηση (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{hw,b} c_{p,w} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) = & (W_s c_{p,s} + W_s q_d c_{p,w} + W_{b,cu} c_{p,cu} + W_{b,al} c_{p,al}) \frac{dT_d}{dt} \\ & + Q_{st} W_s \left( -\frac{dq_d}{dt} \right) \end{aligned} \quad (3.10)$$

### Συμπυκνωτής

Ομοίως με τα προηγούμενα, η θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης του συμπυκνωτή:

$$T_{cw,c,out} = T_c + (T_{cw,in} - T_c) \exp\left(-\frac{U_c A_c}{\dot{m}_{cw,c} c_{p,w}}\right) \quad (3.11)$$

όπου:

- $U_c$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του συμπυκνωτή
- $A_c$  : επιφάνεια εναλλαγής του συμπυκνωτή
- $\dot{m}_{cw,c}$  : παροχή μάζας του νερού ψύξης στον συμπυκνωτή

Το ενεργειακό ισοζύγιο του συμπυκνωτή εκφράζει ότι η θερμότητα που απάγει το νερό ψύξης (1<sup>ος</sup> όρος αριστερού μέλους) ισούται με την αισθητή θερμότητα των ατμών που έρχονται από τον εκροφητή (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) συν την λανθάνουσα θερμότητα που εκλύουν όταν συμπυκνώνονται (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους), μείον την μεταβολή θερμότητας των χάλκινων μερών και του συμπυκνώματος του συμπυκνωτή.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{cw,c} c_{p,w} (T_{cw,c,out} - T_{cw,in}) = & c_{p,v} (T_d - T_c) W_s \left( -\frac{dq_d}{dt} \right) + L W_s \left( -\frac{dq_d}{dt} \right) \\ & - (W_{c,cu} c_{p,cu} + W_{c,w} c_{p,w}) \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \quad (3.12)$$

### Ατμοποιητής

Η θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού από τον ατμοποιητή, μια από τις πιο σημαντικές ποσότητες, δίνεται από την παρακάτω εξίσωση:

$$T_{chw,out} = T_e + (T_{chw,in} - T_e) \exp\left(-\frac{U_e A_e}{\dot{m}_{chw} c_{p,w}}\right) \quad (3.13)$$

όπου:

- $T_{chw,in}$  : θερμοκρασία εισόδου του ψυχόμενου νερού
- $U_e$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή
- $A_e$  : επιφάνεια εναλλαγής του ατμοποιητή

➤  $\dot{m}_{c,w,c}$ : παροχή μάζας του ψυχόμενου νερού στον ατμοποιητή

Το ισοζύγιο ενέργειας του ατμοποιητή εκφράζει ότι θερμότητα που παράγεται από το νερό ψύξης (1<sup>ος</sup> όρος αριστερού μέλους) ισούται με την λανθάνουσα θερμότητα που παραλαμβάνουν οι υδρατμοί κατά την εξάτμιση τους (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους), μείον την θερμότητα που αποβάλλουν οι υδρατμοί όταν ψύχονται από την θερμοκρασία του συμπυκνωτή σε αυτή του ατμοποιητή (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους), μείον την μεταβολή της θερμοκρασίας του ατμοποιητή (χάλκινων μερών και υγρού νερού).

$$\dot{m}_{chw}c_{p,w}(T_{chw,in} - T_{chw,out}) = LW_s \frac{dq_a}{dt} - c_{p,w}(T_c - T_e)W_s \left( -\frac{dq_d}{dt} \right) - (W_{e,cu}c_{p,cu} + W_{e,w}c_{p,w}) \frac{dT_e}{dt} \quad (3.14)$$

Ο ρυθμός μεταβολής της ποσότητας του νερού που βρίσκεται στον ατμοποιητή εξαρτάται από τους ρυθμούς προσρόφησης και εκρόφησης των θαλάμων και δίνεται από τον τύπο:

$$\frac{dW_{e,w}}{dt} = -W_s \left( \frac{dq_a}{dt} + \frac{dq_d}{dt} \right) \quad (3.15)$$

Κατά την λειτουργία πρόψυξης/προθέρμανσης, που όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές, ισχύει ότι  $\frac{dq_d}{dt} = \frac{dq_a}{dt} = 0$ , οπότε τα ισοζύγια διαμορφώνονται αναλόγως.

Στους πίνακες 3.1 και 3.2 αναγράφονται οι τιμές που χρησιμοποιήθηκαν στο παρόν μοντέλο.

**Πίνακας 3.1: Χαρακτηριστικές τιμές των μεγεθών του ψύκτη. [13]**

Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες
$U_b A_b$	4241.38	W/K	$c_{p,w}$	4186	J/kg · K
$U_c A_c$	15349.80	W/K	$c_{p,s}$	924	J/kg · K
$U_e A_e$	4884.90	W/K	$c_{p,cu}$	386	J/kg · K
$W_{c,cu}$	24.48	kg	$c_{p,al}$	905	J/kg · K
$W_{e,cu}$	12.45	kg	$D_{so}$	$2.54 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup> /s
$W_s$	47	kg	$R$	8.314	J/mol · K
$W_{b,cu}$	51.20	kg	$R_p$	$1.74 \times 10^{-4}$	m
$W_{b,al}$	64.04	kg	$Q_{st}$	$2.8 \times 10^6$	J/kg
$W_{c,w}$	20	kg	$L$	$2.5 \times 10^6$	J/kg
$W_{c,w}$	50	kg	$E_{act}$	$4.2 \times 10^4$	J/mol



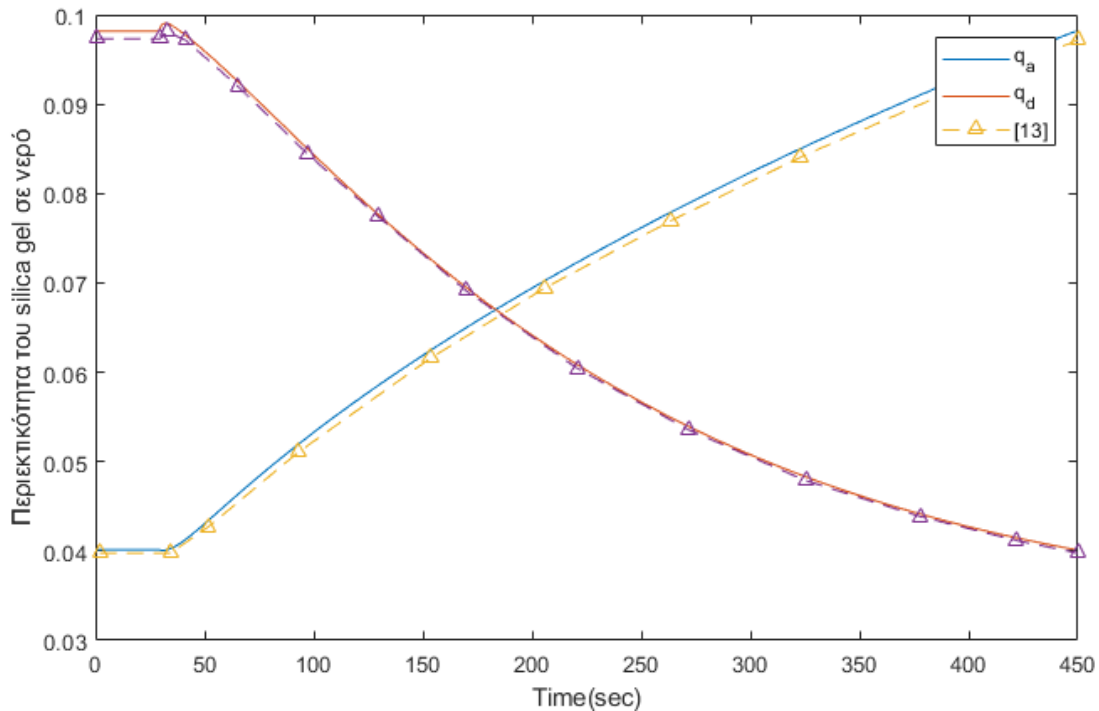
**Πίνακας 3.2: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων στους εναλλάκτες θερμότητας. [13]**

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$\dot{m}_{cw,b} = 1.52, \dot{m}_{cw,c} = 1.37$	$\dot{m}_{hw} = 1.28$	$\dot{m}_{chw} = 0.7$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cw,in} = 31.1$	$T_{hw,in} = 85.7$	$T_{chw,in} = 14.8$

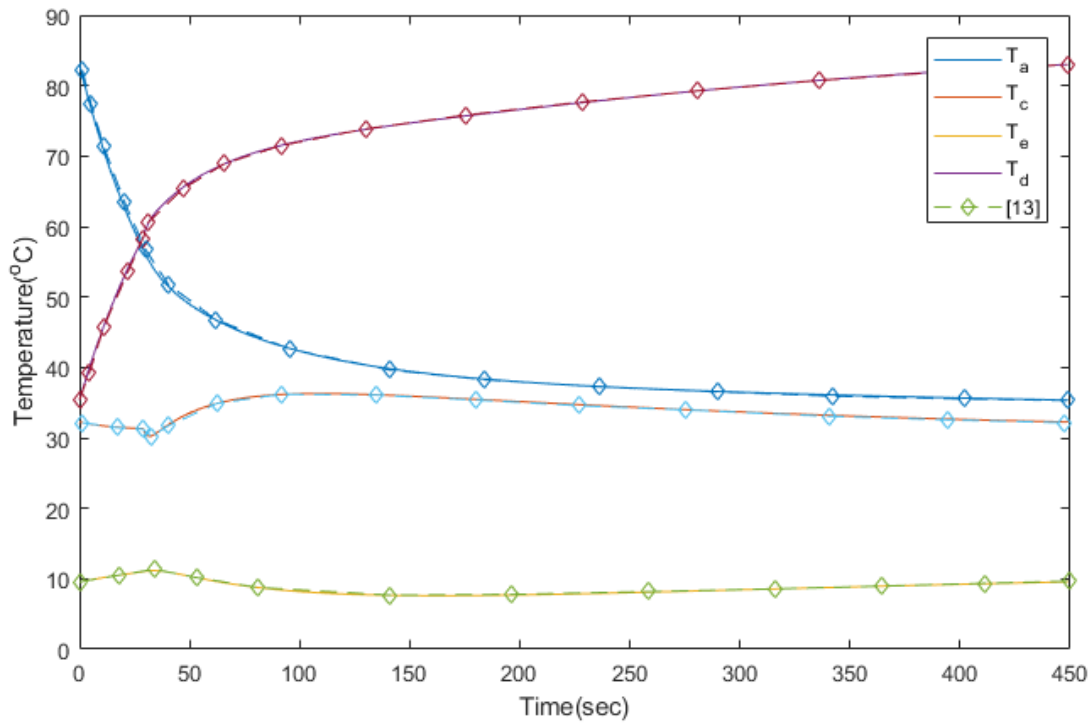
Η διακριτοποίηση και η επίλυση των εξισώσεων αναλύεται λεπτομερώς στην διπλωματική εργασία του Α. Μπασδάνη «Ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης με τεχνολογίες απορρόφησης και προσρόφησης» [15].

Το σύστημα των 11 συνήθων διαφορικών εξισώσεων (3.1-3.2 και 3.7-3.15) επιλύεται με την μέθοδο πεπερασμένων διαφορών Euler, εφαρμόζοντας προσεγγιστικές αρχικές συνθήκες, και αντιστρέφοντας την λειτουργία των θαλάμων στο τέλος του μισού κύκλου. Ο χρόνος μισού κύκλου λειτουργίας είναι  $t_{hc} = 450 s$ , όπου  $t_A = 30 s$  και  $t_B = 420 s$ .

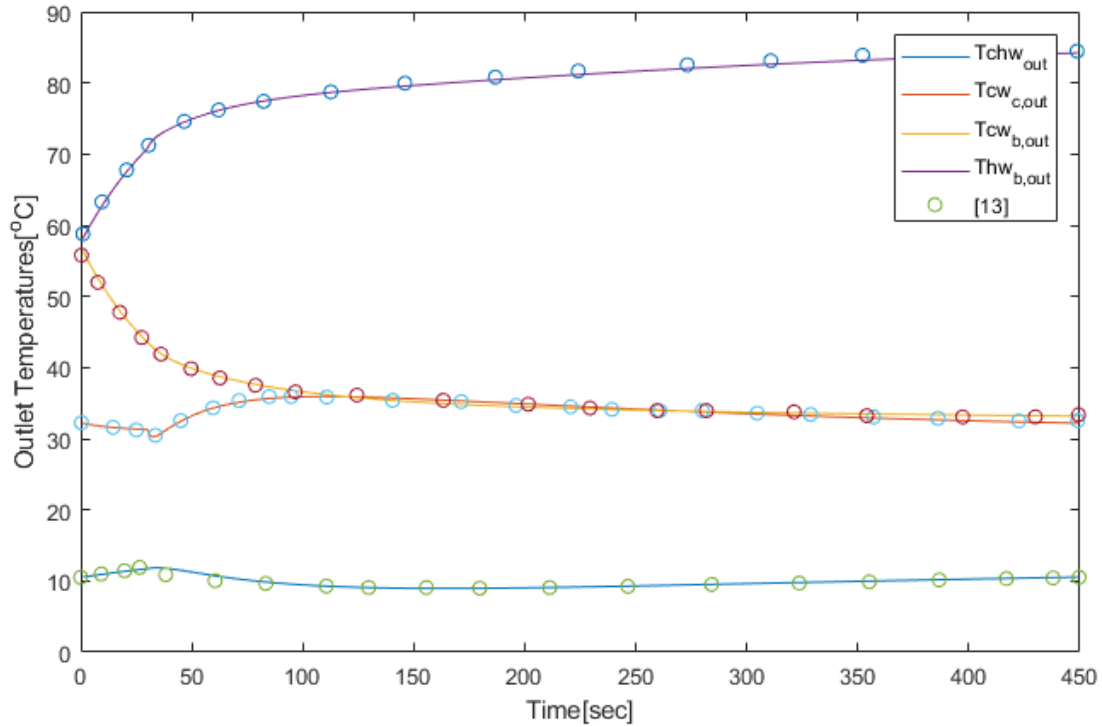
Τα προφίλ των συγκεντρώσεων και των θερμοκρασιών των θαλάμων & των ρευμάτων εξόδου στην διάρκεια μισού κύκλου φαίνονται στα σχήματα 3.2-3.4 ([15], [13]):



**Σχήμα 3.2: Διακύμανση της περιεκτικότητας νερού στο silica gel των θαλάμων ρόφησης στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13]**



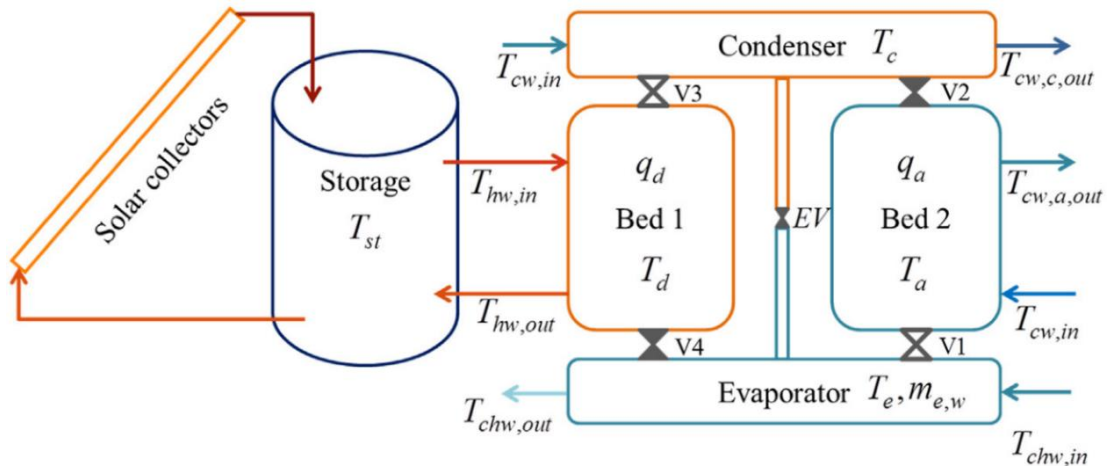
Σχήμα 3.3: Διακύμανση των θερμοκρασιών των θαλάμων ρόφησης, του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13]



Σχήμα 3.4: Διακύμανση των θερμοκρασιών των ρευμάτων εξόδου στην διάρκεια μισού κύκλου. [15] [13]

### 3.2 Σύνδεση ψύκτη με το ΗΘΣ

Στα περισσότερα ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης, μεταξύ του ψύκτη και του ηλιακού συλλέκτη παρεμβάλλεται ένα δοχείο αποθήκευσης. Εκεί αποθηκεύεται το φέρον ρευστό για χρήση τις ώρες που δεν υπάρχει ηλιοφάνεια ή απλά για να υπάρχει παροχή νερού σταθερής θερμοκρασίας στον ψύκτη. Στο σχήμα 3.5 φαίνεται ένα ολοκληρωμένο ηλιακό σύστημα ψύξης με προσρόφιση:



Σχήμα 3.5: Διάταξη ηλιακού θερμικού συστήματος ψύξης με ψύκτη προσρόφισης μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης. [32]

Η θερμική ενέργεια που υπάρχει στο δοχείο αποθήκευσης ισούται με την χρήσιμη ηλιακή ενέργεια που συλλέγεται εάν αφαιρέσουμε τις απώλειες του δοχείου [32]:

$$Q_u = A_{sc} F_R \left[ q_s (\tau\alpha)_{eff} - U_L (T_{st} - T_{amb}) \right] \quad (3.16)$$

όπου:

- $A_{sc}$  : επιφάνεια ηλιακών συλλεκτών [ $\text{m}^2$ ]
- $F_R$  : συντελεστής απομάκρυνσης θερμότητας
- $q_s$  : ηλιακή ακτινοβολήση [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
- $(\tau\alpha)_{eff}$  : συντελεστής περατότητας καλύμματος και απορρόφησης συλλέκτη
- $U_L$  : συντελεστής απωλειών συναγωγής [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ]
- $T_{st}$  : θερμοκρασία νερού αποθήκευσης [ $^\circ\text{C}$ ]
- $T_{amb}$  : θερμοκρασία περιβάλλοντος [ $^\circ\text{C}$ ]

Το ισοζύγιο ενέργειας στο δοχείο αποθήκευσης δίνεται από την εξίσωση:

$$m_{st} c_{p,w} \frac{dT_{st}}{dt} = Q_u - Q_H \quad (3.17)$$

όπου:

- $m_{st}$  : μάζα νερού στο δοχείο αποθήκευσης [kg]
- $Q_H$  : φορτίο ζήτησης (*heat input*) [kW]

$$Q_H = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{hw} c_{p,w} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt}{t_{hc}} \quad (3.18)$$

Για την αξιολόγηση των ψυκτικών συστημάτων με προσρόφηση μας ενδιαφέρουν κυρίως δύο δείκτες απόδοσης:

- Ψυκτική Ισχύς (Cooling Capacity ή Cooling Power)

$$Q_C = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{p,w} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{t_{hc}} \quad [\text{kW}] \quad (3.19)$$

Η ψυκτική ισχύς αντιπροσωπεύει την θερμότητα που αφαιρείται από το ψυχόμενο νερό ανά μονάδα χρόνου.

- Συντελεστής Συμπεριφοράς (Coefficient of Performance)

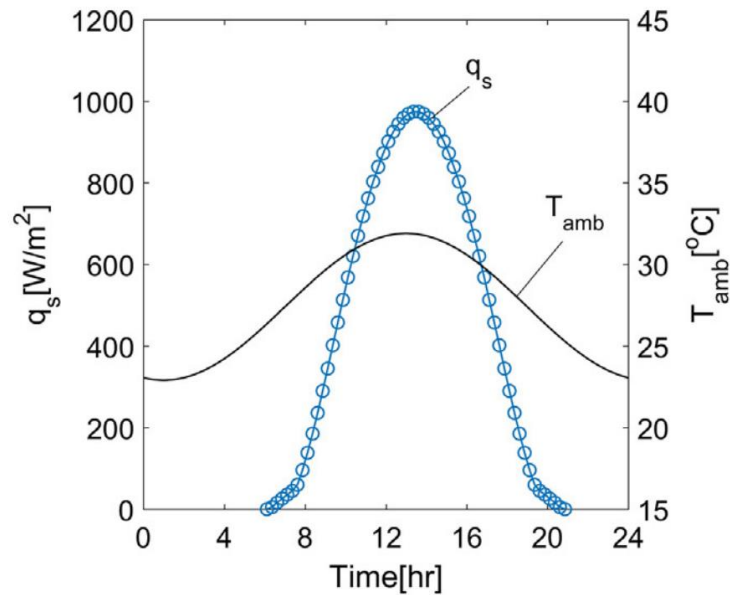
$$COP = \frac{Q_C}{Q_H} = \frac{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{chw} c_{p,w} (T_{chw,in} - T_{chw,out}) dt}{\int_0^{t_{hc}} \dot{m}_{hw} c_{p,w} (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt} \quad (3.20)$$

Ο συντελεστής συμπεριφοράς αντιπροσωπεύει τον λόγο της θερμότητας που αφαιρείται από το ψυχόμενο νερό προς την θερμότητα (ενέργεια) που παρέχεται στον ψύκτη.

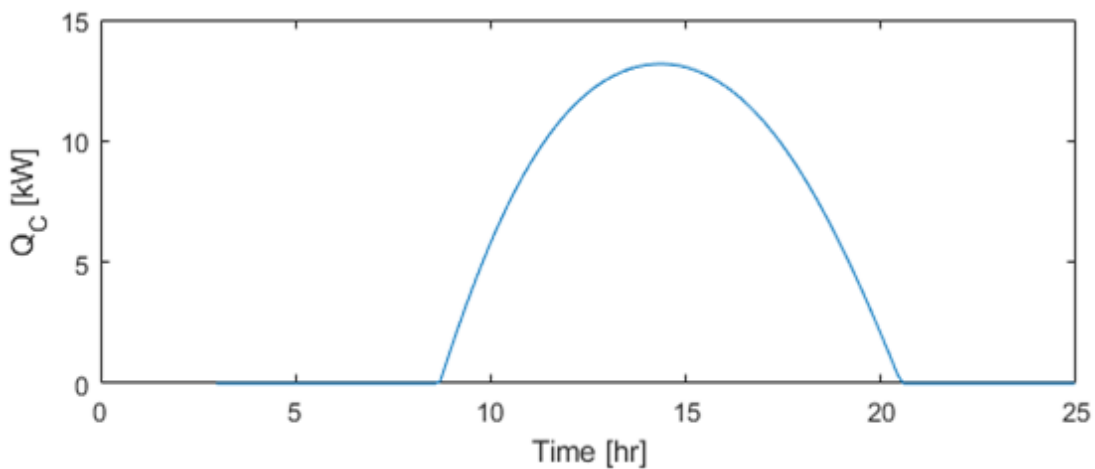
Επίσης, πολλές φορές χρησιμοποιείται η ειδική ψυκτική ισχύς (Specific Cooling Capacity ή Specific Cooling Power), η οποία μετριέται ανά μονάδα μάζας προσροφητικού υλικού του ψύκτη, ώστε να είναι πιο αντικειμενική η σύγκριση μεταξύ ψυκτών.

$$SCC = \frac{Q_C}{W_s} \text{ [W/kg}_{ads}\text{]} \quad (3.21)$$

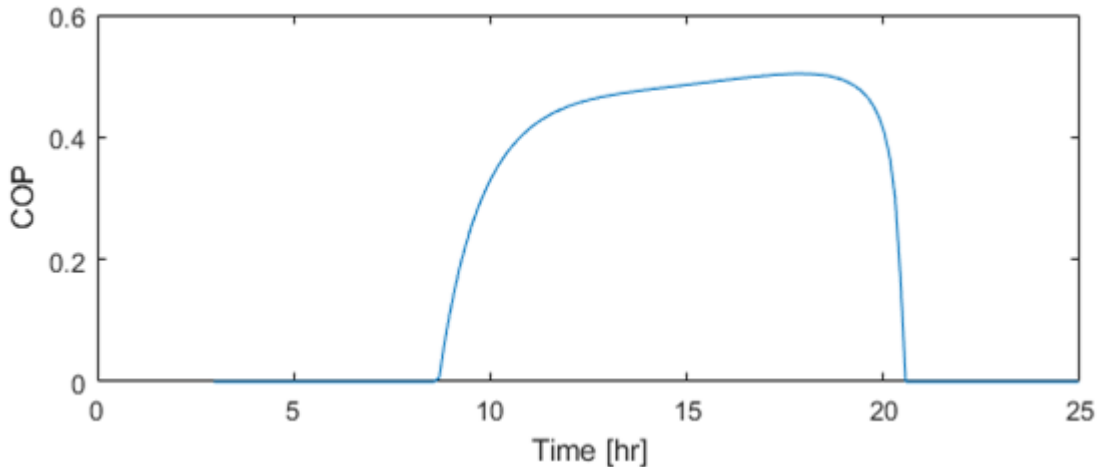
Θεωρώντας  $T_{hw,in} = T_{st}$  και λαμβάνοντας υπ' όψιν την μεταβολή των  $T_{amb}$  και  $T_{st}$  (λόγω του  $q_s$ ) (σχ. 3.6), προκύπτει η συμπεριφορά του ψύκτη κατά την διάρκεια μίας μέρας (σχήματα 3.7 και 3.8).



Σχήμα 3.6: Διακύμανση ηλιακής ακτινοβολήσης και θερμοκρασίας περιβάλλοντος κατά την διάρκεια μίας ημέρας του Ιουλίου στην Αθήνα. [32]



Σχήμα 3.7: Μεταβολή της ψυκτικής ισχύος κατά την διάρκεια μίας ημέρας. [15]

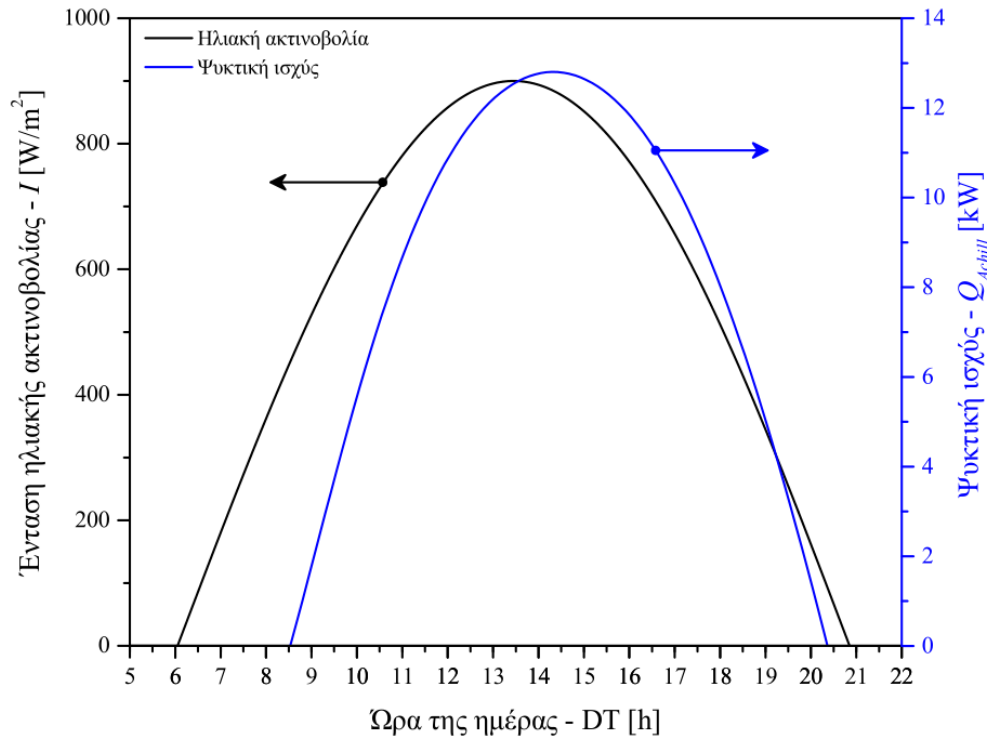


Σχήμα 3.8: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς κατά την διάρκεια μιας ημέρας. [15]

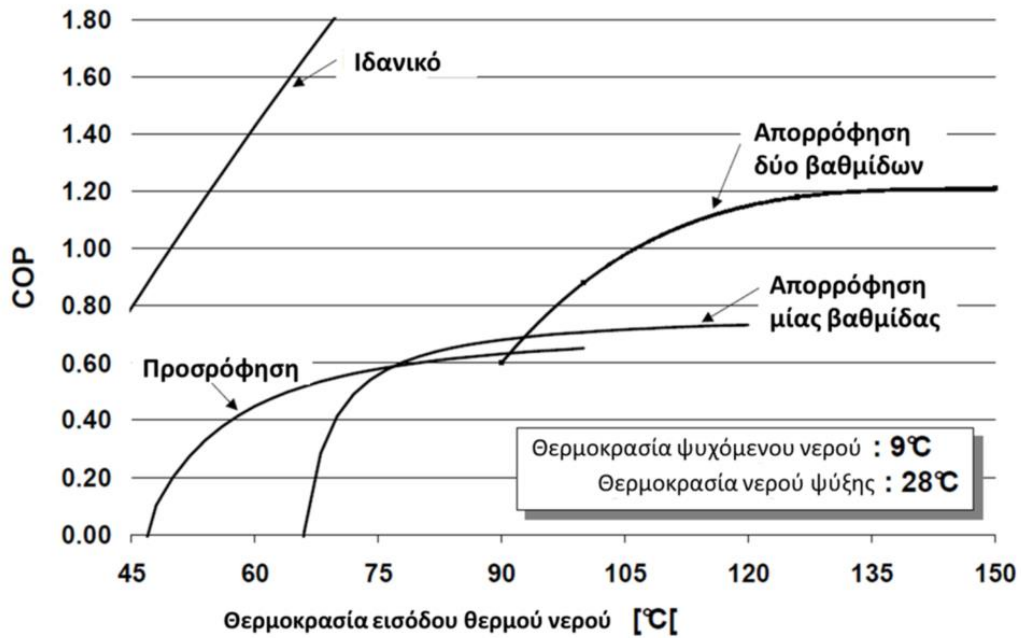
### 3.3 Πλεονεκτήματα & μειονεκτήματα

Οι ψύκτες προσρόφησης, πέρα από το γεγονός ότι είναι φιλικό προς το περιβάλλον, εμφανίζουν αρκετά πλεονεκτήματα, ειδικά σε σχέση με τις υπόλοιπες εναλλακτικές τεχνολογίες ψύξης:

- ✓ Εκμεταλλεύονται το γεγονός ότι η μέγιστη ζήτηση για ψύξη εμφανίζεται ταυτόχρονα με την μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία (σχ. 3.6), δηλαδή σχεδόν την στιγμή (αναλόγως την θερμική αδράνεια του συστήματος) που εμφανίζουν την μέγιστη ψυκτική ισχύ τους (σχ. 3.9).
- ✓ Μπορούν να τροφοδοτηθούν από νερό χαμηλής θερμοκρασίας (ακόμα και 50°C σε συστήματα πολλαπλών βαθμίδων), κάτι που δεν μπορούν να κάνουν τα ψυκτικά συστήματα απορρόφησης (σχ. 3.10).
- ✓ Έχουν ελάχιστο κόστος λειτουργίας, καθώς η περισσότερη ενέργεια παρέχεται δωρεάν από τον ήλιο. Οι μόνες καταναλώσεις ηλεκτρικής ενέργειας ενός ψύκτη προσρόφησης αφορούν τους κυκλοφορητές των ρευμάτων νερού, τις αντλίες κενού (στις περιπτώσεις που έχουμε νερό για ψυκτικό μέσο) και τους πύργους ψύξης, δηλαδή ποσότητες που συνήθως είναι αμελητέες σε σύγκριση με την ψύξη που παράγεται.
- ✓ Έχουν ελάχιστα κινούμενα μέρη, γεγονός που συντελεί σε μεγάλη διάρκεια ζωής και χαμηλές απαιτήσεις συντήρησης, σε αντίθεση με τους ψύκτες απορρόφησης που έχουν μικρή διάρκεια ζωής και μεγάλες απαιτήσεις συντήρησης [16]. Επίσης, λόγω της απουσίας κινούμενων μερών, η λειτουργία των ψυκτών προσρόφησης είναι σχεδόν αθόρυβη.
- ✓ Μπορούν να χρησιμοποιηθούν άνετα σε μη στατικές εφαρμογές, όπως πλοία, τραίνα, κ.ά., σε αντίθεση με τους ψύκτες που περιέχουν υγρά διαλύματα.



Σχήμα 3.9: Μεταβολή της ηλιακής ακτινοβολίας και της ψυκτικής ισχύος κατά την διάρκεια μίας ημέρας. [13]



Σχήμα 3.10: Μεταβολή του συντελεστή συμπεριφοράς των ψυκτών προσρόφησης και απορρόφησης συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης. [13]

Παρ' όλα αυτά, υπάρχουν κάποια σοβαρά μειονεκτήματα τα οποία τους καθιστούν μη ανταγωνιστικούς και αποτρέπουν μέχρι στιγμής την εμπορική τους διάθεση στο κοινό:

- ✦ Οι ψύκτες προσρόφησης σε γενικές γραμμές παρουσιάζουν χαμηλότερους δείκτες απόδοσης (COP, CC) από τους αντίστοιχους ψύκτες απορρόφησης, πόσω μάλλον από τους συμβατικούς ψύκτες.
- ✦ Η ογκώδης κατασκευή των ψυκτών και η χαμηλή αναλογία ισχύος – μεγέθους, περιορίζουν την χρήση τους κυρίως σε βιομηχανικές εφαρμογές και μεγάλα κτίρια (νοσοκομεία, σχολεία, γραφεία) που διαθέτουν ανάλογους χώρους για την τοποθέτηση των ψυκτικών συστημάτων.
- ✦ Λόγω της μικρής τους παραγωγής, έχουν αρκετά υψηλές τιμές, οι οποίες χωρίς επιδότηση, είναι απαγορευτικές ακόμα και για τους επαγγελματίες.

Για τους λόγους αυτούς, έχουν γίνει και συνεχίζουν να γίνονται έρευνες για την βελτίωση της απόδοσης των ψυκτών, οι οποίες, μεταξύ άλλων, ασχολούνται με: την αύξηση της ικανότητας προσρόφησης στους προσροφητές, την βελτίωση της μεταφοράς μάζας και θερμότητας στα εργαζόμενα ζεύγη, καινοτομίες στους θαλάμους ρόφησης για μεγαλύτερη μεταφορά θερμότητας, προσθήκη επιπλέον θαλάμων & βαθμίδων στους ψύκτες και τροποποιήσεις στον ψυκτικό κύκλο [33] [16]. Ορισμένες τεχνικές από τα δύο τελευταία πεδία περιγράφονται στο επόμενο εδάφιο.

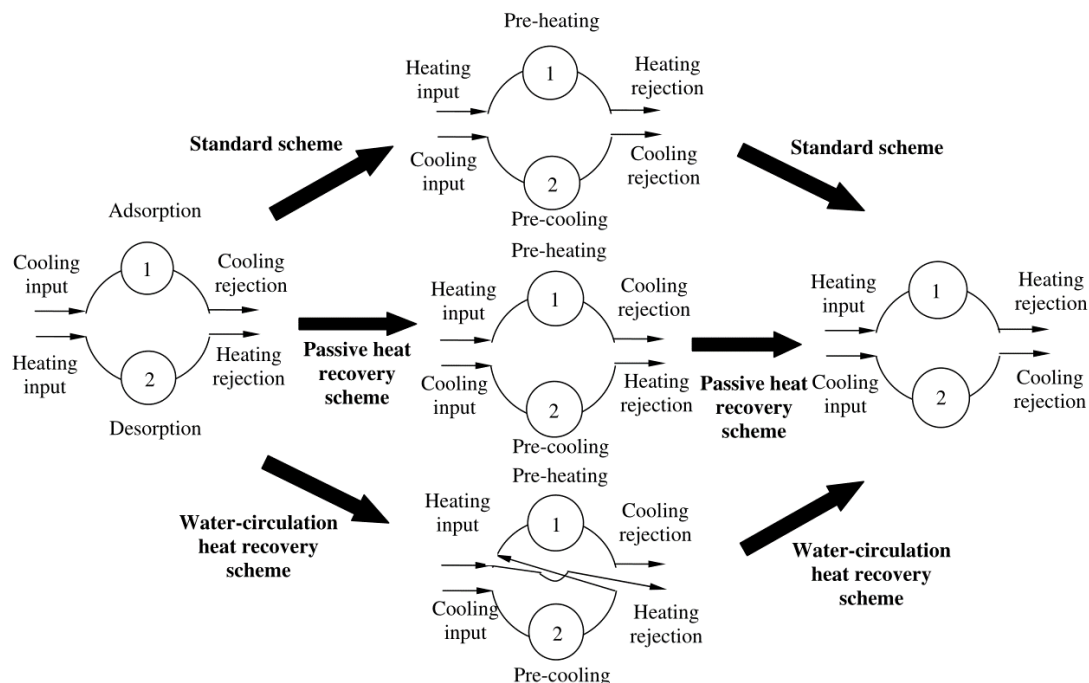
### **3.4 Τεχνικές βελτίωσης των ψυκτών προσρόφησης**

#### **3.4.1 Ανάκτηση θερμότητας**

Μία τεχνική βελτίωσης του συντελεστή συμπεριφοράς των ψυκτών είναι η εφαρμογή του κύκλου ανάκτησης θερμότητας. Στον συγκεκριμένο κύκλο, κατά την φάση της προθέρμανσης του ψυχρού θαλάμου, εκμεταλλευόμαστε το γεγονός ότι τα μέρη του θερμού θαλάμου έχουν αποθηκευμένη θερμική ενέργεια, η οποία στον συμβατικό κύκλο προσρόφησης θα μεταφέρονταν στο νερό ψύξης, το οποίο θα ψύχονταν στον πύργο ψύξης. Όμως, στον κύκλο ανάκτησης θερμότητας, το νερό ψύξης αφού διέλθει από τον θερμό θάλαμο, αντί να καταλήξει στον πύργο ψύξης, κατευθύνεται στον ψυχρό θάλαμο τον οποίο και θερμαίνει με την θερμότητα που παρέλαβε από τον θερμό θάλαμο. Έτσι, εξοικονομείται πολύτιμη ενέργεια, η οποία υπό κανονικές συνθήκες θα έπρεπε να χρησιμοποιηθεί από το θερμό νερό του δοχείου αποθήκευσης. Δηλαδή με άλλα λόγια, πετυχαίνουμε την ίδια ψυκτική ισχύ με λιγότερη προσφερόμενη ενέργεια, οπότε, από τον ορισμό του ο COP αυξάνεται [34]. Επιπλέον, εφ' όσον το νερό ψύξης που κατευθύνεται στον πύργο ψύξης είναι ψυχρότερο απ' ότι κανονικά, εξοικονομείται και εκεί ενέργεια, καθώς ο πύργος ψύξης θα καταναλώσει λιγότερο έργο για να το ψύξει.

Εναλλακτικά, υπάρχει και το παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας, το οποίο δεν χρειάζεται επιπλέον σωληνώσεις και βαλβίδες για να λειτουργήσει, καθώς βασίζεται στον διαφορετικό χρονισμό των βαλβίδων και στην κατεύθυνση των ρευμάτων νερού [35].



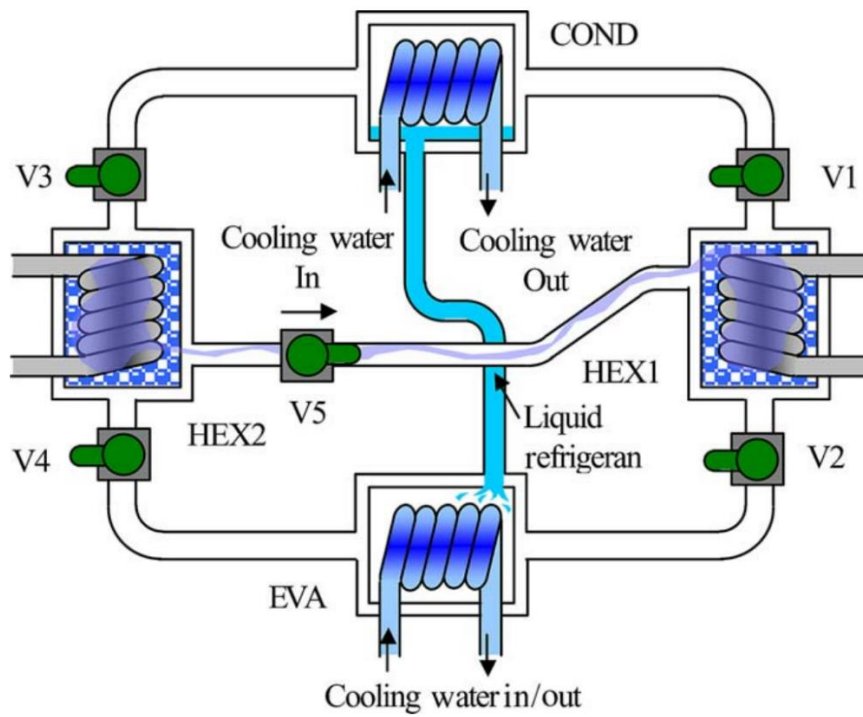


Σχήμα 3.11: Σχήματα ανάκτησης θερμότητας σε σύγκριση με τον συμβατικό κύκλο ψύξης με προσρόφηση. [36]

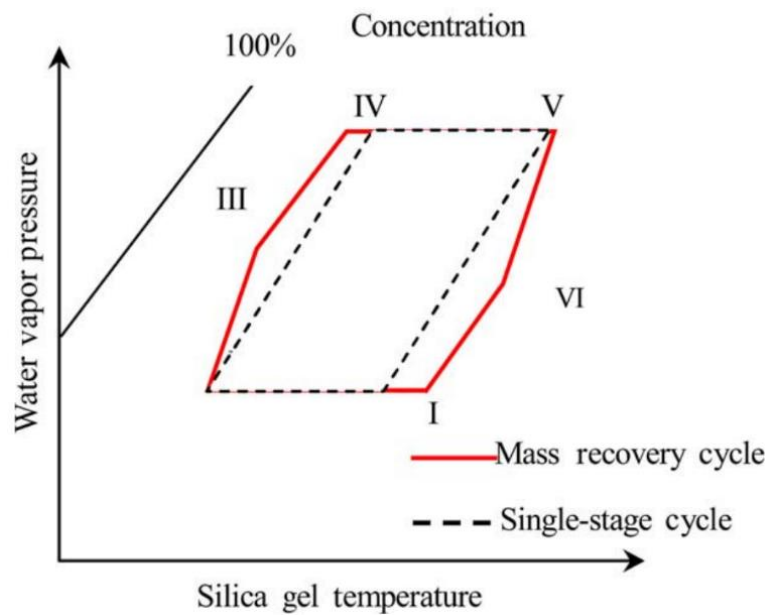
### 3.4.2 Ανάκτηση μάζας

Μια πολύ ενδιαφέρουσα τεχνική βελτίωσης της απόδοσης των ψυκτών προσρόφησης είναι η ανάκτηση μάζας. Στους ψύκτες που χρησιμοποιούν ανάκτηση μάζας οι θάλαμοι ρόφησης συνδέονται μεταξύ τους με έναν αγωγό και μία βαλβίδα, όπως φαίνεται στο σχήμα 3.12. Μετά το πέρας της φάσης προσρόφησης/εκρόφησης του κλασσικού κύκλου ρόφησης, στον απλό κύκλο με ανάκτηση μάζας η βαλβίδα ανοίγει και έτσι ο θερμός θάλαμος (HEX2 στο σχήμα), ο οποίος βρίσκεται στην πίεση του συμπυκνωτή, εκροφάει επιπλέον ατμούς στον ψυχρό θάλαμο (HEX1), ο οποίος βρίσκεται στην πίεση του ατμοποιητή. Η παραπάνω διαδικασία συμβαίνει λόγω διαφοράς πίεσης και σταματάει όταν εξισορροπηθούν οι πιέσεις των δύο θαλάμων. Με αυτό τον τρόπο επιτυγχάνεται η μερική μείωση της πίεσης του θερμού θαλάμου (διεργασία V-VI στο σχήμα 3.13) και αύξηση πίεσης του ψυχρού θαλάμου (διεργασία II-III). Στην συνέχεια, κλείνει η βαλβίδα και για να ολοκληρωθεί η μείωση/αύξηση της πίεσης του θερμού/ψυχρού θαλάμου χρησιμοποιείται ο κλασσικός τρόπος πρόψυξης/προθέρμανσης.

Αξίζει να παρατηρηθεί στο σχήμα 3.13 ότι ο θερμός θάλαμος εκροφάει περισσότερη ποσότητα ψυκτικού απ' ότι στον κλασσικό κύκλο προσρόφησης και ο ψυχρός θάλαμος προσροφάει αυτή την επιπλέον ποσότητα. Έτσι, απ' ενός αυξάνεται η ψυκτική ισχύς, καθώς θα εξατμιστεί περισσότερο ψυκτικό στον ατμοποιητή, και άρα αυξάνεται και ο COP, απ' ετέρου, στην περίπτωση που κατά την διάρκεια της φάσης ανάκτησης μάζας δεν εφαρμόζεται θέρμανση/ψύξη των θαλάμων (άρα εξοικονομείται νερό θέρμανσης και ψύξης) ο COP αυξάνεται ακόμα περισσότερο. [37] [38]



Σχήμα 3.12: Διάταξη ψυκτικού συστήματος προσρόφησης με ανάκτηση μάζας. [39]

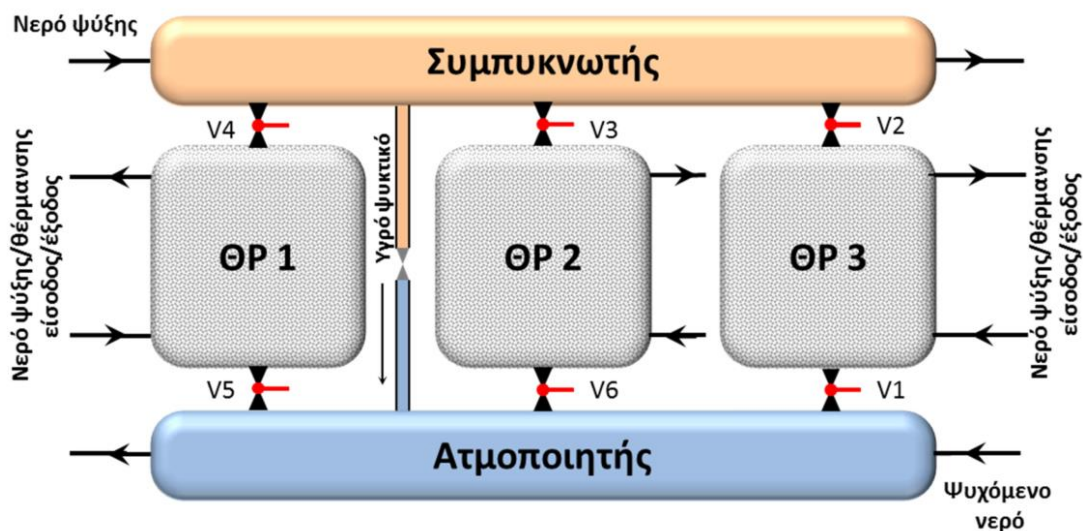


Σχήμα 3.13: Διάγραμμα Dühring ψυκτικού κύκλου προσρόφησης με και χωρίς λειτουργία ανάκτησης μάζας. [39]

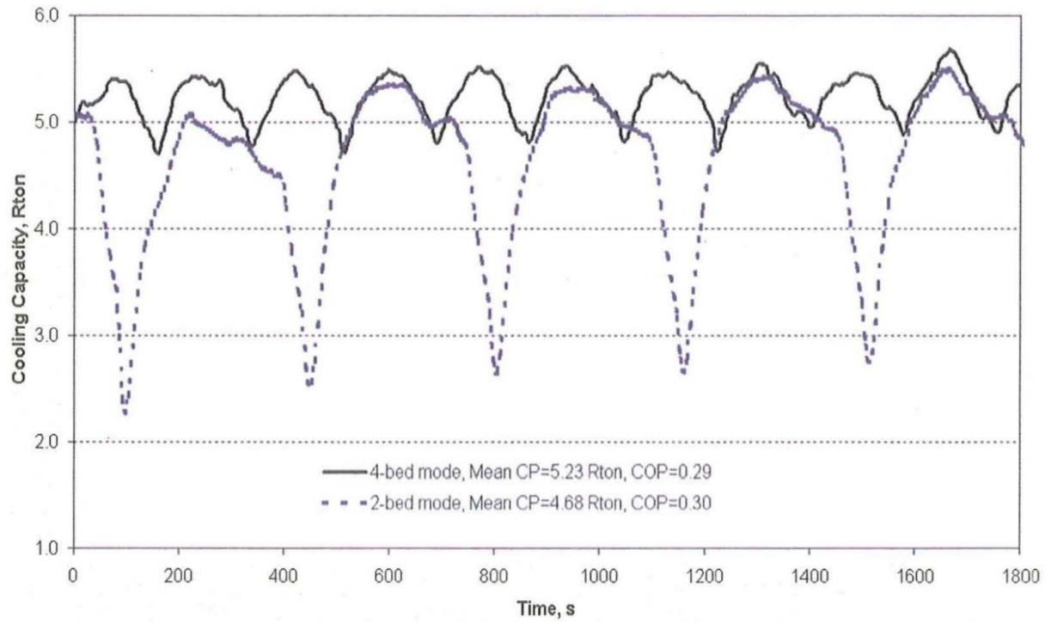
Οι τεχνικές ανάκτησης θερμότητας και μάζας θα αναλυθούν με περισσότερη λεπτομέρεια στα επόμενα δύο κεφάλαια, καθώς αποτελούν το κύριο αντικείμενο ενασχόλησης της παρούσας εργασίας.

### 3.4.3 Πολλαπλοί θάλαμοι ρόφησης

Στον κλασικό ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, κατά τις φάσεις πρόψυξης & προθέρμανσης των θαλάμων, όλες οι βαλβίδες είναι κλειστές. Συνεπώς, είναι λογικό, εφ’ όσον ο προσροφητής δεν προσροφάει τους ατμούς του ατμοποιητή, να παρεμποδίζεται η παραγωγή ψύξης και η θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού να αυξάνεται, και κατ’ επέκταση η στιγμιαία ψυκτική ισχύς να μειώνεται. Για την αντιμετώπιση αυτού του προβλήματος, χρησιμοποιούνται οι ψύκτες πολλαπλών θαλάμων ρόφησης (από 3 και πάνω), ούτως ώστε κάθε στιγμή τουλάχιστον ένας θάλαμος να προσροφάει ψυκτικό από τον ατμοποιητή. Αυτό φαίνεται στον πίνακα 3.3, όπου φαίνονται οι διεργασίες των θαλάμων ρόφησης του ψύκτη μίας βαθμίδας – τριών θαλάμων ρόφησης του σχήματος 3.14. Έτσι, το σύστημα μπορεί να παρέχει συνεχή ψύξη, χωρίς διακυμάνσεις στην θερμοκρασία του ψυχόμενου νερού και στην ψυκτική ισχύ. Στο σχήμα 3.15 φαίνεται η διακύμανση της ψυκτικής ισχύος ψύκτη μίας βαθμίδας – τεσσάρων θαλάμων ρόφησης, σε δύο λειτουργίες: στην λειτουργία 2-bed οι θάλαμοι ρόφησης λειτουργούν ανά δύο όπως στον ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, ενώ στην 4-bed λειτουργία κάθε στιγμή τουλάχιστον ένας θάλαμος κάνει προσρόφηση. Η βελτίωση στις διακυμάνσεις και η αύξηση της μέσης ψυκτικής ισχύος μετά την εφαρμογή της λειτουργίας 4-bed είναι εμφανής.



Σχήμα 3.14: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας - τριών θαλάμων ρόφησης. [13]



Σχήμα 3.15: Διακυμάνσεις της ψυκτικής ισχύος σε ψύκτη με λειτουργίες 2 και 4 κλινών. [40]

Πίνακας 3.3: Διεργασίες των θαλάμων ρόφησης σε έναν πλήρη κύκλο λειτουργίας ψύκτη μίας βαθμίδας - τριών θαλάμων ρόφησης. [13]

Φάση	ΘΡ1	ΘΡ2	ΘΡ3
1	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Εκρόφηση
2	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Πρόψυξη
3	Εκρόφηση	Προσρόφηση	Προσρόφηση
4	Εκρόφηση	Προθέρμανση	Προσρόφηση
5	Εκρόφηση	Εκρόφηση	Προσρόφηση
6	Πρόψυξη	Εκρόφηση	Προσρόφηση
7	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Προσρόφηση
8	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Προθέρμανση
9	Προσρόφηση	Εκρόφηση	Εκρόφηση
10	Προσρόφηση	Πρόψυξη	Εκρόφηση
11	Προσρόφηση	Προσρόφηση	Εκρόφηση
12	Προθέρμανση	Προσρόφηση	Εκρόφηση

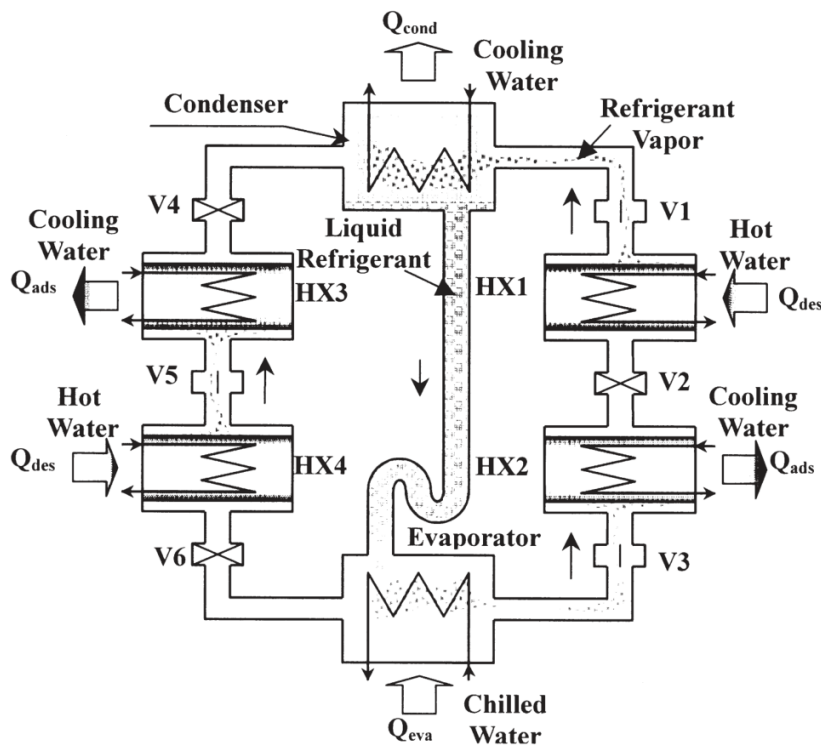
### 3.4.4 Πολλαπλές βαθμίδες ρόφησης

Πολλές φορές το διαθέσιμο νερό θέρμανσης είναι σε τέτοια θερμοκρασία που δεν είναι ικανό να αυξήσει την πίεση του εκροφητή στο επίπεδο αυτής του συμπυκνωτή. Η πίεση του συμπυκνωτή καθορίζεται από την θερμοκρασία του νερού ψύξης που τον διαρρέει. Έτσι, αν η θερμοκρασία του νερού ψύξης είναι σχετικά υψηλή (π.χ. 30°C) σε σχέση με αυτή του νερού θέρμανσης (π.χ. 60°C), όση ώρα και να διαρκέσει η φάση της

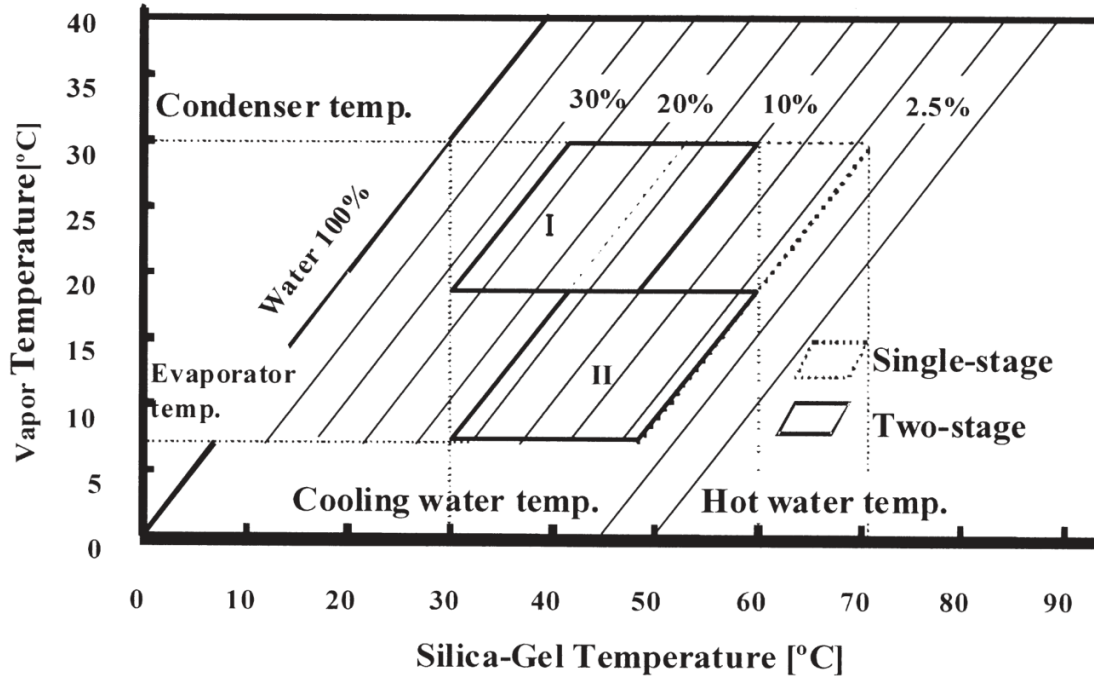
προθέρμανσης, δεν θα μπορέσει να αυξηθεί η πίεση του θαλάμου ρόφησης μέχρι το επίπεδο της πίεσης του συμπυκνωτή, με αποτέλεσμα να μην μπορέσει να γίνει εκρόφηση.

Σε αυτή την περίπτωση χρησιμοποιείται η μέθοδος των πολλαπλών βαθμίδων, κατά την οποία προστίθενται συνήθως δύο ή τέσσερις επιπλέον θάλαμοι ρόφησης, οπότε η συμπίεση γίνεται σταδιακά σε 2 ή 3 βαθμίδες. Όσο μικρότερη είναι η θερμοκρασιακή διαφορά των νερών θέρμανσης και ψύξης (εκροφητή και συμπυκνωτή), τόσο περισσότερες βαθμίδες απαιτούνται για να γίνει η συμπίεση.

Στην περίπτωση των 2 βαθμίδων μοιράζουμε την διαφορά πίεσης ατμοποιητή και συμπυκνωτή σε 3 επίπεδα: χαμηλή πίεση (ατμοποιητή), ενδιάμεση πίεση, υψηλή πίεση (συμπυκνωτή). Η βαθμίδα που λειτουργεί μεταξύ χαμηλής και ενδιάμεσης πίεσης (βαθμίδα II στο σχήμα 3.17) αποτελείται από τους κάτω θαλάμους ρόφησης στο σχήμα 3.16, οι οποίοι προσροφούν από τον ατμοποιητή, προθερμαίνονται και εκροφούν στους πάνω θαλάμους. Στην συνέχεια ψύχονται για να επανέλθουν στην πίεση του ατμοποιητή και να προσροφήσουν πάλι απ' την αρχή. Οι πάνω θάλαμοι λειτουργούν μεταξύ μεσαίας και υψηλής πίεσης (βαθμίδα I στο σχήμα 3.17), οπότε με την σειρά τους προσροφούν από τους κάτω θαλάμους, προθερμαίνονται, εκροφούν στον συμπυκνωτή και προψύχονται για να επανέλθουν στην ενδιάμεση πίεση. [41]



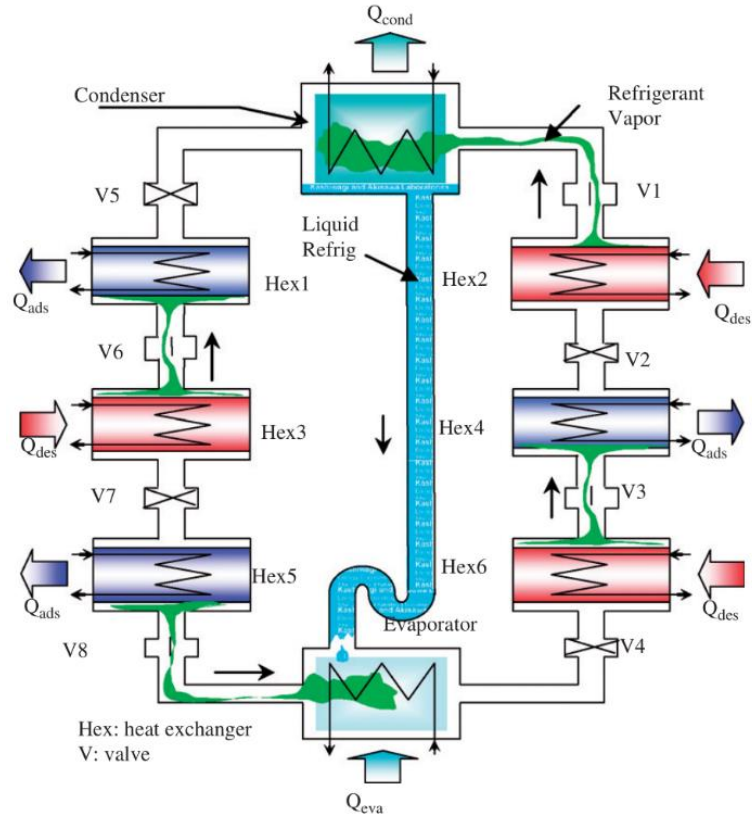
Σχήμα 3.16: Διάταξη ψύκτη δύο βαθμίδων - τεσσάρων θαλάμων ρόφησης. [41]



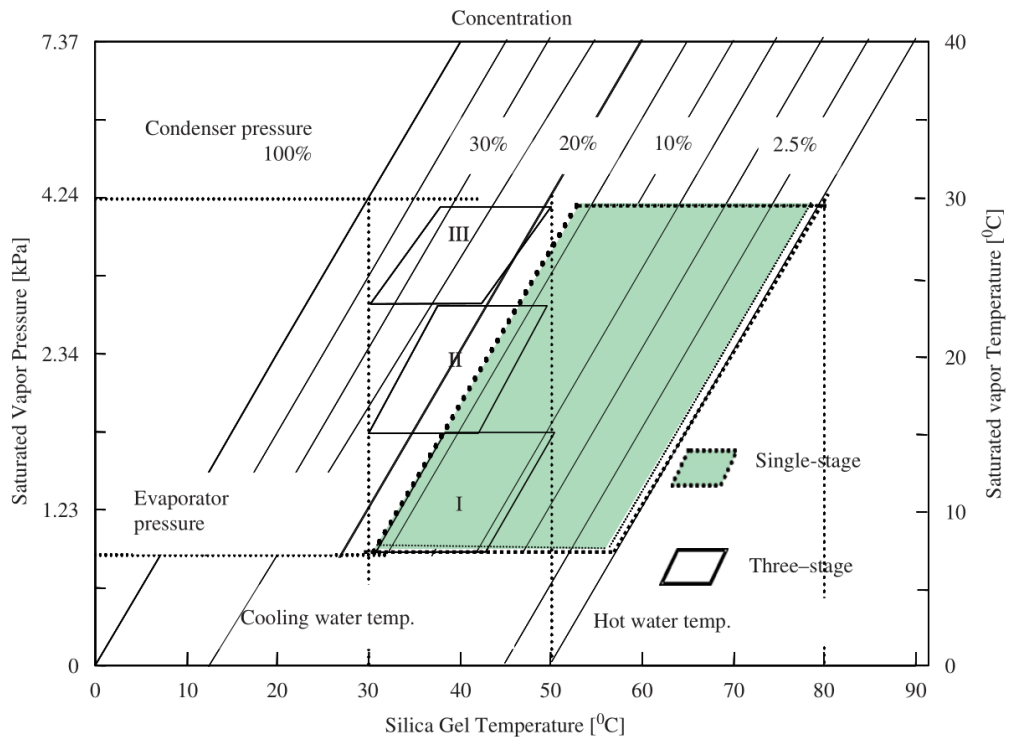
Σχήμα 3.17: Διάγραμμα Dühring του ψύκτη δύο βαθμίδων - τεσσάρων θαλάμων ρόφησης. [41]

Κατ' αντιστοιχία, σε ψύκτες 3 βαθμίδων – 6 θαλάμων ρόφησης (σχ. 3.18) έχουμε 4 επίπεδα πίεσης (σχ. 3.19): κάθε βαθμίδα λειτουργεί μεταξύ δύο πιέσεων, οπότε η χαμηλή βαθμίδα προσροφάει από τον ατμοποιητή (Hex5) και εκροφάει στην μεσαία (Hex6), η μεσαία βαθμίδα προσροφάει από την χαμηλή (Hex4) και εκροφάει στην υψηλή (Hex3) και η υψηλή βαθμίδα προσροφάει από την μεσαία (Hex1) και εκροφάει στον συμπυκνωτή (Hex2). Προφανώς μεταξύ αυτών των φάσεων μεσολαβούν οι φάσεις πρόψυξης και προθέρμανσης με κλειστές όλες τις βαλβίδες για κάθε θάλαμο, έτσι ώστε να εξισορροπούνται οι πιέσεις για την πραγματοποίηση των επόμενων φάσεων. [42] [43]

Η αξία των πολλαπλών βαθμίδων φαίνεται στα σχήματα 3.17 και 3.19, όπου γίνεται σύγκριση με τους ψύκτες μίας βαθμίδας. Παρατηρούμε ότι ενώ θα χρειαζόνταν νερό θερμοκρασίας 70 και 80°C για να πετύχουμε τις επιθυμητές πιέσεις (πιέσεις συμπυκνωτή) με μία βαθμίδα, μπορούμε να φτάσουμε στο ίδιο αποτέλεσμα με νερά θέρμανσης θερμοκρασιών 60 και 50°C αντίστοιχα όταν γίνεται χρήση πολλαπλών βαθμίδων. Αυτοί οι ψύκτες όμως, έχουν το μειονέκτημα ότι είναι διατάξεις αρκετά ογκώδεις (εικ. 3.1) και πολύπλοκες στον σχεδιασμό και την λειτουργία, οπότε δεν είναι προσιτοί, πέρα από ορισμένες εφαρμογές μεγάλης κλίμακας.



Σχήμα 3.18: Διάταξη ψύκτη τριών βαθμίδων – έξι θαλάμων ρόφησης. [42]



Σχήμα 3.19: Διάγραμμα PTX ψύκτη τριών βαθμίδων - έξι θαλάμων ρόφησης. [42]



*Εικόνα 3.1: Ψύκτης τριών βαθμίδων – έξι θαλάμων ρόφησης. [43]*

### **3.4.5 Σύνδεση ψυκτών σε σειρά (Cascading)**

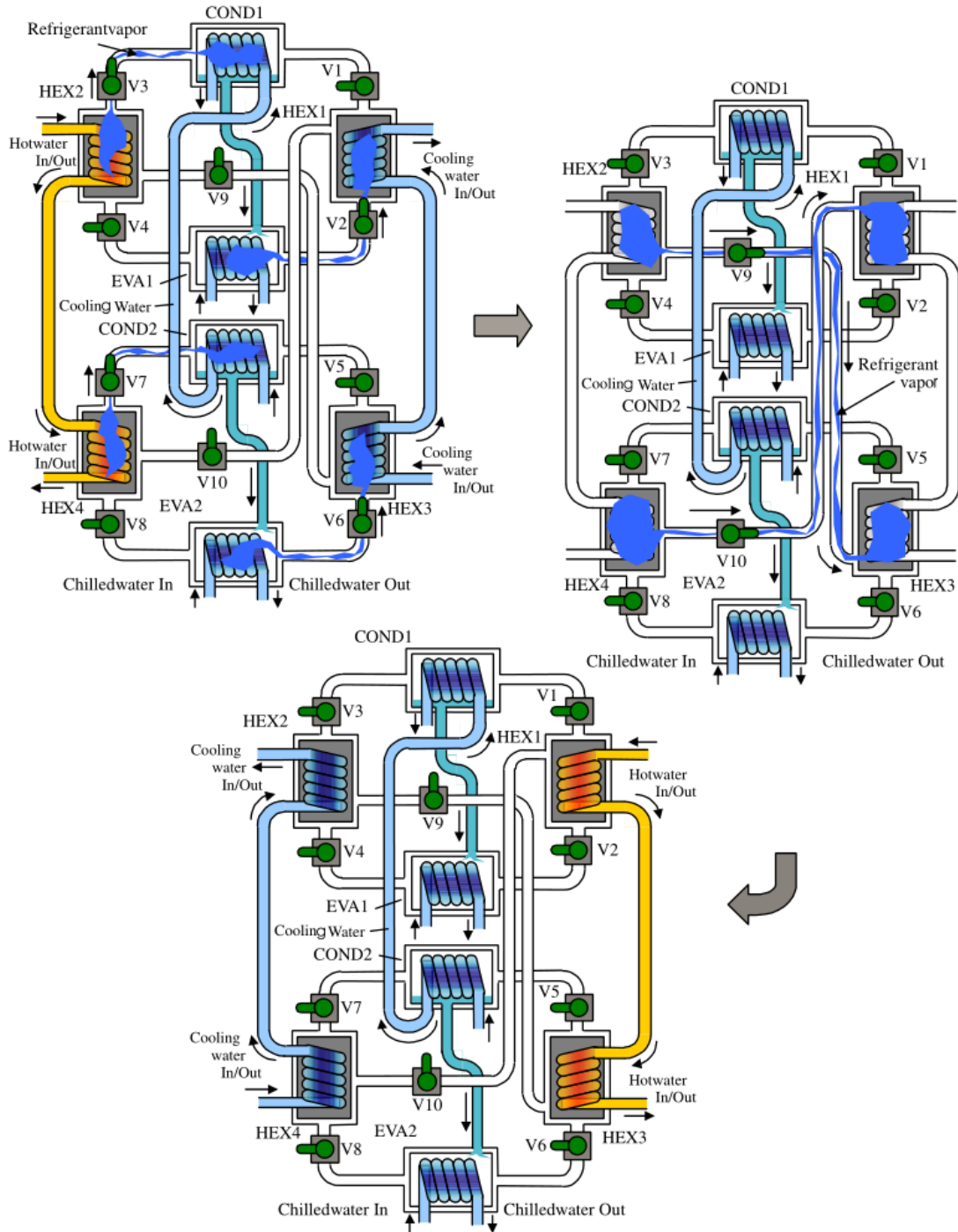
Στο σχήμα 3.20 φαίνεται η διάταξη ενός ψυκτικού συστήματος που αποτελείται από 4 θαλάμους ρόφησης, 2 συμπυκνωτές και 2 ατμοποιητές. Ουσιαστικά, το σύστημα αποτελείται από 2 ψύκτες μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, οι οποίοι λειτουργούν σε διαφορετικά επίπεδα πίεσης και θερμοκρασίας και συνδέονται σε σειρά. Στον πάνω ψύκτη, για παράδειγμα, ο θάλαμος ρόφησης HEX2 εκροφάει κανονικά στον συμπυκνωτή COND1, αλλά αντί το ρεύμα εξόδου του νερού θέρμανσης να επιστρέφει στο δοχείο αποθήκευσης, περνάει σε έναν δεύτερο εκροφητή (HEX4) ο οποίος εκμεταλλεύεται την θερμότητα και εκροφάει στον συμπυκνωτή COND2. Κατ' αυτόν τον τρόπο τροφοδοτείται ο δεύτερος ψύκτης από την αποβαλλόμενη θερμότητα του πρώτου. Ομοίως, το νερό ψύξης που ψύχει τον θάλαμο HEX1, ο οποίος προσροφάει από τον πάνω ατμοποιητή, διέρχεται αρχικά από τον θάλαμο HEX3, ο οποίος προσροφάει από τον κάτω ατμοποιητή.

Η τεχνική αυτή χρησιμοποιείται για να δημιουργηθούν μεγαλύτερες διαφορές πίεσης μεταξύ των θαλάμων (HEX2-HEX3), οπότε κατά την φάση ανάκτησης μάζας γίνεται ακόμα περισσότερη μεταφορά ψυκτικού μεταξύ των θαλάμων, συντελώντας σε αύξηση της ψυκτικής ισχύος όταν η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης είναι μεγαλύτερη των 70°C, ενώ ο COP αυξάνεται σε θερμοκρασίες κάτω των 70°C. [39] Τα ρεύματα εξόδου του ψυχόμενου νερού των δύο ατμοποιητών μπορούν να συνδέονται είτε παράλληλα είτε σε σειρά (το ρεύμα εξόδου του πάνω ατμοποιητή να τροφοδοτεί τον ατμοποιητή του κάτω κύκλου), όπου στην δεύτερη περίπτωση επιτυγχάνονται καλύτερες αποδόσεις. [44]

Επίσης, αυτή η τεχνική μπορεί να χρησιμοποιηθεί χωρίς ανάκτηση μάζας, σε περιπτώσεις που υπάρχει διαθέσιμο νερό υψηλής θερμοκρασίας (>150°C), οπότε ο πάνω κύκλος θα λειτουργεί με ζεύγος που έχει υψηλή θερμοκρασία εκρόφησης (π.χ. ζεόλιθος-νερό) και ο κάτω κύκλος (ο οποίος τροφοδοτείται από τον πάνω) θα λειτουργεί με ζεύγος



silica gel-νερό [45] ή ενεργό άνθρακα-μεθανόλη [46]. Τέτοιου είδους συστήματα μπορούν να πετύχουν COP μεγαλύτερους της μονάδας, αλλά έχουν χαμηλή SCP και αρκετά περίπλοκη λειτουργία. [39]



Σχήμα 3.20: Ψυκτική διάταξη με θαλάμους συνδεδεμένους σε σειρά και με λειτουργία ανάκτησης μάζας. [44]



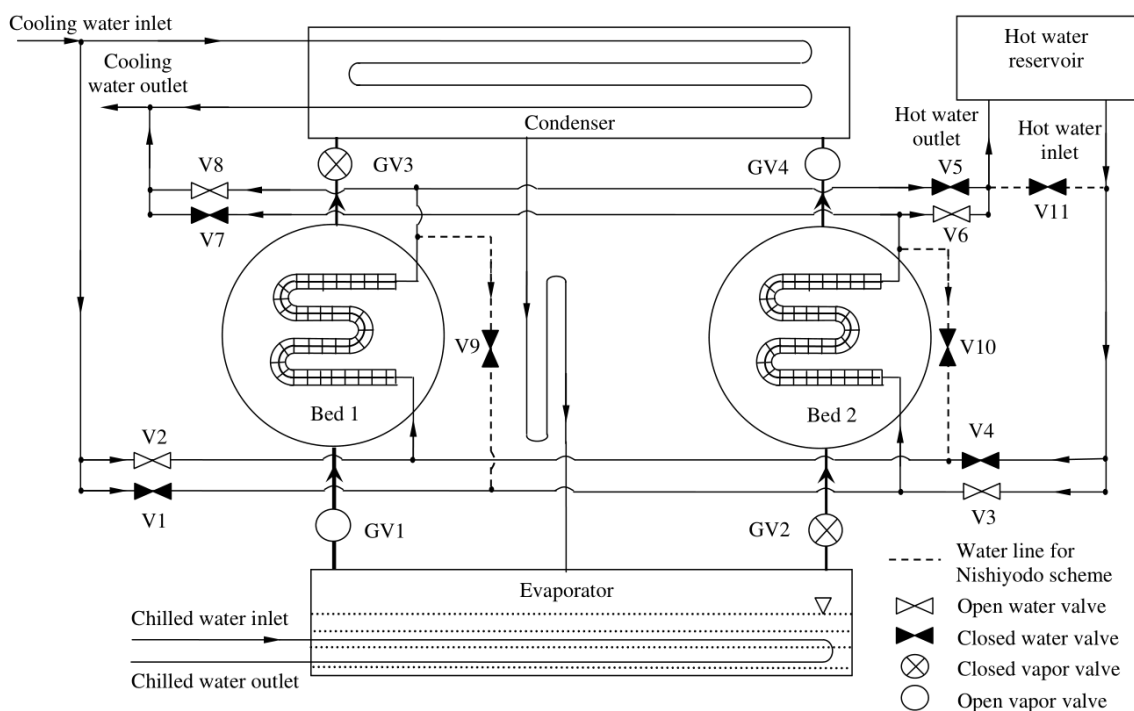
## Κεφάλαιο 4: ΨΥΚΤΙΚΟΙ ΚΥΚΛΟΙ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΘΕΡΜΟΤΗΤΑΣ

### 4.1 Σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού

Στο παρόν εδάφιο αναλύεται το σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού (water-circulation scheme), το οποίο χρησιμοποιήθηκε από τις εταιρίες Nishiyodo Kuchouki Co. Ltd. και Mayekawa Manufacturing Co. Ltd. [34].

#### 4.1.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου

Στο σχήμα 4.1 φαίνεται η διάταξη ενός τυπικού ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, με την διαφορά ότι έχει 3 επιπλέον βαλβίδες (V9, V10 και V11) και 3 επιπλέον αγωγούς (διακεκομμένες γραμμές), ώστε να μπορεί να υλοποιηθεί το σχήμα ανάκτησης θερμότητας.



*Σχήμα 4.1: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας - δύο θαλάμων ρόφησης με δυνατότητα λειτουργίας ανάκτησης θερμότητας. [36]*

Στο στιγμιότυπο του σχήματος, ο κύκλος βρίσκεται στην φάση της κανονικής διάρκειας, οπότε νερό ψύξης διέρχεται από την βαλβίδα V2, διαρρέει τον θάλαμο ρόφησης 1, ο οποίος προσροφάει από τον ατμοποιητή, και επιστρέφει προς τον πύργο ψύξης μέσω

της βαλβίδας V8. Αντίστοιχα, νερό θέρμανσης εισέρχεται μέσω της βαλβίδας V3 στον θάλαμο ρόφησης 2, που εκροφάει στον συμπυκνωτή, και επιστρέφει στο δοχείο αποθήκευσης μέσω της βαλβίδας V6.

Όταν ολοκληρωθεί ο κύκλος και πρέπει να γίνει αντιστροφή των θαλάμων, το νερό ψύξης θα κατευθυνθεί προς τον θάλαμο ρόφησης 2, μέσω της βαλβίδας V1 για να τον προψύξει και να είναι έτοιμος για την φάση της προσρόφησης. Αντί όμως να κατευθυνθεί προς τον πύργο ψύξης μέσω της βαλβίδας V7, διέρχεται μέσω της βαλβίδας V10 και εισέρχεται στον θάλαμο ρόφησης 1, ώστε να τον προθερμάνει με την θερμότητα που μόλις παρέλαβε από τον θάλαμο ρόφησης 2. Στην συνέχεια, αφού αποθέσει ένα μέρος της θερμότητας, κατευθύνεται στον πύργο ψύξης μέσω της βαλβίδας V8. Την ίδια ώρα, το νερό θέρμανσης ανακυκλώνεται μέσω της βαλβίδας V11, χωρίς να χάνει σχεδόν καθόλου θερμότητα, συντελώντας έτσι στην εξοικονόμηση ενέργειας εισόδου.

Την στιγμή που η θερμοκρασία του νερού που εξέρχεται από τον ΘΡ1 ξεπεράσει την θερμοκρασία του νερού που εισέρχεται, σημαίνει ότι ο θάλαμος χάνει ενέργεια, αντί να την παραλαμβάνει, οπότε κλείνουν οι βαλβίδες V10, V8 και V11 και ανοίγουν οι V4, V5 και V7. Έτσι, ο θάλαμος ρόφησης 1 πλέον θερμαίνεται από το νερό θέρμανσης του δοχείου αποθήκευσης, το οποίο και επιστρέφει στο δοχείο, ενώ το νερό ψύξης του ΘΡ2 επιστρέφει κανονικά στον πύργο ψύξης. Όταν ολοκληρωθεί η φάση της πρόψυξης/προθέρμανσης, ακολουθεί κανονικά η φάση προσρόφησης/εκρόφησης.

Κατ' αυτόν τον τρόπο, εκμεταλλευόμαστε την θερμική ενέργεια του ζεστού θαλάμου, η οποία υπό κανονικές συνθήκες, όχι μόνο θα χάνονταν ανεκμετάλλευτη και στην θέση της θα χρησιμοποιούνταν πολύτιμη θερμότητα από το δοχείο, αλλά θα σπαταλούσαμε και επιπλέον ενέργεια στον πύργο ψύξης για να την απομακρύνουμε.

#### 4.1.2 Μοντελοποίηση ψύκτη

Ο ρυθμός προσρόφησης/εκρόφησης, όπως και στο κεφάλαιο 3, δίνεται από το γραμμικό μοντέλο κινητήριας δύναμης:

$$\frac{dq}{dt} = 15 \frac{D_{so} e^{-E_a/RT}}{R_p^2} (q^* - q) \quad (4.1)$$

ενώ η συγκέντρωση στην κατάσταση ισορροπίας δίνεται από τον νόμο συσχέτισης του Henry:

$$q^* = K_0 \exp(18\Delta H_{ads}/RT) P^* \quad (4.2)$$

όπου:

- $K_0 = 2 \times 10^{-12} \text{ Pa}^{-1}$ : σταθερά
- $\Delta H_{ads} = 2.51 \times 10^3 \text{ kJ/kg}$ : θερμότητα προσρόφησης
- $P^*$ : πίεση ισορροπίας των ατμών

Για να είναι έγκυρη η σχέση 4.1 θα πρέπει οι στρώσεις του silica gel ανάμεσα στα πτερύγια του εναλλάκτη να είναι λεπτές, έτσι ώστε η αντίσταση στην διαμοριακή μεταφορά μάζας να είναι αμελητέα.

### Προσροφητής

Το ισοζύγιο ενέργειας του προσροφητή παρουσιάζει αρκετές ομοιότητες με την εξίσωση 3.8, με μία βασική διαφορά: το νερό που περιέχεται εντός του θαλάμου ρόφησης διαιρείται σε  $N$  στοιχεία, το κάθε ένα από τα οποία έχει διαφορετική θερμοκρασία  $T_k$ , έτσι ώστε να εκφραστεί ικανοποιητικά η διακύμανση της θερμοκρασίας κατά μήκος του αγωγού. Με αυτό υπ' όψιν, το ισοζύγιο εκφράζει ότι η θερμότητα που αφαιρεί κάθε τμήμα  $k$  του ρευστού από τον προσροφητή (τελευταίος όρος δεξιού μέλους) ισούται με την απαγωγή θερμότητας από τα μέρη του θαλάμου (silica gel, μεταλλικά μέρη και νερό, αριστερό μέλος) συν την απαγωγή της θερμότητας προσρόφησης  $\Delta H_{ads}$ , μείον την θερμότητα που δίνουν οι υδρατμοί που εισέρχονται από τον ατμοποιητή, εφ' όσον πραγματοποιείται προσρόφηση ( $1^{ος}$  όρος δεξιού μέλους).

$$\left( M_{sg} c_{v,sg} + M_{Hex} c_{v,Hex} + M_{sg} q_{bed,i} c_{v,g} \right) \frac{dT_{bed,i}}{dt} = M_{sg} \frac{dq_{bed,i}}{dt} \left\{ \delta \left[ h_g(T_{evap}) - h_g(P_{evap}, T_{bed,i}) + \Delta H_{ads} \right] + (1-\delta) \Delta H_{ads} \right\} - U_{cooling} \frac{A_{bed}}{N} \sum_{k=1}^N (T_{bed,i} - T_k) \quad (4.3)$$

όπου:

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{για } dq_{bed,i}/dt > 0 \\ 0, & \text{για } dq_{bed,i}/dt < 0 \end{cases}$$

- $M_{sg}$  : συνολική μάζα του silica gel στον ψύκτη
- $c_{v,sg}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του silica gel
- $M_{Hex}$  : μάζα των μεταλλικών μερών του εναλλάκτη
- $c_{v,Hex}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα των μεταλλικών μερών του εναλλάκτη
- $q_{bed,i}$  : περιεκτικότητα του silica gel του προσροφητή σε νερό
- $c_{v,g}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα των υδρατμών
- $T_{bed,i}$  : θερμοκρασία του προσροφητή
- $h_g(T)$  : ενθαλπία κορεσμένου ατμού σε θερμοκρασία  $T$
- $U_{cooling}$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του προσροφητή
- $A_{bed}$  : επιφάνεια εναλλαγής του θαλάμου ρόφησης

Η οικογένεια εξισώσεων 4.4 αντιπροσωπεύει τα ισοζύγια ενέργειας (ένα για κάθε  $k$ ,  $k=1,..N$ ) των στοιχείων του φέροντος ρευστού στον θάλαμο προσρόφησης. Η μεταβολή

της ενέργειας του στοιχείου  $k$  ισούται με την διαφορά θερμότητας από το προηγούμενη στοιχείο (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) συν την θερμότητα που παραλαμβάνει από τον θάλαμο ρόφησης (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\rho_f c_{v,f} \frac{V_{bed}}{N} \frac{dT_k}{dt} = \frac{dM_{cooling}}{dt} [h_f(T_{k-1}) - h_f(T_k)] + U_{cooling} \frac{A_{bed}}{N} (T_{bed,i} - T_k) \quad (4.4)$$

όπου:

- $\rho_f$ : πυκνότητα του νερού
- $c_{v,f}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού
- $V_{bed}$ : όγκος νερού που χωράει στις σωληνώσεις του θαλάμου ρόφησης
- $\frac{dM_{cooling}}{dt}$ : παροχή μάζας νερού ψύξης στον προσροφητή
- $h_f(T)$ : ενθαλπία κορεσμένου υγρού σε θερμοκρασία  $T$

Στο παρόν μοντέλο, οι αγωγοί που βρίσκονται στην έξοδο των θαλάμων αντιμετωπίζονται ως επιπλέον συστήματα, συνεπώς οι θερμοκρασίες εξόδου των νερών ψύξης και θέρμανσης του συστήματος είναι εν γένει διαφορετικές από τις θερμοκρασίες εξόδου των θαλάμων ρόφησης.

Το ισοζύγιο ενέργειας του φέροντος ρευστού στην σωλήνωση που συνδέει την έξοδο του θαλάμου με την έξοδο του συστήματος εκφράζει ότι η μεταβολή της ενέργειας του ρευστού εντός του σωλήνα (αριστερό μέλος) ισούται με την διαφορά θερμότητας από το τελευταίο στοιχείο ρευστό του θαλάμου ρόφησης (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) μείον τις απώλειες θερμότητας προς τον σωλήνα (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\rho_f V_{f,cool} c_{v,f} \frac{dT_{cool,out}}{dt} = \frac{dM_{cooling}}{dt} [h_f(T_{N,i}) - h_f(T_{cool,out})] + \dot{h}_{m,f} (T_{m,cool} - T_{cool,out}) A_{m,tube} \quad (4.5)$$

όπου:

- $V_{f,cool}$ : όγκος του νερού ψύξης που περιέχεται στην σωλήνωση
- $T_{cool,out}$ : θερμοκρασία του νερού ψύξης στην έξοδο του συστήματος
- $\dot{h}_{m,f}$ : συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ νερού και αγωγού
- $T_{m,cool}$ : θερμοκρασία του μετάλλου του αγωγού
- $A_{m,tube}$ : επιφάνεια εναλλαγής ρευστού – αγωγού

Το ισοζύγιο ενέργειας του (μεταλλικού) υλικού της σωλήνωσης εκφράζει ότι η μεταβολή της ενέργειας του μετάλλου ισούται με την ενέργεια που παραλαμβάνει από το νερό ψύξης (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) μείον τις απώλειες προς το περιβάλλον (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\rho_m V_m c_{v,m} \frac{dT_{m,cool}}{dt} = \dot{h}_{m,f} (T_{cool,out} - T_{m,cool}) A_{m,tube} + \dot{h}_{m,air} (T_{air} - T_{m,cool}) A_{air,tube} \quad (4.6)$$

όπου:

- $\rho_m$  : πυκνότητα του μετάλλου του αγωγού
- $V_m$  : όγκος του μετάλλου του αγωγού
- $c_{v,m}$  : ειδικά θερμοχωρητικότητα του μετάλλου του αγωγού
- $\dot{h}_{m,air}$  : συντελεστής μεταφοράς θερμότητας μεταξύ αγωγού και περιβάλλοντος
- $T_{air}$  : θερμοκρασία περιβάλλοντος
- $A_{air,tube}$  : επιφάνεια εναλλαγής αγωγού – αέρα

Αρχικές συνθήκες:  $T_k(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $k = 1, \dots, N$ ,  $T_{bed,i}(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $q_{bed,i}(0) = q_{bed,i}^{in}$ ,

$P_{evap}(0) = P_{sat}(T_{chilled}^{in})$ ,  $T_{evap}(0) = T_{chilled}^{in}$ ,  $T_{m,cool}(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $T_{cool,out}(0) = T_{cooling}^{in}$

Οριακή συνθήκη:  $T_0(t) = T_{cooling}^{in}$

### Εκροφητής

Το ισοζύγιο ενέργειας του εκροφητή ορίζεται με παρόμοιο τρόπο με αυτόν του προσροφητή: η θέρμανση των μερών του εναλλάκτη (αριστερό μέλος) ισούται με την θερμότητα εκρόφησης  $\Delta H_{ads}$  συν την θερμότητα που δίνει το θερμό νερό (τελευταίος όρος). Επίσης, λαμβάνεται υπ' όψιν και η ενέργεια των υδρατμών του συμπυκνωτή, εάν ο θάλαμος προσροφήσει ( $\delta = 1$ ).

$$\left( M_{sg} c_{v,sg} + M_{Hex} c_{v,Hex} + M_{sg} q_{bed,j} c_{v,g} \right) \frac{dT_{bed,j}}{dt} = M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} \left\{ \delta \left[ h_g(T_{cond}) - h_g(P_{cond}, T_{bed,j}) + \Delta H_{ads} \right] + (1 - \delta) \Delta H_{ads} \right\} - U_{heating} \frac{A_{bed}}{N} \sum_{k=1}^N (T_{bed,j} - T_k) \quad (4.7)$$

όπου:

$$\delta = \begin{cases} 1, & \text{για } dq_{bed,j}/dt > 0 \\ 0, & \text{για } dq_{bed,j}/dt < 0 \end{cases}$$

- $q_{bed,j}$  : περιεκτικότητα του silica gel του εκροφητή σε νερό
- $T_{bed,j}$  : θερμοκρασία του εκροφητή
- $U_{heating}$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εκροφητή

Κάθε ισοζύγιο της οικογένειας εξισώσεων 4.8 αφορά ένα στοιχείο  $k$  ( $k=1, \dots, N$ ) του φέροντος ρευστού στον θάλαμο προσρόφησης και εκφράζει ότι η μεταβολή της ενέργειας του στοιχείου (αριστερό μέλος) ισούται με την διαφορά θερμότητας από το προηγούμενο

στοιχείο (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) συν την εναλλαγή θερμότητας με τον εκροφητή (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\rho_f c_{v,f} \frac{V_{bed}}{N} \frac{dT_k}{dt} = \frac{dM_{heating}}{dt} [h_f(T_{k-1}) - h_f(T_k)] + U_{heating} \frac{A_{bed}}{N} (T_{bed,j} - T_k) \quad (4.8)$$

Τα ισοζύγια 4.9 και 4.10 που αφορούν το ρευστό και τον αγωγό που βρίσκεται στην έξοδο του εκροφητή ορίζονται με τον ίδιο τρόπο που ορίστηκαν τα ισοζύγια 4.5 και 4.6.

$$\rho_f V_{f,hot} c_{v,f} \frac{dT_{hot,out}}{dt} = \frac{dM_{heating}}{dt} [h_f(T_{N,j}) - h_f(T_{hot,out})] + \dot{h}_{m,f} (T_{m,hot} - T_{hot,out}) A_{m,tube} \quad (4.9)$$

όπου:

- $V_{f,hot}$ : όγκος του νερού θέρμανσης που περιέχεται στην σωλήνωση
- $T_{hot,out}$ : θερμοκρασία του νερού θέρμανσης στην έξοδο του συστήματος
- $T_{m,hot}$ : θερμοκρασία του μετάλλου του αγωγού

$$\rho_m V_m c_{v,m} \frac{dT_{m,hot}}{dt} = \dot{h}_{m,f} (T_{hot,out} - T_{m,hot}) A_{m,tube} + \dot{h}_{m,air} (T_{air} - T_{m,hot}) A_{air,tube} \quad (4.10)$$

Αρχικές συνθήκες:  $T_k(0) = T_{heating}^{in}$ ,  $k = 1, \dots, N$ ,  $T_{bed,i}(0) = T_{heating}^{in}$ ,  $q_{bed,j}(0) = q_{bed,j}^{in}$ ,

$P_{cond}(0) = P_{sat}(T_{cooling}^{in})$ ,  $T_{cond}(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $T_{m,hot}(0) = T_{heating}^{in}$ ,  $T_{hot,out}(0) = T_{heating}^{in}$

Οριακή συνθήκη: → κατά την προθέρμανση:  $T_0(t) = \begin{cases} T_{N,i}, & \text{εάν } T_{N,i} > T_{N,j} \\ T_{heating}^{in}, & \text{εάν } T_{N,i} < T_{N,j} \end{cases}$

→ κατά την εκρόφηση:  $T_0(t) = T_{heating}^{in}$

### Συμπυκνωτής

Θεωρείται ότι οι ατμοί που εκροφούνται από τον θάλαμο ρόφησης συμπυκνώνονται στην επιφάνεια του συμπυκνωτή μέχρι μια μέγιστη ποσότητα  $M_{ref,cond}^{max}$ . Όταν το συμπύκνωμα φτάσει αυτή την ποσότητα και ο θάλαμος του συμπυκνωτή κορεστεί, τότε το συμπύκνωμα ξεκινάει να ρέει στον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας εκτόνωσης. Με αυτό τον τρόπο βεβαιώνεται ότι επικρατούν συνεχώς συνθήκες κορεσμού εντός του συμπυκνωτή.

Το ισοζύγιο ενέργειας του συμπυκνωτή στην γενική του μορφή είναι:



$$\begin{aligned}
& \left( M_{ref,cond} c_{v,f}(T_{cond}) + M_{cond} c_{v,cond} \right) \frac{dT_{cond}}{dt} + \theta h_f(T_{cond}) M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} = \\
& -M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} \left[ \delta h_g(T_{cond}) + (1-\delta) h_g(P_{cond}, T_{bed,j}) - (1-\delta)(1-\theta) h_f(T_{cond}) \right] \quad (4.11) \\
& -U_{cond} \frac{A_{cond}}{N_2} \sum_{k=1}^{N_2} (T_{cond} - T_k)
\end{aligned}$$

όπου:

$$\theta = \begin{cases} 1, & \text{για } M_{ref,cond} < M_{ref,cond}^{\max} \\ 1, & \text{για } M_{ref,cond} = M_{ref,cond}^{\max} \text{ \& } dq_{bed,j}/dt > 0 \\ 0, & \text{για } M_{ref,cond} = M_{ref,cond}^{\max} \text{ \& } dq_{bed,j}/dt < 0 \end{cases}$$

- $M_{ref,cond}$  : ποσότητα συμπυκνώματος στην επιφάνεια του συμπυκνωτή
- $T_{cond}$  : θερμοκρασία συμπυκνωτή
- $M_{cond}$  : μάζα μεταλλικών μερών συμπυκνωτή
- $c_{v,cond}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα μεταλλικών μερών συμπυκνωτή
- $P_{cond}$  : πίεση στον συμπυκνωτή
- $U_{cond}$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας συμπυκνωτή
- $A_{cond}$  : επιφάνεια εναλλαγής συμπυκνωτή
- $N_2$  : αριθμός των στοιχείων ρευστού στην σωλήνωση του συμπυκνωτή

Συνεπώς, προκύπτουν 2 περιπτώσεις:

- για  $\delta = 0$ , δηλαδή εάν ο θάλαμος ρόφησης  $j$  εκροφάει στον συμπυκνωτή, το ισοζύγιο εκφράζει ότι η ενέργεια που απομακρύνει κάθε στοιχείο ρευστού  $k$  (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) ισούται με την ενέργεια του συμπυκνωτή (συμπύκνωμα και μεταλλικά μέρη, αριστερό μέλος) συν την αισθητή και λανθάνουσα θερμότητα των ατμών του συμπυκνωτή (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους):

$$\begin{aligned}
& \left( M_{ref,cond} c_{v,f}(T_{cond}) + M_{cond} c_{v,cond} \right) \frac{dT_{cond}}{dt} = -M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} \left[ h_g(P_{cond}, T_{bed,j}) \right. \\
& \left. - h_f(T_{cond}) \right] - U_{cond} \frac{A_{cond}}{N_2} \sum_{k=1}^{N_2} (T_{cond} - T_k) \quad (4.12)
\end{aligned}$$

- για  $\delta = 1$  &  $\theta = 1$ , δηλαδή εάν ο θάλαμος  $j$  προσροφάει αντί να εκροφάει, το ισοζύγιο εκφράζει ότι και η εξίσωση 4.12, απλά χωρίς να λαμβάνεται υπ' όψιν η αισθητή θερμότητα των ατμών.

$$\begin{aligned} & \left( M_{ref,cond} c_{v,f} (T_{cond}) + M_{cond} c_{v,cond} \right) \frac{dT_{cond}}{dt} = -M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} \left[ h_g (T_{cond}) - h_f (T_{cond}) \right] \\ & -U_{cond} \frac{A_{cond}}{N_2} \sum_{k=1}^{N_2} (T_{cond} - T_k) \end{aligned} \quad (4.13)$$

Όπως και στους θαλάμους ρόφησης, έτσι και στον συμπυκνωτή το ρευστό εντός των σωληνώσεων χωρίζεται σε  $N_2$  στοιχεία. Κατά τα γνωστά, η μεταβολή της ενέργειας κάθε στοιχείου ισούται με την διαφορά ενέργειας από το προηγούμενο στοιχείο συν την θερμότητα που εναλλάσει με τον συμπυκνωτή:

$$\rho_f c_{v,f} \frac{V_{cond}}{N_2} \frac{dT_k}{dt} = \frac{dM_{cond}}{dt} \left[ h_f (T_{k-1}) - h_f (T_k) \right] + U_{cond} \frac{A_{cond}}{N_2} (T_{cond} - T_k) \quad (4.14)$$

όπου:

- $V_{cond}$  : όγκος νερού που χωράει στις σωληνώσεις του συμπυκνωτή
- $\frac{dM_{cond}}{dt}$  : παροχή μάζας νερού ψύξης στον συμπυκνωτή

Αρχικές συνθήκες:  $T_k(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $k = 1, \dots, N_2$ ,  $T_{cond}(0) = T_{cooling}^{in}$ ,  $T_{bed,j}(0) = T_{heating}^{in}$ ,

$M_{ref,cond}(0) = M_{ref,cond}^{max}$

Οριακή συνθήκη:  $T_0(t) = T_{cooling}^{in}$

### Ατμοποιητής

Η γενική μορφή του ισοζυγίου ενέργειας στον ατμοποιητή φαίνεται στην εξίσωση 4.15:

$$\begin{aligned} & \left( M_{ref,evap} c_{v,f} + M_{evap} c_{v,evap} \right) \frac{dT_{evap}}{dt} - h_f (T_{evap}) M_{sg} \sum_{l=1}^2 \gamma \frac{dq_{bed,l}}{dt} = \\ & -(1-\delta)(1-\theta) h_f (T_{cond}) M_{sg} \frac{dq_{bed,j}}{dt} \\ & -M_{sg} \frac{dq_{bed,i}}{dt} \left[ \delta h_g (T_{evap}) + (1-\delta) h_g (P_{evap}, T_{bed,i}) \right] - U_{chilled} \frac{A_{evap}}{N_1} \sum_{k=1}^{N_1} (T_{evap} - T_k) \end{aligned} \quad (4.15)$$

όπου:

$$\gamma = \begin{cases} 1, & \text{για } l = i \\ (1-\delta)(1-\theta), & \text{για } l = j \end{cases}$$

- $M_{ref,evap}$  : μάζα συμπυκνώματος στον ατμοποιητή
- $M_{evap}$  : μάζα μεταλλικών μερών ατμοποιητή
- $c_{v,evap}$  : ειδική θερμοχωρητικότητα μεταλλικών μερών ατμοποιητή

- $T_{evap}$  : θερμοκρασία ατμοποιητή
- $P_{evap}$  : πίεση στον ατμοποιητή
- $U_{chilled}$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας ατμοποιητή
- $A_{evap}$  : επιφάνεια εναλλαγής συμπυκνωτή
- $N_1$  : αριθμός των στοιχείων ρευστού στην σωλήνωση του ατμοποιητή

Όταν ο θάλαμος ρόφησης  $j$  εκροφάει στον συμπυκνωτή και ο θάλαμος ρόφησης  $i$  προσροφάει από τον ατμοποιητή το ισοζύγιο παίρνει την μορφή:

$$\begin{aligned} (M_{ref, evap} c_{v, f} + M_{evap} c_{v, evap}) \frac{dT_{evap}}{dt} = (1 - \theta) M_{sg} \frac{dq_{bed, j}}{dt} [h_f(T_{cond}) - h_f(T_{evap})] \\ - M_{sg} \frac{dq_{bed, i}}{dt} [h_g(T_{evap}) - h_f(T_{evap})] - U_{chilled} \frac{A_{evap}}{N_1} \sum_{k=1}^{N_1} (T_{evap} - T_k) \end{aligned} \quad (4.16)$$

Εάν ο συμπυκνωτής δεν έχει κορεστεί σε συμπύκνωμα, δηλαδή  $\theta = 1$ , τότε το ισοζύγιο γίνεται:

$$\begin{aligned} (M_{ref, evap} c_{v, f} + M_{evap} c_{v, evap}) \frac{dT_{evap}}{dt} = -M_{sg} \frac{dq_{bed, i}}{dt} [h_g(T_{evap}) - h_f(T_{evap})] \\ - U_{chilled} \frac{A_{evap}}{N_1} \sum_{k=1}^{N_1} (T_{evap} - T_k) \end{aligned} \quad (4.17)$$

Δηλαδή, η ενεργειακή μεταβολή του συμπυκνώματος και των μεταλλικών μερών του ατμοποιητή (αριστερό μέλος) ισούται με την λανθάνουσα θερμότητα εξάτμισης (1<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους) μείον την θερμότητα που παραλαμβάνεται από το ψυχόμενο νερό (2<sup>ος</sup> όρος δεξιού μέλους).

Όταν ο συμπυκνωτής κορεστεί ( $\theta = 0$ ) και το συμπύκνωμα ξεκινάει να ρέει στον ατμοποιητή, το ισοζύγιο γίνεται:

$$\begin{aligned} (M_{ref, evap} c_{v, f} + M_{evap} c_{v, evap}) \frac{dT_{evap}}{dt} = -M_{sg} \frac{dq_{bed, j}}{dt} [h_f(T_{evap}) - h_f(T_{cond})] \\ - M_{sg} \frac{dq_{bed, i}}{dt} [h_g(T_{evap}) - h_f(T_{evap})] - U_{chilled} \frac{A_{evap}}{N_1} \sum_{k=1}^{N_1} (T_{evap} - T_k) \end{aligned} \quad (4.18)$$

και εκφράζει ότι και το ισοζύγιο 4.17, με την διαφορά όταν τώρα υπεισέρχεται στο ισοζύγιο και η θερμότητα που πρέπει να απαχθεί από τους υδρατμούς που έρχονται από τον συμπυκνωτή.

Η ομάδα εξισώσεων 4.19 ορίζεται με όμοιο τρόπο με αυτόν των 4.4, 4.8 και 4.14.

$$\rho_f c_{p,f} \frac{V_{evap}}{N_1} \frac{dT_k}{dt} = \frac{dM_{chilled}}{dt} [h_f(T_{k-1}) - h_f(T_k)] + U_{chilled} \frac{A_{evap}}{N_1} (T_{evap} - T_k) \quad (4.19)$$

όπου:

- $V_{evap}$ : όγκος νερού που χωράει στις σωληνώσεις του ατμοποιητή
- $\frac{dM_{chilled}}{dt}$ : παροχή μάζας ψυχόμενου νερού στον ατμοποιητή

Αρχικές συνθήκες:  $T_k(0) = T_{cooling}^{in}, k = 1, \dots, N_1, T_{evap}(0) = T_{chilled}^{in}, T_{bed,j}(0) = T_{heating}^{in},$

$T_{bed,i}(0) = T_{cooling}^{in}, T_{cond}(0) = T_{cooling}^{in}, M_{ref,cond}(0) = M_{ref,cond}^{max}$

Οριακή συνθήκη:  $T_0(t) = T_{chilled}^{in}$

Οι συντελεστές απόδοσης ορίζονται όπως και στο κεφάλαιο 3:

$$Q_{evap} = \frac{dM_{chilled}}{dt} c_{p,f} \int_0^{t_{cycle}} \frac{T_{chilled}^{in} - T_{chilled}^{out}}{t_{cycle}} dt \quad (4.20)$$

$$Q_{heating} = \frac{dM_{heating}}{dt} c_{p,f} \int_0^{t_{cycle}} \frac{T_{heating}^{in} - T_{heating}^{out}}{t_{cycle}} dt \quad (4.21)$$

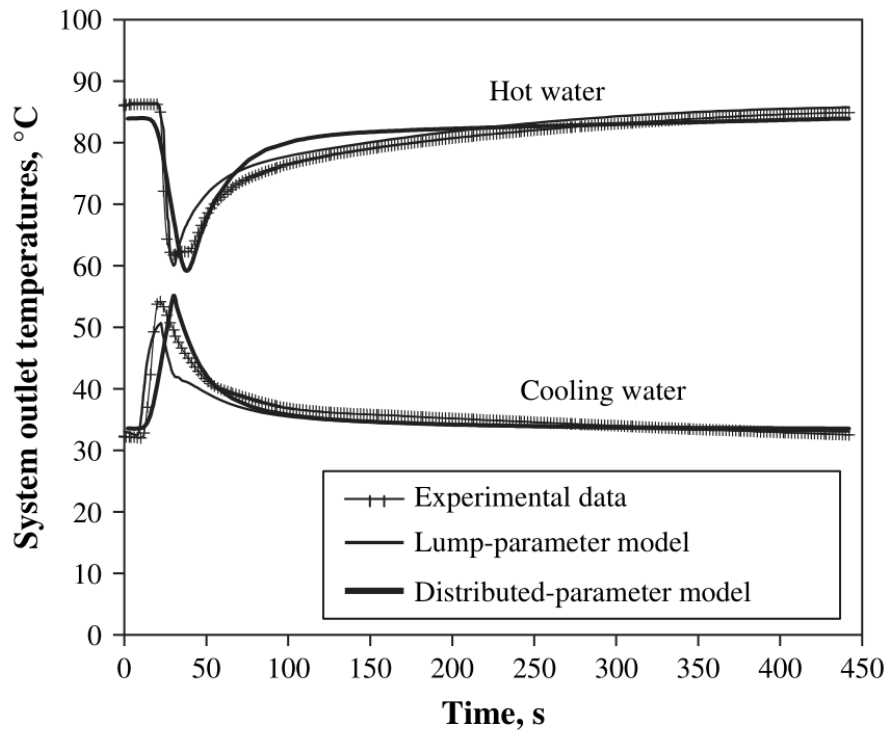
$$COP = \frac{Q_{evap}}{Q_{heating}} \quad (4.22)$$

### 4.1.3 Επικύρωση του μοντέλου

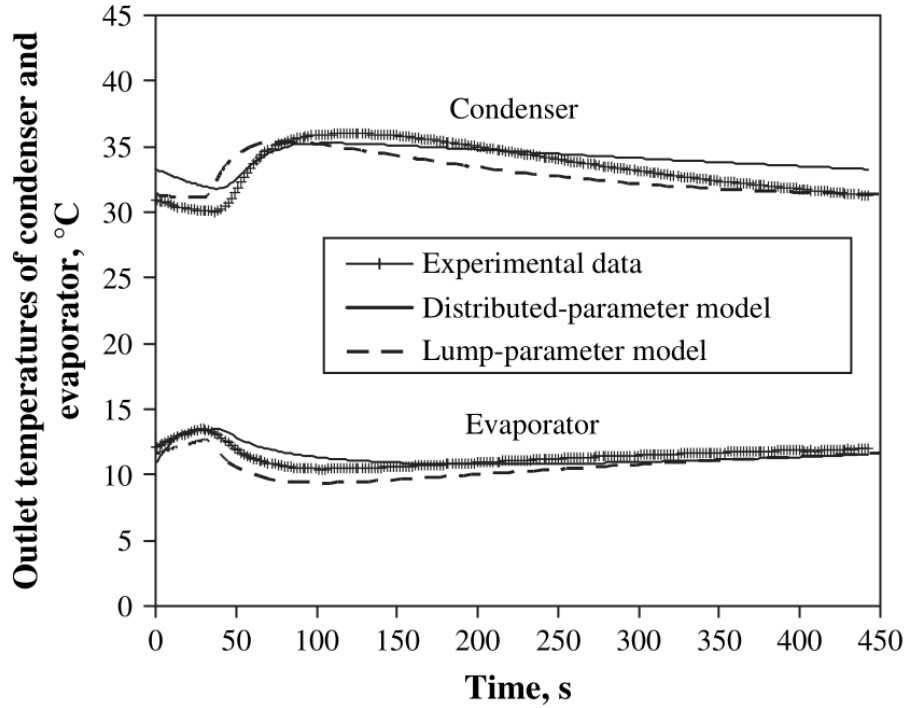
Το παραπάνω μοντέλο (lumped-parameter model) [34] εισήχθη για να υποκαταστήσει το προηγούμενο μοντέλο, το οποίο περιγράφεται στις αναφορές [47] [36], και το οποίο αποτελείται από ένα σύστημα μερικών διαφορικών εξισώσεων (distributed-parameter model), οι οποίες για να επιλυθούν χρησιμοποιείται η μέθοδος των πεπερασμένων όγκων. Οι λόγοι που οδήγησαν στην ανάπτυξη του νέου μοντέλου είναι η περίπλοκη και απαιτητική δομή και το υψηλό υπολογιστικό κόστος του προηγούμενου μοντέλου. Επίσης, τα προηγούμενα μοντέλα που χρησιμοποιούσαν συνήθεις διαφορικές εξισώσεις, όπως αυτό της αναφοράς [48], αποτύγχαναν να αποτυπώσουν ικανοποιητικά την θερμοκρασιακή συμπεριφορά του νερού θέρμανσης εξόδου, καθώς θεωρούσαν ότι οι θερμοκρασίες εξόδου του θαλάμου ταυτίζονταν με τις θερμοκρασίες εξόδου του συστήματος.

Στο σχήμα 4.2 φαίνονται οι θερμοκρασίες εξόδου των νερών θέρμανσης και ψύξης των δύο μοντέλων σε σύγκριση με πειραματικά δεδομένα από ψύκτη που χρησιμοποιεί το

σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού. Παρατηρείται, ότι το νέο μοντέλο προσεγγίζει αρκετά καλά την συμπεριφορά τόσο του παλαιότερου μοντέλου, όσο και των πειραματικών αποτελεσμάτων. Το ίδιο παρατηρείται και στο σχήμα 4.3, όπου απεικονίζονται οι θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού του ατμοποιητή και του νερού ψύξης του συμπυκνωτή. Συνεπώς, το εν λόγω μοντέλο μπορεί να θεωρηθεί εξίσου αποτελεσματικό με το προηγούμενο, τουλάχιστον στις συνθήκες λειτουργίας που έχουν υπολογιστεί οι συντελεστές μεταφοράς θερμότητας  $U$  των εναλλακτών (πίνακας 4.1). Σε συνθήκες εκτός σχεδιασμού, το παρόν μοντέλο υπερεκτιμάει τόσο τον COP, όσο και την ψυκτική ισχύ, όπως φαίνεται στο σχήμα 4.4, λόγω της μη γραμμικότητας του φαινομένου του βρασμού ο οποίος συμβαίνει στον ατμοποιητή και είναι δύσκολο να μελετηθεί επακριβώς. Παρ' όλα αυτά, για  $T_{heating}^{in} = 85^{\circ}C$  η απόκλιση είναι λιγότερη του 10% σε όλο το εύρος των  $T_{chilled}^{in}$ , ενώ το ίδιο ισχύει και για  $T_{heating}^{in} = 70^{\circ}C$  και  $T_{chilled}^{in} = 14^{\circ}C$ , οπότε μπορεί να θεωρηθεί ότι το μοντέλο είναι έγκυρο.



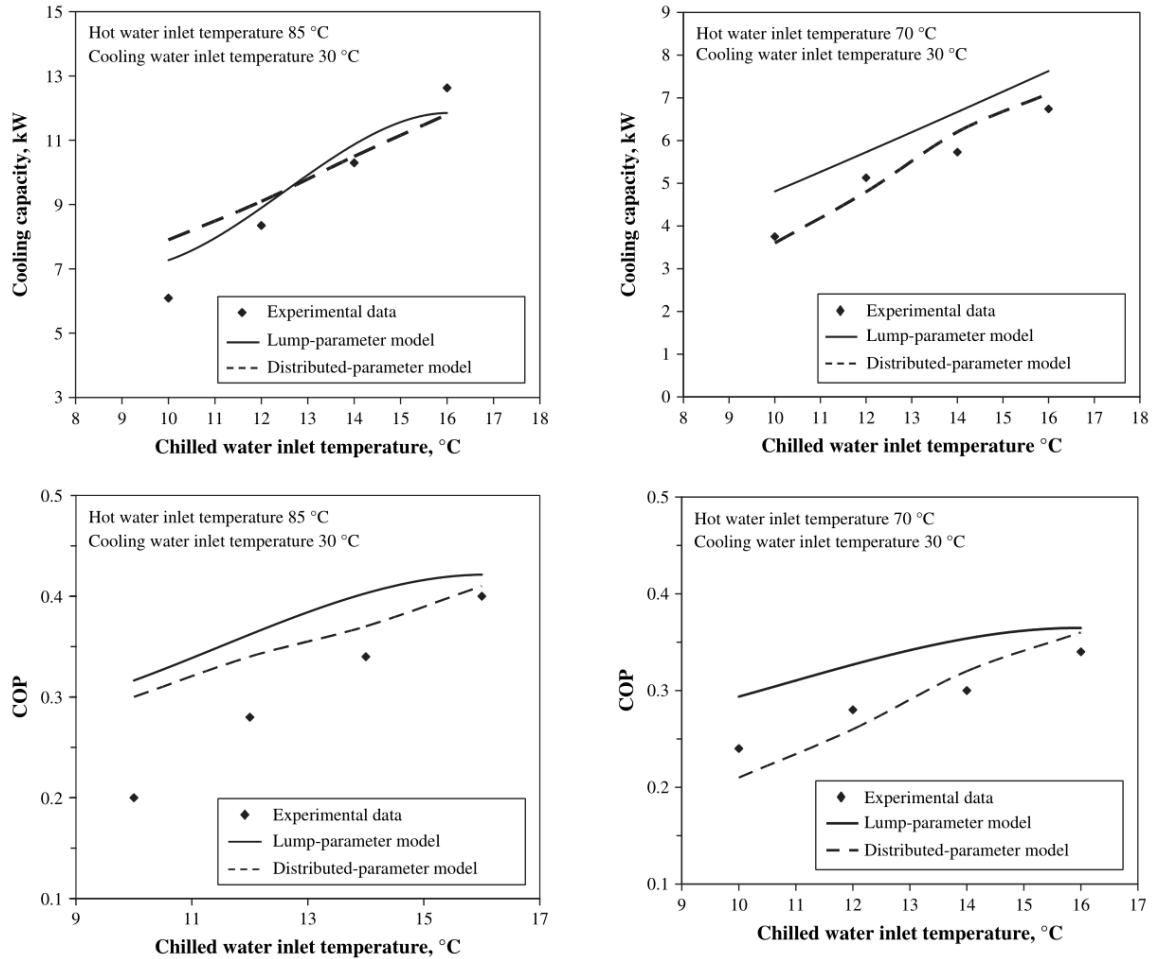
Σχήμα 4.2: Σύγκριση των θερμοκρασιακών προφίλ των νερών εξόδου των ΘΡ των δύο μοντέλων με πειραματικά αποτελέσματα. [34]



Σχήμα 4.3: Σύγκριση των θερμοκρασιακών προφίλ των νερών εξόδου του συμπυκνωτή και του ατμοποιητή των δύο μοντέλων με πειραματικά αποτελέσματα. [34]

Πίνακας 4.1: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στα δύο σχήματα ανάκτησης θερμότητας. [36]

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$dM_{cooling}/dt = 1.6$ $dM_{cond}/dt = 1.3$	$dM_{heating}/dt = 1.3$	$dM_{chilled}/dt = 0.71$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cooling}^{in} = 31$	$T_{heating}^{in} = 86.3$	$T_{chilled}^{in} = 14.8$



Σχήμα 4.4: Επίδραση των θερμοκρασιών εισόδου νερού θέρμανσης και ψυχόμενου νερού στον COP και την ψυκτική ισχύ. [34]

## 4.2 Παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας

### 4.2.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου

Στην συμβατική λειτουργία ενός ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης, στην αρχή της αντιστροφής της λειτουργίας των θαλάμων, από τον θερμό θάλαμο εξέρχεται το εναπομείναν ζεστό νερό των σωληνώσεων και στην συνέχεια το νερό ψύξης, το οποίο λόγω της συσσωρευμένης θερμότητας στα μέρη του θαλάμου θα είναι σχετικά ζεστό. Υπό κανονικές συνθήκες, το νερό αυτό θα κατευθύνονταν προς τον πύργο ψύξης, όπου και θα καταναλώνονταν έργο για την ψύξη του. Αντιστοίχως, στον άλλον θάλαμο ρόφησης υπάρχει κρύο νερό, ενώ και το νερό θέρμανσης που διέρχεται από αυτόν για να τον προθερμάνει, στην αρχή θα είναι αρκετά ψυχρό, και κανονικά θα κατευθύνονταν στο δοχείο αποθήκευσης του οποίου την θερμοκρασία και θα μείωνε.

Η λειτουργία του παθητικού σχήματος ανάκτησης θερμότητας βασίζεται στην αλλαγή κατεύθυνσης αυτών των ρευμάτων: το εξερχόμενο νερό ψύξης, όντας ζεστό στην αρχή κατευθύνεται στο δοχείο αποθήκευσης αντί για τον πύργο ψύξης, ενώ το εξερχόμενο νερό θέρμανσης όντας σχετικά ψυχρό κατευθύνεται στον πύργο ψύξης αντί για το δοχείο. Η λειτουργία αυτή είναι σε εφαρμογή στις φάσεις A και C (προθέρμανσης / πρόψυξης) και στις φάσεις B1 και D1 (πρακτικά κάποια δευτερόλεπτα μετά την έναρξη των φάσεων B και D), δηλαδή έως ότου η θερμοκρασία εξόδου του νερού θέρμανσης εξισωθεί με την θερμοκρασία εξόδου που θα είχε κανονικά το νερό θέρμανσης χωρίς ανάκτηση θερμότητας, όπως φαίνεται και στο σχήμα 4.5. Η παραπάνω διαφοροποίηση στην κατεύθυνση των ρευμάτων φαίνεται στον πίνακα 4.2.

Έτσι, ο πύργος ψύξης θα καταναλώσει λιγότερη ενέργεια για να ψύξει το (ψυχρότερο απ' ότι κανονικά) νερό (rejection energy saving), ενώ όσο πιο θερμό είναι το νερό επιστροφής στο δοχείο, τόσο μικρότερο γίνεται το φορτίο ζήτησης (input energy saving). Αυτό θεωρητικά μεταφράζεται σε αύξηση του COP και πρακτικά σε δυνατότητα χρήσης μικρότερου δοχείου αποθήκευσης ή λιγότερης επιφάνειας ηλιακών συλλεκτών.

Το παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας έχει το πλεονέκτημα ότι μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιονδήποτε υπάρχον ψύκτη (αφού δεν χρειάζεται επιπλέον σωληνώσεις και βαλβίδες) απλώς τροποποιώντας τον κώδικα του λογισμικού ελέγχου. Επίσης, από την στιγμή που οι θάλαμοι προψύχονται και προθερμαίνονται με νερό ίδιας ακριβώς θερμοκρασίας με την κανονική λειτουργία, η ψυκτική ισχύς παραμένει ανεπηρέαστη. [35]

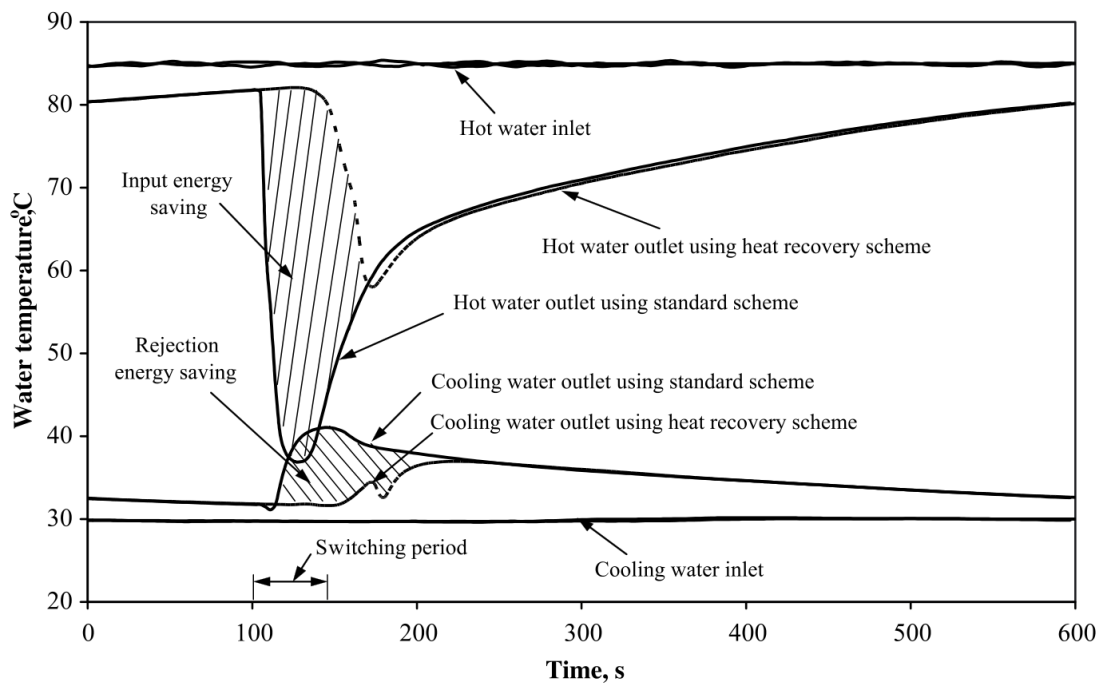
#### 4.2.2 Πειραματικά αποτελέσματα

Στο σχήμα 4.5 φαίνονται οι θερμοκρασίες των ρευμάτων εξόδου πριν και μετά την εφαρμογή του παθητικού σχήματος ανάκτησης θερμότητας σε ψύκτη προσρόφησης. Ο χρόνος λειτουργίας του κύκλου είναι 600 δευτερόλεπτα, από τα οποία στα πρώτα 75 γίνεται εφαρμογή του σχήματος ανάκτησης θερμότητας (40 s κατά την διάρκεια της φάσης A (switching period) και τα πρώτα 35 s της φάσης B). Ο συγκεκριμένος ψύκτης έχει τέσσερις θαλάμους, οι οποίοι εκτελούν τις ίδιες διεργασίες ανά δύο, συνεπώς συμπεριφέρεται σαν ψύκτης μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης.

Οι γραμμοσκιασμένες περιοχές του σχήματος αντιπροσωπεύουν την εξοικονόμηση ενέργειας εισόδου (input energy saving) και απόρριψης (rejection energy saving). Χωρίς την ανάκτηση θερμότητας το ειδικό φορτίο ζήτησης (specific heat input) ήταν 287.5 W/kg, ενώ με την εφαρμογή του παθητικού σχήματος μειώνεται στα 222.2 W/kg, δηλαδή κατά 23%. Η ειδική ψυκτική ισχύς (SCP) παραμένει ανεπηρέαστη στα 97.2 W/kg, συνεπώς ο COP γίνεται 0.44 από 0.34 που ήταν κανονικά, δηλαδή αυξάνεται κατά 29%. Επίσης, η ενέργεια που εξοικονομείται στον πύργο ψύξης είναι της τάξης του 17%.

Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούν την συγκεκριμένη χρονική διάρκεια κύκλου (600 s). Στο σχήμα 4.6 φαίνεται η μεταβολή των COP και SCP σχετικά με την διάρκεια του κύκλου. Παρατηρείται ότι ο COP αυξάνεται από 14% στους κύκλους με μεγάλη διάρκεια σε 38% στους μικρότερους χρονικά κύκλους. Επιπλέον, όπως έχει αναφερθεί, η ειδική ψυκτική ισχύς παραμένει σχεδόν ανεπηρέαστη, ειδικότερα στους μεγαλύτερους χρονικά κύκλους. [35]

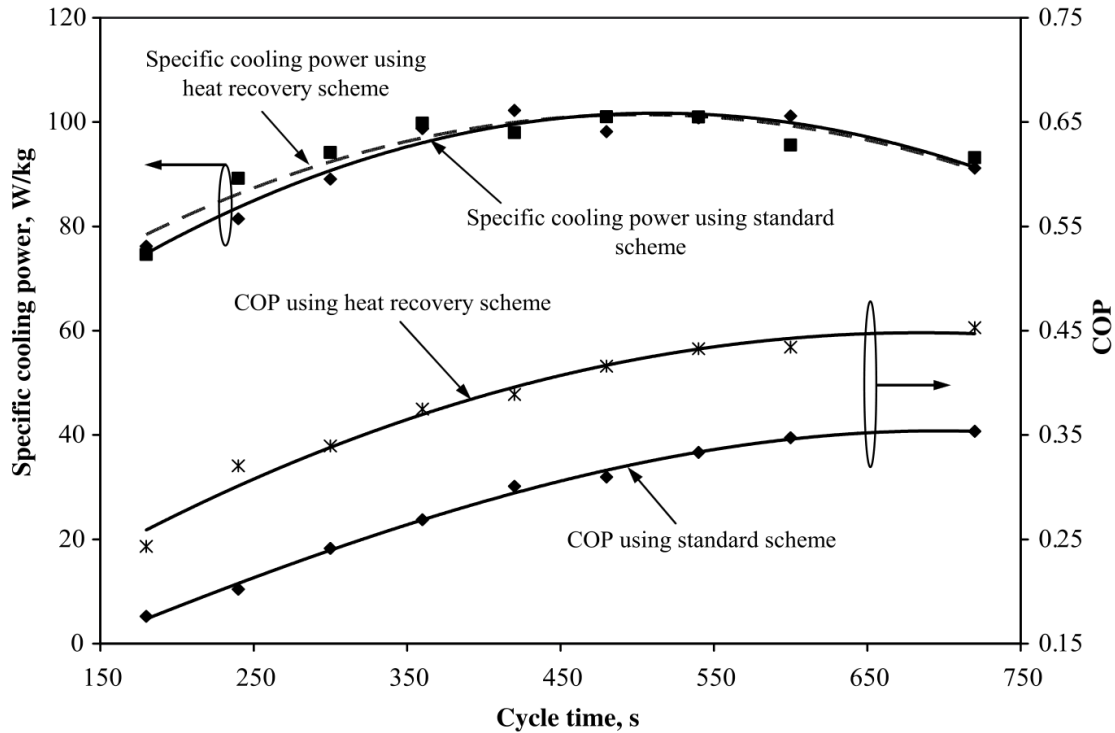




Σχήμα 4.5: Θερμοκρασίες των ρευμάτων εξόδου με και χωρίς εφαρμογή του παθητικού σχήματος ανάκτησης θερμότητας. [35]

Πίνακας 4.2: Κατευθύνσεις των ρευμάτων νερού με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας. [36]

Φάση	ΘΡ	Διεργασία	Νερό	Συμβατική λειτουργία	Λειτουργία ανάκτησης θερμότητας
D2	1	Προσρόφηση	Ψύξης	V2 → ΘΡ1 → V8	V2 → ΘΡ1 → V8
	2	Εκρόφηση	Θέρμανσης	V3 → ΘΡ2 → V6	V3 → ΘΡ2 → V6
A	1	Προθέρμανση	Θέρμανσης	V4 → ΘΡ1 → V5	V4 → ΘΡ1 → V8
	2	Πρόψυξη	Ψύξης	V1 → ΘΡ2 → V7	V1 → ΘΡ2 → V6
B1	1	Εκρόφηση	Θέρμανσης	V4 → ΘΡ1 → V5	V4 → ΘΡ1 → V8
	2	Προσρόφηση	Ψύξης	V1 → ΘΡ2 → V7	V1 → ΘΡ2 → V6
B2	1	Εκρόφηση	Θέρμανσης	V4 → ΘΡ1 → V5	V4 → ΘΡ1 → V5
	2	Προσρόφηση	Ψύξης	V1 → ΘΡ2 → V7	V1 → ΘΡ2 → V7
C	1	Πρόψυξη	Ψύξης	V2 → ΘΡ1 → V8	V2 → ΘΡ1 → V5
	2	Προθέρμανση	Θέρμανσης	V3 → ΘΡ2 → V6	V3 → ΘΡ2 → V7
D1	1	Προσρόφηση	Ψύξης	V2 → ΘΡ1 → V8	V2 → ΘΡ1 → V5
	2	Εκρόφηση	Θέρμανσης	V3 → ΘΡ2 → V6	V3 → ΘΡ2 → V7
D2	1	Προσρόφηση	Ψύξης	V2 → ΘΡ1 → V8	V2 → ΘΡ1 → V8
	2	Εκρόφηση	Θέρμανσης	V3 → ΘΡ2 → V6	V3 → ΘΡ2 → V6



Σχήμα 4.6: Σύγκριση των COP και SCP με και χωρίς ανάκτηση θερμότητας σε διάφορους χρονικούς κύκλους. [35]

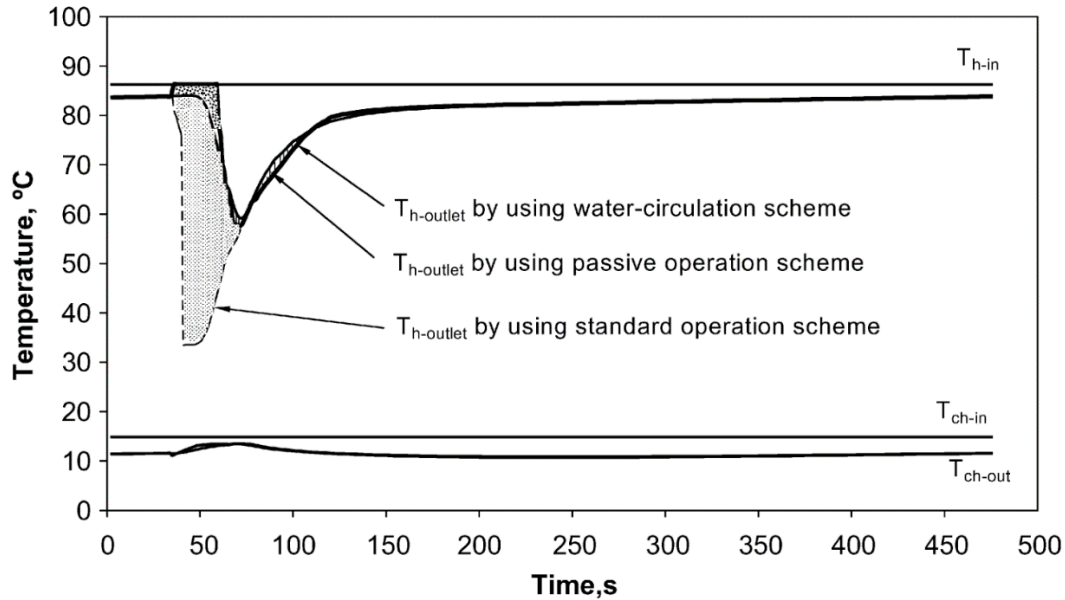
### 4.3 Σύγκριση των δύο σχημάτων ανάκτησης θερμότητας

Στο σχήμα 4.7 απεικονίζεται η διακύμανση των θερμοκρασιών εξόδου του νερού θέρμανσης στην κανονική λειτουργία του ψύκτη προσρόφησης και στις λειτουργίες των δύο σχημάτων ανάκτησης θερμότητας που αναλύθηκαν παραπάνω. Το εμβαδόν μεταξύ των θερμοκρασιών εισόδου και εξόδου του νερού θέρμανσης αποτελεί το φορτίο ζήτησης και μεταξύ των θερμοκρασιών του ψυχόμενου νερού αποτελεί την ψυκτική ισχύ. Ο χρόνος της φάσης A είναι  $t_A = 30$  s, ενώ ο συνολικός χρόνος κύκλου  $t_{hc} = 442$  s.

Κατά την εκκίνηση της φάσης A (περίπου στα 40 s), παρατηρείται ότι η θερμοκρασία εξόδου του νερού θέρμανσης στην ανάκτηση θερμότητας με κυκλοφορία νερού αυξάνεται στο επίπεδο της θερμοκρασίας εισόδου, όπως θα ήταν αναμενόμενο, καθώς δεν εισέρχεται καθόλου στον ψύκτη και απλώς ανακυκλώνεται στο δοχείο αποθήκευσης. Αυτό πρακτικά σημαίνει ότι σε αυτή την φάση το εν λόγω σχήμα υπερτερεί του παθητικού σχήματος ανάκτησης θερμότητας, καθώς χρησιμοποιεί λιγότερη ενέργεια εισόδου (για την ακρίβεια καθόλου). Παρ' όλα αυτά, όταν ξεκινάει να χρησιμοποιείται το νερό θέρμανσης για την προθέρμανση του κρύου θαλάμου ρόφησης, η θερμοκρασία εξόδου του νερού θα πέσει χαμηλότερα από την αντίστοιχη του παθητικού σχήματος, καθώς ο θάλαμος ρόφησης θα είναι ψυχρότερος από τον αντίστοιχο του παθητικού σχήματος, αφού θα έχει προθερμανθεί με νερό λιγότερο ζεστό απ' ότι κανονικά. Συνεπώς, εφ' όσον η γραμμή του παθητικού

σχήματος θα είναι πιο κοντά στην  $T_{h-in}$ , εξοικονομεί περισσότερη ενέργεια από το σχήμα κυκλοφορίας νερού.

Εν τέλει, συνολικά τα δύο εμβάδα είναι περίπου ίσα, οπότε συμπεραίνεται ότι τα δύο σχήματα ανάκτησης θερμότητας έχουν σχεδόν το ίδιο αντίκτυπο στην αύξηση του COP. Πιο συγκεκριμένα, με τις συνθήκες που φαίνονται στον πίνακα 4.1, όταν χρησιμοποιείται το σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού ο ψύκτης παρουσιάζει ψυκτική ισχύ 10.3 kW και COP = 0.36, ενώ με το παθητικό σχήμα τα αντίστοιχα μεγέθη είναι 10.7 kW και 0.37. [36]



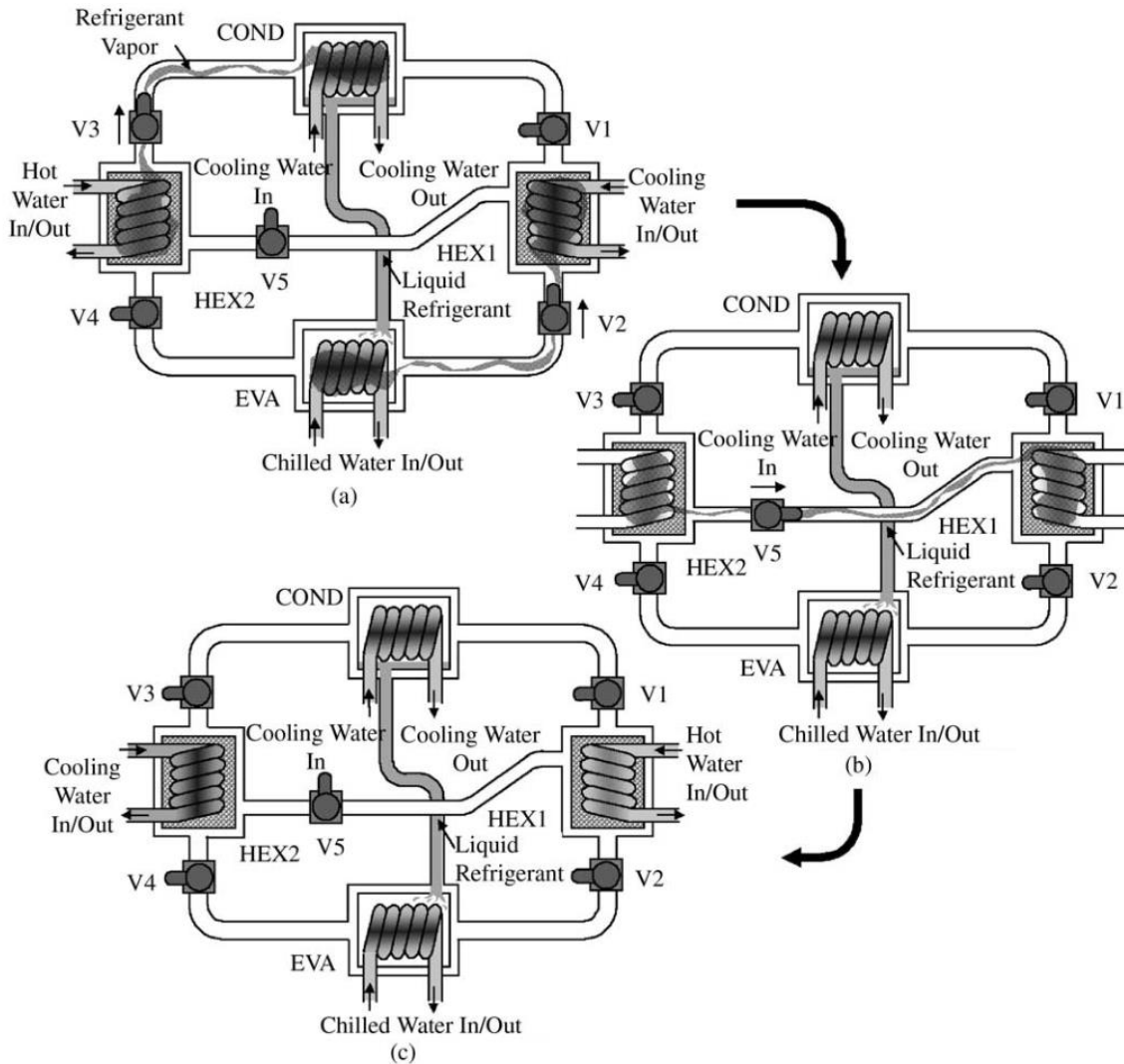
Σχήμα 4.7: Σύγκριση θερμοκρασιών εξόδου του νερού θέρμανσης μεταξύ των σχημάτων ανάκτησης θερμότητας και του συμβατικού κύκλου προσρόφησης. [36]



# Κεφάλαιο 5: ΨΥΚΤΙΚΟΣ ΚΥΚΛΟΣ ΠΡΟΣΡΟΦΗΣΗΣ ΜΕ ΑΝΑΚΤΗΣΗ ΜΑΖΑΣ

## 5.1 Περιγραφή λειτουργίας του κύκλου

Στο σχήμα 5.1 φαίνεται η διάταξη ενός ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης που υλοποιεί το σχήμα ανάκτησης μάζας. Ο ψύκτης έχει τα βασικά χαρακτηριστικά ενός κλασικού ψύκτη προσρόφησης: τέσσερις εναλλάκτες θερμότητας (δύο θαλάμους ρόφησης (HEX1 και HEX2), έναν συμπυκνωτή (COND) και έναν ατμοποιητή (EVA)) και τέσσερις βαλβίδες (V1-V4).



Σχήμα 5.1: Διάταξη ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης με λειτουργία ανάκτησης μάζας σε 3 φάσεις: a) προσρόφηση/εκρόφηση (φάση D), b) ανάκτηση μάζας (φάση MR1) και c) προθέρμανση/πρόψυξη (φάση A). [38]

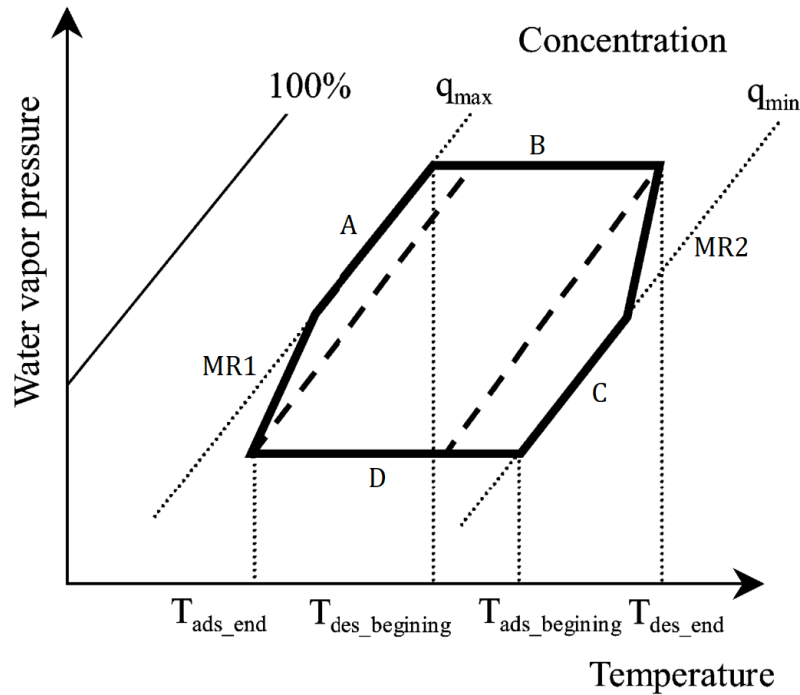
Η διαφοροποίησή του από έναν κλασσικό ψυκτική προσρόφησης οφείλεται σε έναν επιπλέον αγωγό ο οποίος συνδέει τους θαλάμους ρόφησης μεταξύ τους και σε μια επιπλέον βαλβίδα (V5), η οποία επιτρέπει την μεταφορά ψυκτικού μέσω του αγωγού.

Στο στιγμιότυπο (a) ο κύκλος βρίσκεται προς το τέλος της λειτουργίας του (φάση D), όπου ο θάλαμος ρόφησης 1 προσροφάει από τον ατμοποιητή μέσω της βαλβίδας V2 και ο θάλαμος ρόφησης 2 εκροφάει στον συμπυκνωτή μέσω της βαλβίδας V3. Μετά την ολοκλήρωση αυτής της φάσης, υπό κανονικές συνθήκες θα ξεκινούσε η φάση A, όπου κλείνουν όλες οι βαλβίδες και ο θάλαμος ρόφησης 1 προθερμαίνεται με νερό θέρμανσης για να αυξηθεί η πίεση του, ενώ ο θάλαμος ρόφησης 2 προψύχεται με νερό ψύξης για να μειωθεί η πίεση του.

Στο σχήμα ανάκτησης μάζας όμως, παρεμβάλλεται η φάση MR1 (στιγμιότυπο (b) στο σχήμα 5.1) μεταξύ των φάσεων D και A. Κατά την φάση MR1, κλείνουν όλες οι βαλβίδες και ανοίγει η V5, η οποία συνδέει τους δύο θαλάμους ρόφησης μεταξύ τους. Στο τέλος της φάσης D, ο θάλαμος ρόφησης 1 βρίσκεται στην πίεση του ατμοποιητή (χαμηλή) ενώ ο θάλαμος ρόφησης 2 στην πίεση του συμπυκνωτή (υψηλή). Έτσι, όταν ανοίξει η βαλβίδα V5 και οι θάλαμοι βρίσκονται σε επικοινωνία, οι πιέσεις των δύο θαλάμων θα τείνουν να εξισωθούν λόγω της διαφοράς πίεσης, οπότε η πίεση του θαλάμου ρόφησης 1 θα αρχίσει να αυξάνεται ενώ η πίεση του θαλάμου ρόφησης 2 θα αρχίσει να μειώνεται, μέχρι οι δύο πιέσεις να είναι σχεδόν ίσες. Στην συνέχεια πραγματοποιείται κανονικά η φάση A (στιγμιότυπο (c)), κατά την οποία ολοκληρώνεται η αύξηση/μείωση της πίεσης των θαλάμων ρόφησης, παρέχοντας νερό θέρμανσης και ψύξης αντίστοιχα.

Έτσι, επιτυγχάνονται δύο πράγματα: αφ' ενός πραγματοποιείται ένας μέρος της συμπύεσης/αποσυμπύεσης χωρίς να παρέχουμε ενέργεια στο σύστημα, οπότε μειώνεται η ενέργεια εισόδου και άρα μπορεί να αυξηθεί ο COP. Αφ' ετέρου, λόγω της διαφοράς πίεσης, ο ΘΡ2, που υποτίθεται ότι είχε «αδειάσει» από ψυκτικό, εκροφάει μια επιπλέον ποσότητα, ενώ ο ΘΡ1 που υποτίθεται ότι ήταν «γεμάτος» με ψυκτικό, προσροφάει αυτή την επιπλέον ποσότητα. Αυτό μπορεί να φανεί στο σχήμα 5.2, όπου με διακεκομμένες γραμμές είναι ο συμβατικός κύκλος προσρόφησης, ενώ με έντονες ο κύκλος με ανάκτηση μάζας, ο οποίος αυξάνει την μέγιστη συγκέντρωση σε ψυκτικό και μειώνει την ελάχιστη. Έτσι, ουσιαστικά τίθεται σε κυκλοφορία μεγαλύτερη ποσότητα ψυκτικού ρευστού, η οποία θα εξατμιστεί στον ατμοποιητή, συντελώντας έτσι στην παραγωγή περισσότερης ψύξης, οπότε και στην αύξηση της ψυκτικής ισχύος και κατ' επέκτασιν και του COP.

Το παραπάνω σχήμα μπορεί να εφαρμοστεί και με ταυτόχρονη θέρμανση και ψύξη. Δηλαδή, ο θάλαμος που βρίσκεται σε υψηλή πίεση και θα εκροφήσει στον θάλαμο που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση, μπορεί ταυτόχρονα με την ανάκτηση μάζας να θερμαίνεται, ώστε να εκροφήσει ακόμα περισσότερη ποσότητα. Ταυτόχρονα, ο θάλαμος χαμηλής πίεσης μπορεί να ψύχεται, ώστε να μπορέσει να προσροφήσει την επιπλέον ποσότητα που εκροφάει ο πρώτος θάλαμος. Όσο περισσότερη ποσότητα εκροφάται και προσροφάται, τόσο μεγαλύτερη είναι η αύξηση της ψυκτικής ισχύος. Παρ' όλα αυτά, σε κάποιες περιπτώσεις μπορεί αυτή η αύξηση να μην είναι τόσο μεγάλη που να δικαιολογεί την αντίστοιχη παροχή ενέργειας εισόδου, και ο COP να επηρεαστεί αρνητικά. [37] [38]



Σχήμα 5.2: Διάγραμμα Dühring του κύκλου προσρόφησης με ανάκτηση μάζας για τον ΘP1. [37]

Πίνακας 5.1: Διεργασίες των θαλάμων ρόφησης κατά την διάρκεια ενός πλήρους κύκλου προσρόφησης με ανάκτηση μάζας.

Φάση	ΘP1	ΘP2
MR1	Προσρόφηση από τον ΘP2	Εκρόφηση στον ΘP1
A	Προθέρμανση	Πρόψυξη
B	Εκρόφηση	Προσρόφηση
MR2	Εκρόφηση στον ΘP2	Προσρόφηση από τον ΘP1
C	Πρόψυξη	Προθέρμανση
D	Προσρόφηση	Εκρόφηση

## 5.2 Μοντελοποίηση ψύκτη

Στο παρόν εδάφιο παρουσιάζεται η μοντελοποίηση που έγινε από τους Akahira et al. στην δημοσίευση [37], η οποία είναι παρόμοια με αυτή που παρουσιάστηκε στο 3<sup>ο</sup> κεφάλαιο, καθώς και τα δύο μοντέλα βασίζονται στην αναφορά [31]. Τα διαφορικά ισοζύγια και οι θερμοκρασίες εξόδου είναι σχεδόν όμοια και στα δύο μοντέλα, με κάποιες διαφοροποιήσεις στους συμβολισμούς των ποσοτήτων, γι' αυτό και η παρουσίαση τους γίνεται συνοπτικά.

### Προσροφητής/Εκροφητής

Διαφορικό ισοζύγιο ενέργειας:

$$\frac{d}{dt} \left[ \left\{ W_s (C_s + C_{wv} q) + (C_{cu} W_{kHex} + C_{al} W_{fHex}) \right\} T_{ads} \right] = Q_{st} W_s \frac{dq}{dt} + F_{water} C_{water} (T_{water in} - T_{water out}) \quad (5.1)$$

όπου:

- $W_s$ : μάζα του silica gel στον ψύκτη
- $C_s$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του silica gel
- $C_{wv}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα των ατμών
- $q$ : περιεκτικότητα του silica gel του ΘΡ σε νερό
- $C_{cu}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του χάλκινου αγωγού
- $W_{kHex}$ : μάζα του χάλκινου αγωγού
- $C_{al}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα των αλουμινένιων πτερυγίων
- $W_{fHex}$ : μάζα των αλουμινένιων πτερυγίων
- $T_{ads}$ : θερμοκρασία του θαλάμου ρόφησης
- $Q_{st}$ : θερμότητα που εκλύεται/δεσμεύεται κατά την προσρόφηση/εκρόφηση
- $\frac{dq}{dt}$ : ρυθμός προσρόφησης/εκρόφησης
- $F_{water}$ : μαζική παροχή του νερού ψύξης/θέρμανσης
- $C_{water}$ : ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού ψύξης/θέρμανσης
- $T_{water in}$ : θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης/θέρμανσης
- $T_{water out}$ : θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης/θέρμανσης



Θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης/θέρμανσης (LMTD):

$$T_{water\ out} = T_{ads} + (T_{water\ in} - T_{ads}) \exp \left[ \frac{-K_{ads} A_{Hex}}{F_{water} C_{water}} \right] \quad (5.2)$$

όπου:

- $K_{ads}$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του εναλλάκτη
- $A_{Hex}$  : επιφάνεια εναλλαγής του εναλλάκτη

### Συμπυκνωτής

Διαφορικό ισοζύγιο ενέργειας:

$$C_{cu} W_c \frac{dT_c}{dt} = -L W_s \frac{dq_{des}}{dt} + C_w W_s \frac{dq_{des}}{dt} T_c - C_{wv} W_s \frac{dq_{des}}{dt} T_c + F_c C_w (T_{cool\ in} - T_{cool\ out}) \quad (5.3)$$

όπου:

- $W_c$  : μάζα των μεταλλικών μερών του συμπυκνωτή
- $T_c$  : θερμοκρασία του συμπυκνωτή
- $L$  : λανθάνουσα θερμότητα των ατμών
- $F_c$  : μαζική παροχή του νερού ψύξης του συμπυκνωτή
- $T_{cool\ in}$  : θερμοκρασία εισόδου του νερού ψύξης του συμπυκνωτή
- $T_{cool\ out}$  : θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης του συμπυκνωτή

Θερμοκρασία εξόδου του νερού ψύξης:

$$T_{cool\ out} = T_c + (T_{cool\ in} - T_c) \exp \left[ \frac{-K_c A_c}{F_c C_c} \right] \quad (5.4)$$

όπου:

- $K_c$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του συμπυκνωτή
- $A_c$  : επιφάνεια εναλλαγής του συμπυκνωτή
- $C_c$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του νερού ψύξης του συμπυκνωτή

### Ατμοποιητής

Διαφορικό ισοζύγιο ενέργειας:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \{ T_e (C_w W_{ew} + C_{cu} W_e) \} = & -L W_s \frac{dq_{ads}}{dt} - C_w W_s \frac{dq_{des}}{dt} T_c - C_{wv} W_s \frac{dq_{ads}}{dt} T_e \\ & + F_e C_w (T_{chill\ in} - T_{chill\ out}) \end{aligned} \quad (5.5)$$

όπου:

- $T_e$  : θερμοκρασία του ατμοποιητή
- $W_{ew}$  : μάζα του συμπυκνώματος στον ατμοποιητή
- $W_e$  : μάζα των μεταλλικών μερών του ατμοποιητή
- $F_e$  : μαζική παροχή του νερού ψύξης του ατμοποιητή
- $T_{chill\ in}$  : θερμοκρασία εισόδου του ψυχόμενου νερού
- $T_{chill\ out}$  : θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού

Θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού:

$$T_{chilled\ out} = T_e + (T_{chilled\ in} - T_e) \exp\left[\frac{-K_e A_e}{F_e C_e}\right] \quad (5.6)$$

όπου:

- $K_e$  : ολικός συντελεστής μεταφοράς θερμότητας του ατμοποιητή
- $A_e$  : επιφάνεια εναλλαγής του ατμοποιητή
- $C_e$  : ειδική θερμοχωρητικότητα του ψυχόμενου νερού

### Ισορροπία προσρόφησης/εκρόφησης

Η περιεκτικότητα του silica gel σε νερό στην κατάσταση ισορροπίας δίνεται από την εξίσωση 5.7:

$$q^* = A(T_s) \times \left[ \frac{P_s(T_w)}{P_s(T_s)} \right]^{B(T_s)} \quad (5.7)$$

όπου:

$$A(T_s) = A0 + A1 \times T_s + A2 \times T_s^2 + A3 \times T_s^3 \quad (5.8)$$

$$B(T_s) = B0 + B1 \times T_s + B2 \times T_s^2 + B3 \times T_s^3 \quad (5.9)$$

Οι σταθερές A0-A3 και B0-B3 βρίσκονται με παρεμβολή σε πειραματικά δεδομένα με την μέθοδο των ελάχιστων τετραγώνων.

Στην εξίσωση 5.7 βρίσκεται το κλειδί της λειτουργίας του σχήματος ανάκτησης μάζας: όταν ο θάλαμος ρόφησης που βρίσκεται σε υψηλή πίεση συνδεθεί με τον θάλαμο που βρίσκεται σε χαμηλή πίεση, ο αριθμητής του κλάσματος μειώνεται, οπότε μειώνεται και η συγκέντρωση ισορροπίας και άρα ο θάλαμος θα εκροφήσει μέχρι η συγκέντρωση του να εξισωθεί μ' αυτήν. Ομοίως, όταν ο ψυχρός θάλαμος συνδεθεί με τον θερμό θάλαμο, ο αριθμητής του κλάσματος θα αυξηθεί, άρα θα αυξηθεί και η συγκέντρωση ισορροπίας και ο θάλαμος θα μπορέσει να προσροφήσει περισσότερη ποσότητα ψυκτικού μέχρι να φτάσει στην νέα κατάσταση ισορροπίας.

Στην περίπτωση δε που εφαρμόζεται ανάκτηση μάζας με θέρμανση/ψύξη, τα παραπάνω φαινόμενα είναι εντονότερα, καθώς δεν μειώνονται/αυξάνονται μόνο οι αριθμητές, αλλά αυξάνονται/μειώνονται και οι παρονομαστές αντίστοιχα, οπότε τα όρια των συγκεντρώσεων ισορροπίας αμβλύνονται ακόμα περισσότερο.

Οι συντελεστές απόδοσης του ψύκτη ορίζονται κατά τα γνωστά:

$$COP = \frac{Q_{chill}}{Q_{IN}} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} C_w F_e (T_{chill\ in} - T_{chill\ out}) dt}{\int_0^{t_{cycle}} C_w F_{hw} (T_{hot\ in} - T_{hot\ out}) dt} \quad (5.10)$$

$$CC = \frac{Q_{chill}}{t_{cycle}} = \frac{\int_0^{t_{cycle}} C_w F_e (T_{chill\ in} - T_{chill\ out}) dt}{t_{cycle}} \quad (5.11)$$

### 5.3 Αποτελέσματα υπολογιστικής επίλυσης

Παρακάτω παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προέκυψαν από την υπολογιστική επίλυση του παραπάνω μοντέλου για ψύκτη με τα χαρακτηριστικά του πίνακα 5.2 και συνθήκες λειτουργίας του πίνακα 5.3. Ένας πλήρης κύκλος διαρκεί 1200 s, οπότε  $t_{hc} = 600$  s, από τα οποία:  $t_{MR1} = t_{MR2} = 80$  s,  $t_A = t_C = 30$  s και  $t_B = t_D = 490$  s.

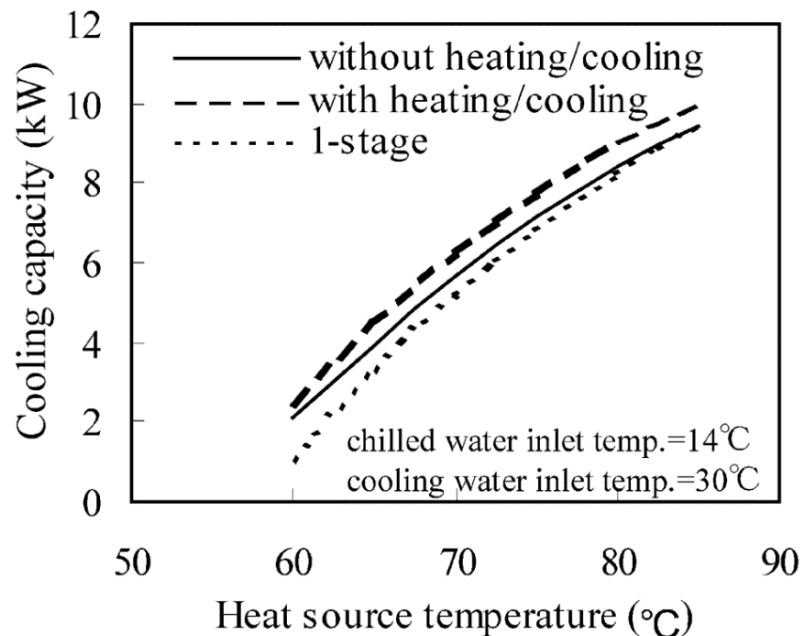
**Πίνακας 5.2: Χαρακτηριστικά του ψύκτη στο μοντέλο ανάκτησης μάζας. [37]**

Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες	Μέγεθος	Τιμή	Μονάδες
$A_c$	3.73	m <sup>2</sup>	$R_{gas}$	$4.62 \times 10^2$	J/kg · K
$A_e$	1.91	m <sup>2</sup>	$E_a$	$2.33 \times 10^6$	J/kg
$A_{Hex}$	2.46	m <sup>2</sup>	$D_{so}$	$2.54 \times 10^{-4}$	m <sup>2</sup> /s
$W_c$	27.28	kg	$R_p$	$0.3 \times 10^{-3}$	m
$W_e$	12.45	kg	$Q_{st}$	$2.80 \times 10^6$	J/kg
$W_{kHex}$	64.04	kg	$C_s$	924	J/kg · K
$W_{fHex}$	51.20	kg	$C_w$	4180	J/kg · K
$W_s$	47.0	kg	$C_{ww}$	4190	J/kg · K
$K_c$	4115.23	W/m <sup>2</sup> K	$C_{cu}$	386	J/kg · K
$K_c$	2557.54	W/m <sup>2</sup> K	$C_{al}$	905	J/kg · K
$K_{ads}$	1602.56	W/m <sup>2</sup> K	$L$	$2.5 \times 10^6$	J/kg
$K_{des}$	1724.14	W/m <sup>2</sup> K			

**Πίνακας 5.3:** Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στην προσομοίωση για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [37]

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$F_{cw} = 1.7$ $F_c = 1.3$	$F_{hw} = 1.7$	$F_e = 0.7$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cool\ in} = 30$	$T_{hot\ in} = 70$	$T_{chill\ in} = 14$

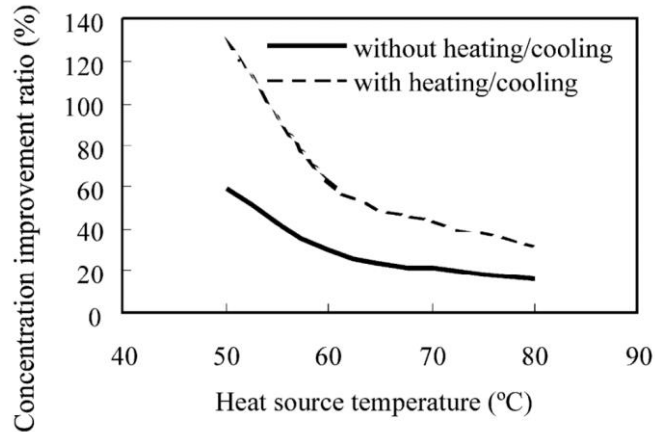
Στο σχήμα 5.3 φαίνεται η μεταβολή της ψυκτικής ισχύος σε σχέση με την θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης για τα σχήματα ανάκτησης μάζας με και χωρίς θέρμανση/ψύξη, αλλά και για τον συμβατικό κύκλο μίας βαθμίδας. Οι θερμοκρασίες εισόδου του νερού ψύξης και του ψυχόμενου νερού είναι σταθερές στους 30°C και 14°C αντίστοιχα, ενώ η θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού είναι σταθερή στους 7°C.



**Σχήμα 5.3:** Υπολογιστική σύγκριση της μεταβολής της ψυκτικής ισχύος ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [37]

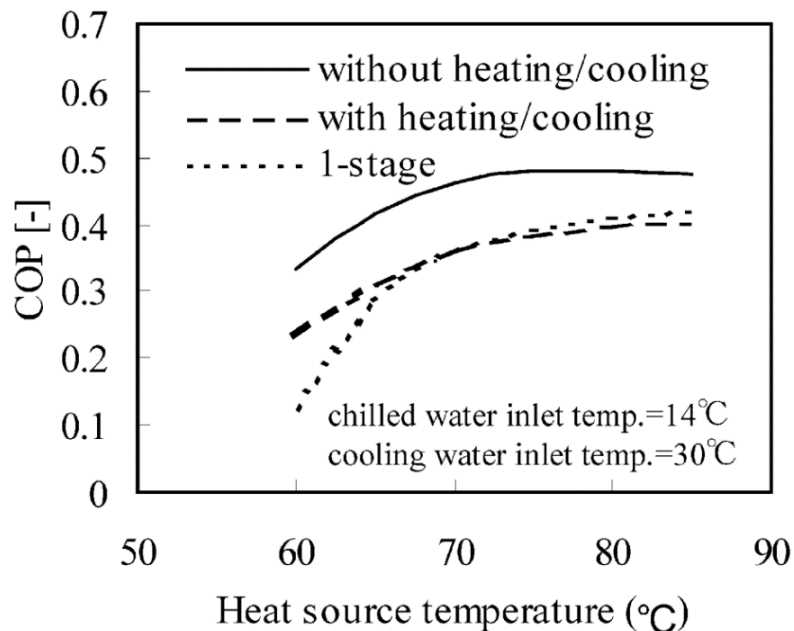
Παρατηρείται ότι και για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας, η ψυκτική ισχύς βελτιώνεται συγκριτικά με τον απλό κύκλο ρόφησης σε όλο το εύρος της θερμοκρασίας εισόδου. Εν γένει, η ψυκτική ισχύς αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης, αλλά η βελτίωση που προσφέρουν τα σχήματα ανάκτησης μάζας είναι μεγαλύτερη στις χαμηλές θερμοκρασίες. Ενδεικτικά, για μία μέση θερμοκρασία του νερού θέρμανσης (π.χ. 70°C), η βελτίωση που επιτυγχάνει το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη είναι 18.7%, ενώ για 85°C η βελτίωση πέφτει στο 6.5%. Στο ίδιο σημείο η βελτίωση της ψυκτικής ισχύος στο σχήμα χωρίς θέρμανση/ψύξη είναι 0.5%.

Γενικά, η βελτίωση της ψυκτικής ισχύος στο σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη είναι μεγαλύτερη απ' ό,τι στο σχήμα χωρίς θέρμανση/ψύξη. Η υπεροχή του σχήματος ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη οφείλεται στο γεγονός ότι αυξάνεται η ποσότητα του ψυκτικού που κυκλοφορεί μεταξύ των θαλάμων. Η βελτίωση της συγκέντρωσης ορίζεται ως ο λόγος των διαφορών μέγιστης και ελάχιστης συγκέντρωσης ψυκτικού, και κυμαίνεται από 30% έως και πάνω 100% σε χαμηλές θερμοκρασίες (σχ. 5.4).



Σχήμα 5.4: Βελτίωση της κυκλοφορίας ψυκτικού μέσω στα σχήματα ανάκτησης μάζας με και χωρίς θέρμανση/ψύξη των θαλάμων σε σχέση με τον συμβατικό κύκλο προσρόφησης. [37]

Στο σχήμα 5.5 φαίνεται η διακύμανση του συντελεστή συμπεριφοράς συναρτήσει της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης για τα τρία προαναφερθέντα σχήματα.



Σχήμα 5.5: Υπολογιστική σύγκριση της μεταβολής του COP ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [37]

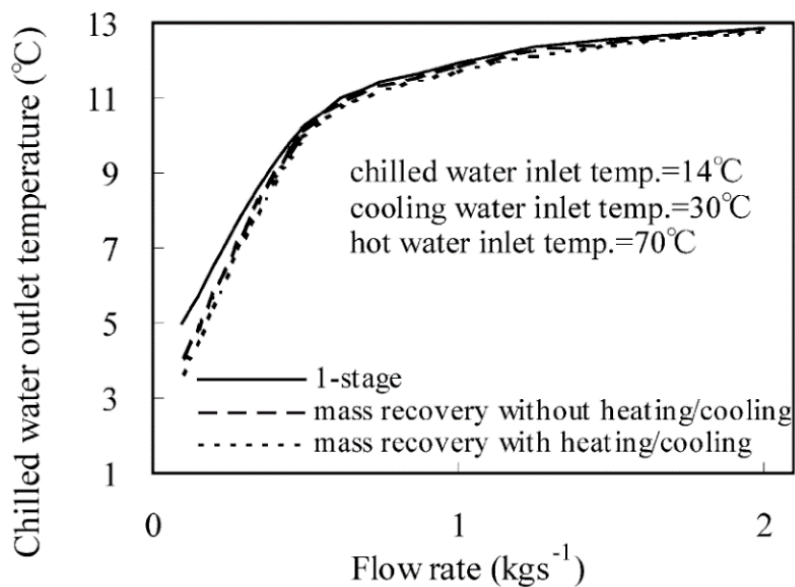
Σχετικά με το απλό σχήμα ανάκτησης μάζας (χωρίς θέρμανση/ψύξη), παρατηρείται ότι ο COP είναι εμφανώς βελτιωμένος σε σχέση με τον αυτόν του συμβατικού κύκλου προσρόφησης μίας βαθμίδας σε όλο το εύρος θερμοκρασιών του νερού θέρμανσης. Το αποτέλεσμα αυτό οφείλεται στο γεγονός ότι ενώ παρέχεται η ίδια ενέργεια εισόδου στο σύστημα, η ψυκτική ισχύς αυξάνεται, συντελώντας έτσι στην αύξηση και του COP.

Όσον αφορά το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη, ο COP βελτιώνεται για χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου (μέχρι και 70°C). Από εκεί και πέρα, όσο αυξάνεται η θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης, η αύξηση στην ενέργεια που προσφέρεται στο σύστημα κατά την φάση ανάκτησης μάζας, είναι μεγαλύτερη από την αύξηση στην ψυκτική ισχύ, οπότε εν τέλει ο COP καταλήγει να είναι χαμηλότερος από αυτόν του συμβατικού κύκλου μίας βαθμίδας.

Πρέπει να αναφερθεί ότι για την παραγωγή ψυχόμενου νερού θερμοκρασίας 7°C, με νερό θέρμανσης θερμοκρασίας 70°C, τα τρία σχήματα απαιτούν διαφορετική μαζική παροχή ψυχόμενου νερού, όπως φαίνεται στον πίνακα 5.4. Αυτό συμβαίνει γιατί τα σχήματα ανάκτησης μάζας παρουσιάζουν χαμηλότερες θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού για ίδια μαζική παροχή (σχ. 5.6).

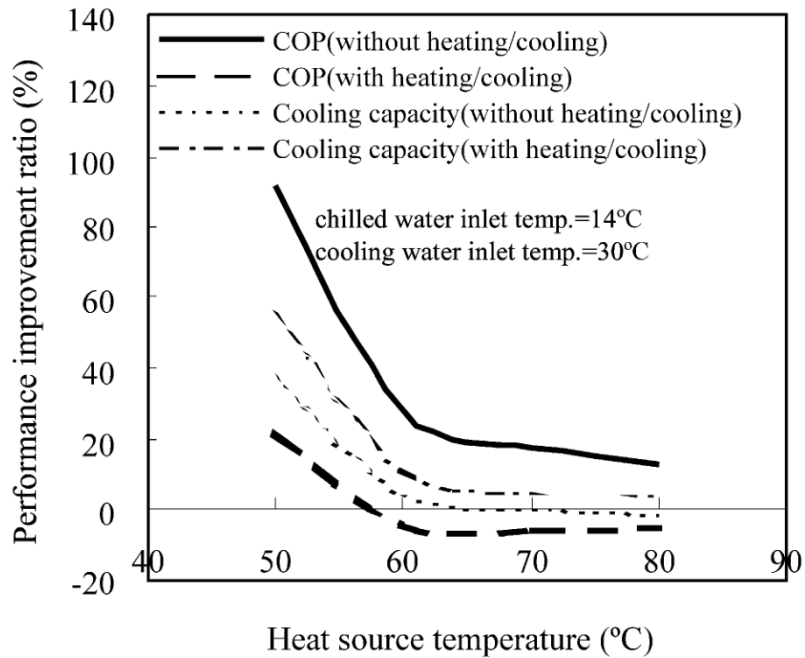
**Πίνακας 5.4: Μαζική παροχή ψυχόμενου νερού και δείκτες απόδοσης για παραγωγή ψυχόμενου νερού 7°C στα σχήματα μίας βαθμίδας και ανάκτησης μάζας. [37]**

	Συμβατικός κύκλος	Ανάκτηση μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη	Ανάκτηση μάζας με θέρμανση/ψύξη
$F_e$ (kg/s)	0.18	0.20	0.22
COP (-)	0.36	0.46	0.36
Ψυκτική Ισχύς (kW)	5.3	5.8	6.3



**Σχήμα 5.6: Σύγκριση της θερμοκρασίας εξόδου ψυχόμενου νερού συναρτήσει της μαζικής παροχής στα σχήματα ανάκτησης μάζας. [37]**

Στο σχήμα 5.7 παρουσιάζεται η βελτίωση των δεικτών απόδοσης για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας, σε σύγκριση με τον συμβατικό κύκλο μίας βαθμίδας, για δεδομένη παροχή ψυχόμενου νερού ( $F_e = 0.7 \text{ kg/s}$ ) και δεδομένες θερμοκρασίες εισόδου ψυχόμενου νερού και νερού ψύξης. Παρατηρείται ότι για χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου του νερού θέρμανσης όλοι οι δείκτες απόδοσης βελτιώνονται. Ειδικά για νερό θερμοκρασίας  $50^\circ\text{C}$ , παρατηρείται η μέγιστη βελτίωση, όπου η ψυκτική ισχύς αυξάνεται κατά 40% στο σχήμα ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη και 60% στο σχήμα με θέρμανση/ψύξη.



Σχήμα 5.7: Συνολική βελτίωση των δεικτών απόδοσης του ψύκτη με ανάκτηση μάζας συγκριτικά με τον συμβατικό ψύκτη μίας βαθμίδας. [37]

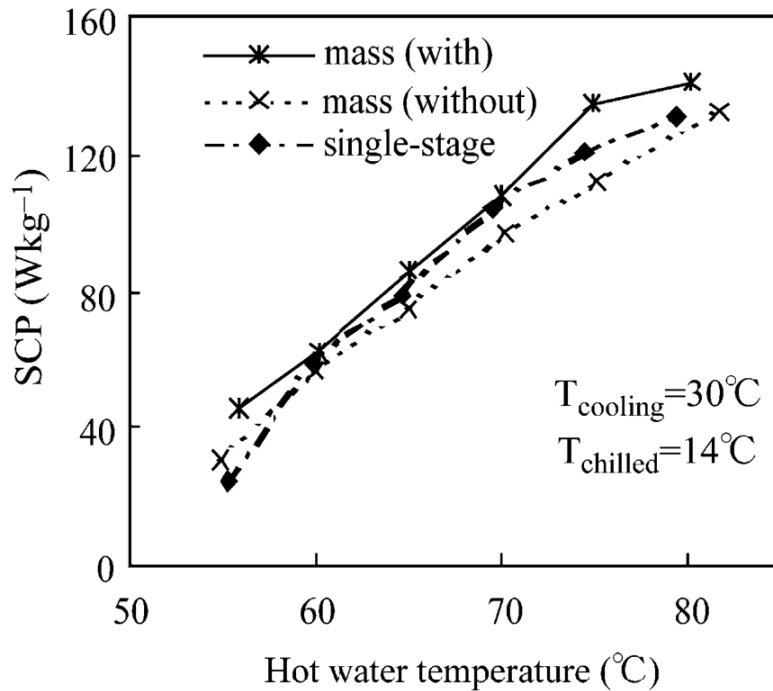
## 5.4 Πειραματικά αποτελέσματα

Οι Akahira et al. ασχολήθηκαν και με την πειραματική συμπεριφορά ενός ψύκτη στην δημοσίευση [38], τα αποτελέσματα της οποίας παρουσιάζονται παρακάτω. Ο ψύκτης λειτούργησε με τις συνθήκες που φαίνονται στον πίνακα 5.5, ενώ οι χρόνοι των φάσεων είναι:  $t_{MR1} = t_{MR2} = 60 \text{ s}$ ,  $t_A = t_C = 30 \text{ s}$  και  $t_B = t_D = 420 \text{ s}$ , οπότε συνολικά  $t_{hc} = 510 \text{ s}$ .

Πίνακας 5.5: Συνθήκες εισόδου των ρευμάτων νερού στην πειραματική διάταξη για τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [38]

	Νερό ψύξης	Νερό θέρμανσης	Ψυχόμενο νερό
Παροχή μάζας (kg/s)	$F_{cw} = 1.5$ $F_c = 0.8$	$F_{hw} = 1.5$	$F_e = 0.6$
Θερμοκρασία (°C)	$T_{cool\ in} = 30$	$T_{hot\ in} = 70$	$T_{chill\ in} = 14$

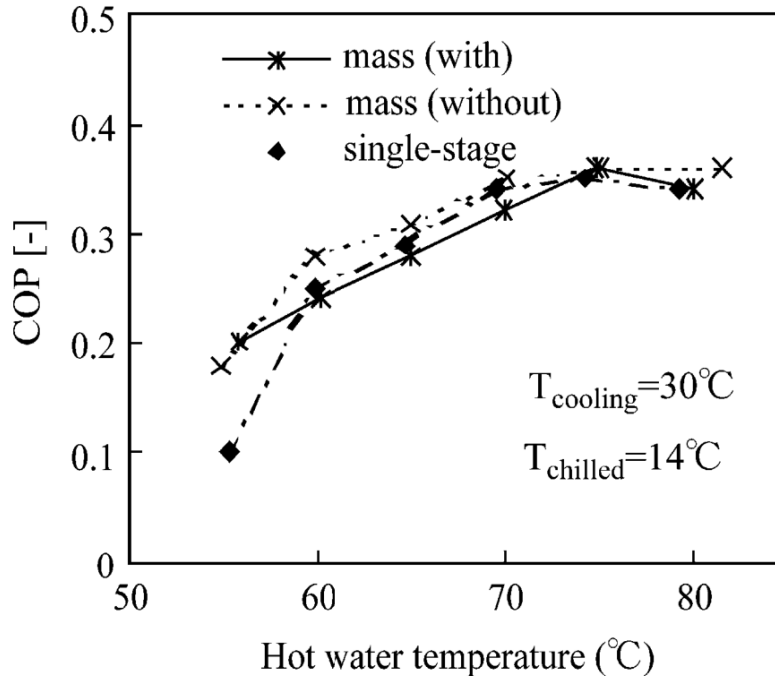
Όπως στα αποτελέσματα της υπολογιστικής επίλυσης, έτσι και στα πειραματικά αποτελέσματα η (ειδική) ψυκτική ισχύς αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης, με την μέγιστη βελτίωση να φτάνει το 90% στις χαμηλές θερμοκρασίες. Όσον αφορά το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη, υπερτερεί του συμβατικού κύκλου μίας βαθμίδας σε όλο το εύρος της θερμοκρασίας. Δεν ισχύει το ίδιο όμως και για το απλό σχήμα ανάκτησης μάζας, καθώς σε αντίθεση με τα υπολογιστικά αποτελέσματα, στην πειραματική διάταξη υστερεί του συμβατικού κύκλου σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 60°C.



*Σχήμα 5.8: Πειραματική σύγκριση της μεταβολής της ειδικής ψυκτικής ισχύος ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [38]*

Σχετικά με την συμπεριφορά του COP, παρατηρείται σχετική ομοιότητα στα πειραματικά με τα υπολογιστικά αποτελέσματα. Το απλό σχήμα ανάκτησης μάζας υπερτερεί του συμβατικού κύκλου σε όλο το εύρος θερμοκρασιών, αν και η βελτίωση είναι μικρότερη αυτής που προκύπτει από την υπολογιστική επίλυση. Η μέγιστη αύξηση είναι περίπου 30% σε θερμοκρασία εισόδου 60°C. Η ανάκτηση μάζας με θέρμανση/ψύξη βελτιώνει τον COP μόνο σε χαμηλές θερμοκρασίες (<60°C), ενώ στο υπόλοιπο εύρος ο COP προκύπτει μικρότερος ή ίσος από αυτόν του συμβατικού κύκλου μίας βαθμίδας, καθώς, όπως έχει αναφερθεί, στο σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη χρησιμοποιείται ενέργεια εισόδου η οποία στο απλό σχήμα χωρίς θέρμανση/ψύξη εξοικονομείται.



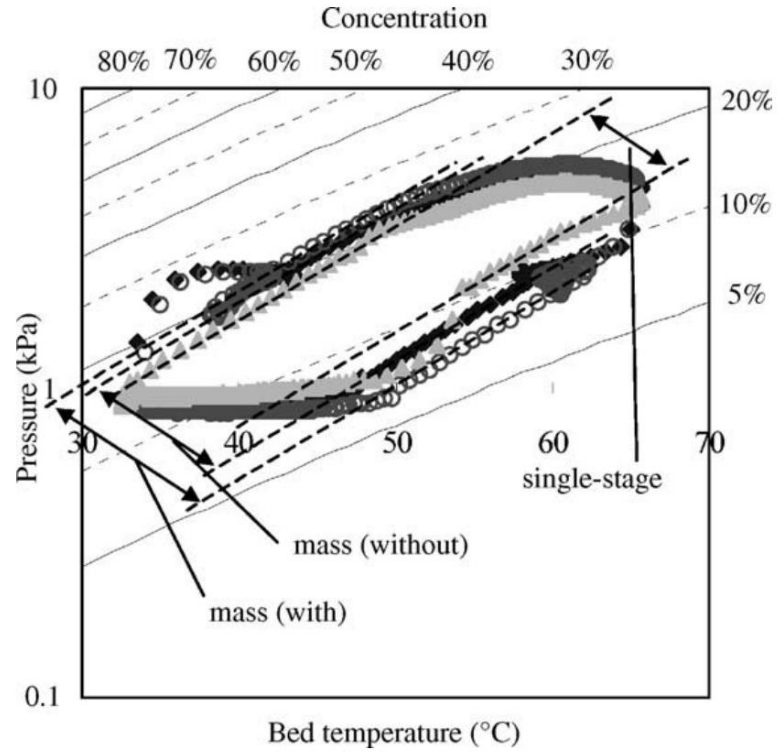


*Σχήμα 5.9: Πειραματική σύγκριση της μεταβολής του COP ανάλογα με την θερμοκρασία του νερού θέρμανσης σε κύκλους με και χωρίς ανάκτηση μάζας. [38]*

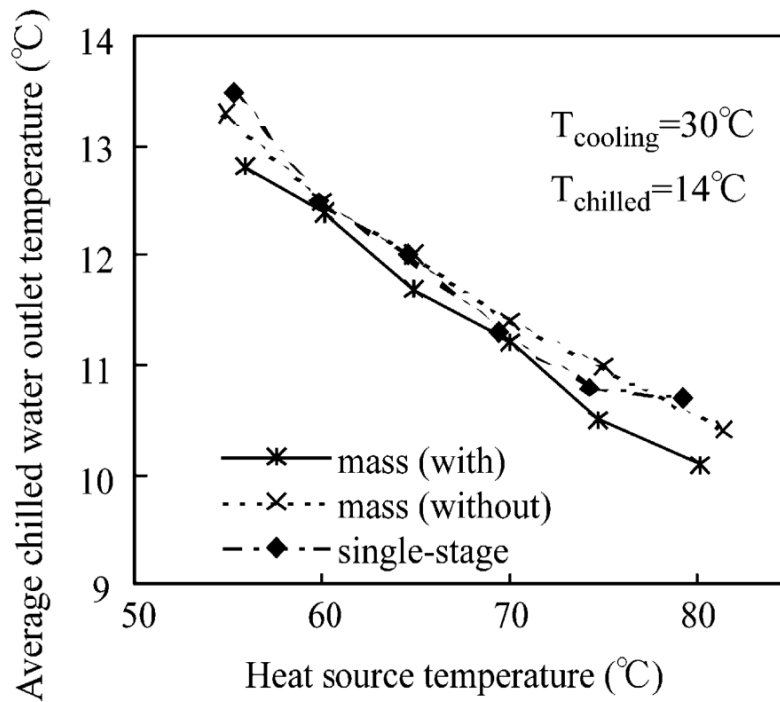
Στο σχήμα 5.10 φαίνεται το διάγραμμα Dühring για τον κύκλο μίας βαθμίδας και για τα σχήματα ανάκτησης μάζας χωρίς και με θέρμανση/ψύξη, όπως προκύπτει από την πειραματική διάταξη. Όπως έχει αναφερθεί, η διαφορά μέγιστης και ελάχιστης συγκέντρωσης ψυκτικού στον θάλαμο αντιπροσωπεύει την ποσότητα του ψυκτικού που κυκλοφορεί στον ψύκτη, και κατ' επέκταση την ψύξη που παράγεται στον ατμοποιητή όταν το ψυκτικό εξατμίζεται.

Από το διάγραμμα είναι εμφανές ότι η ποσότητα του ψυκτικού αυξάνεται όταν εφαρμόστούν τα σχήματα ανάκτησης μάζας, συγκριτικά με αυτή του συμβατικού κύκλου, με την μεγαλύτερη βελτίωση της κυκλοφορίας να πραγματοποιείται στο σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη. Το γεγονός αυτό εξηγεί και την μεγαλύτερη αύξηση της ψυκτικής ισχύος στο εν λόγω σχήμα έναντι του απλού σχήματος ανάκτησης μάζας.

Τα παραπάνω επιβεβαιώνονται και από το θερμοκρασιακό προφίλ της θερμοκρασίας εξόδου του ψυχόμενου νερού, που φαίνεται στο σχήμα 5.11. Για ίδια μαζική παροχή, το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη παράγει χαμηλότερες θερμοκρασίες ψυχόμενου νερού, αυξάνοντας έτσι την ψυκτική ισχύ. Αντιστρόφως, για να παραχθεί ψυχόμενο νερό ίδιας θερμοκρασίας (π.χ. 7°C), το εν λόγω σχήμα απαιτεί μεγαλύτερη μαζική παροχή, όπως είχε δειχθεί και στο σχήμα 5.6. Σε κάθε περίπτωση, η ψυκτική ισχύς θα είναι μεγαλύτερη από αυτήν του σχήματος ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη, και ακόμα μεγαλύτερη από αυτήν του συμβατικού κύκλου χωρίς ανάκτηση μάζας.

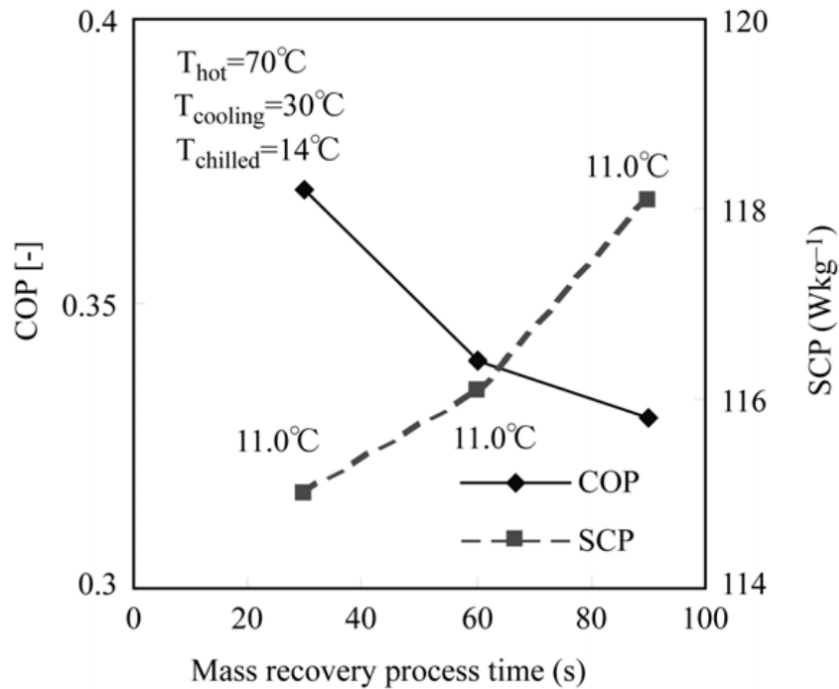


Σχήμα 5.10: Πειραματικό διάγραμμα Dühring για τον συμβατικό κύκλο και τα δύο σχήματα ανάκτησης μάζας. [38]



Σχήμα 5.11: Θερμοκρασίες εξόδου του ψυχόμενου νερού σε σχέση με την θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης. [38]

Τέλος, στο σχήμα 5.12 φαίνεται η επίδραση του χρόνου ανάκτησης μάζας στον συντελεστή συμπεριφοράς και στην ψυκτική ισχύ, για το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη. Οι θερμοκρασίες εισόδου των νερών θέρμανσης και ψύξης και η θερμοκρασία εισόδου και εξόδου του ψυχόμενου νερού είναι σταθερές. Όπως είναι φανερό, όσο περισσότερο διαρκεί η φάση της ανάκτησης μάζας, τόσο περισσότερο αυξάνεται και η ψυκτική ισχύς, καθώς εκροφάται/προσροφάται περισσότερο ψυκτικό. Από την άλλη, ο COP μειώνεται όλο και περισσότερο, αφού παρέχεται περισσότερη ενέργεια εισόδου, η οποία όπως φαίνεται δεν μπορεί να αντισταθμίσει την αύξηση της ψυκτικής ισχύος.



Σχήμα 5.12: Επίδραση του χρόνου ανάκτησης μάζας στον COP και την ψυκτική ισχύ. [38]



## **Κεφάλαιο 6: ΣΥΝΟΨΗ**

Το αντικείμενο ενασχόλησης της παρούσας διπλωματικής εργασίας ήταν τα ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης με ψύκτες προσρόφησης. Όπως αναφέρθηκε και στην αρχή της εργασίας, η ψύξη κατέχει σημαντικό ρόλο στην καθημερινότητα του ανθρώπου και ένα σημαντικό μέρος της παραγόμενης ηλεκτρικής ενέργειας παγκοσμίως καταναλώνεται γι' αυτήν. Όμως το μεγαλύτερο μέρος αυτής της ενέργειας προέρχεται από ορυκτά καύσιμα, η καύση των οποίων προκαλεί σημαντικά προβλήματα στο περιβάλλον και στον άνθρωπο. Επίσης, τα συμβατικά συστήματα ψύξης χρησιμοποιούν ψυκτικά μέσα που εντείνουν την υπερθέρμανση του πλανήτη και την καταστροφή της τρύπας του όζοντος.

Για τους παραπάνω λόγους, πρέπει να στραφούμε σε πιο βιώσιμες τεχνολογίες ψύξης, όπως είναι η ψύξη με ηλιακή ενέργεια, η οποία είναι άφθονη και αέναη. Από τις υπάρχουσες εναλλακτικές τεχνολογίες ψύξης, τα συστήματα ψύξης με προσρόφηση κλειστού κύκλου παρουσιάζουν ιδιαίτερο ενδιαφέρον. Οι εν λόγω ψύκτες έχουν αρκετά πλεονεκτήματα, τόσο έναντι της συμβατικής ψύξης (μηδενικές εκπομπές CO<sub>2</sub>, μηδενικό GWP, μηδαμινό κόστος λειτουργίας, κ.τ.λ.), όσο και έναντι των άλλων εναλλακτικών τεχνολογιών ψύξης (ταυτόχρονη εμφάνιση μέγιστης ισχύος και μέγιστης ζήτησης, τροφοδοσία με νερό χαμηλής θερμοκρασίας, υψηλή διάρκεια ζωής, κ.τ.λ.). Παρ' όλα αυτά, οι χαμηλές αποδόσεις, η χαμηλή αναλογία ισχύος-μεγέθους και τα υψηλά κόστη προμήθειας, δεν έχουν επιτρέψει την ευρεία εμπορική διάθεσή τους στο κοινό.

Για την αντιμετώπιση αυτών των προβλημάτων, γίνονται προσπάθειες βελτίωσης του COP και της ειδικής ισχύος των ψυκτών, με ποικίλες μεθόδους. Δύο από αυτές τις μεθόδους, η ανάκτηση θερμότητας και η ανάκτηση μάζας, αποτελέσαν την κύρια ενασχόληση της παρούσας εργασίας, τα αποτελέσματα των οποίων συγκεντρώνονται παρακάτω.

### **6.1 Συγκέντρωση των αποτελεσμάτων**

Στο 4<sup>ο</sup> κεφάλαιο παρουσιάστηκε η τεχνολογία της ανάκτησης θερμότητας, η οποία εκμεταλλεύεται την θερμική αδράνεια των θαλάμων ρόφησης και του νερού που περιέχεται στις σωληνώσεις τους για να αυξήσει τον COP. Αναλύθηκαν δύο σχήματα ανάκτησης θερμότητας: το σχήμα ανάκτησης θερμότητας με κυκλοφορία νερού (water-circulation ή Nishiyodo scheme) και το παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας (passive scheme).

Τα δύο σχήματα θεωρείται ότι έχουν το ίδιο αντίκτυπο στην αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς, η οποία όσο μειώνεται ο χρόνος του κύκλου μπορεί να αυξηθεί από 14% έως και 38%. Η ψυκτική ισχύς μετά την εφαρμογή των σχημάτων ανάκτησης θερμότητας επηρεάζεται ελάχιστα – πρακτικά παραμένει ίδια. Τέλος, εκτός από την αύξηση του COP, στα σχήματα ανάκτησης θερμότητας εξοικονομείται και ενέργεια από τον πύργο ψύξης (περίπου 17% στο παθητικό σχήμα).

Στο 5<sup>ο</sup> κεφάλαιο παρουσιάστηκε ο ψυκτικός κύκλος με ανάκτηση μάζας, ο οποίος εκμεταλλεύεται την διαφορά πίεσης των θαλάμων για να τεθεί σε κυκλοφορία περισσότερη ποσότητα ψυκτικού μέσου και να αυξηθεί η ψυκτική ισχύς του συστήματος. Η ανάκτηση μάζας μπορεί να εφαρμοστεί είτε με ταυτόχρονη θέρμανση/ψύξη των θαλάμων ρόφησης μεταξύ των οποίων μεταφέρεται ψυκτικό, είτε χωρίς θέρμανση/ψύξη – απλά και μόνο με κινητήρια δύναμη την διαφορά πίεσης των θαλάμων.

Λαμβάνοντας υπ' όψιν τα υπολογιστικά και τα πειραματικά αποτελέσματα που προέκυψαν, όταν εφαρμοστεί σε συμβατικό ψύκτη το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη, αυξάνει πάντα την ψυκτική ισχύ, σε όλο το εύρος των θερμοκρασιών εισόδου του νερού θέρμανσης. Η ποσοστιαία βελτίωση της ψυκτικής ισχύος μειώνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης, με την μέγιστη βελτίωση να είναι της τάξης του 90% στις χαμηλότερες θερμοκρασίες. Στο σχήμα ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη, η ψυκτική ισχύς βελτιώνεται μόνο σε χαμηλές θερμοκρασίες ενώ από τους 60°C και πάνω δυσχεραίνεται. Σχετικά με την ψυκτική ισχύ, το σχήμα ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη υστερεί σε όλο το εύρος θερμοκρασιών του σχήματος ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη, καθώς στην δεύτερη περίπτωση κυκλοφορεί περισσότερο ψυκτικό μεταξύ των θαλάμων απ' ότι στην πρώτη.

Όσον αφορά τον συντελεστή συμπεριφοράς, το σχήμα με θέρμανση/ψύξη υστερεί του απλού σχήματος ανάκτησης μάζας σε όλο το εύρος των θερμοκρασιών, ενώ σε θερμοκρασίες μεγαλύτερες των 60°C παρουσιάζει COP μικρότερο και από αυτόν του συμβατικού κύκλου μίας βαθμίδας. Το σχήμα ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη μπορεί να αυξήσει τον COP έως και 30% σε χαμηλές θερμοκρασίες εισόδου του νερού θέρμανσης. Τέλος, όσο πιο πολύ διαρκεί η φάση της ανάκτησης μάζας, τόσο περισσότερο αυξάνεται η ψυκτική ισχύς και μειώνεται ο COP στο σχήμα με θέρμανση/ψύξη.

## 6.2 Συμπεράσματα

Από τα παραπάνω αποτελέσματα είναι φανερό ότι κάθε τεχνολογία που παρουσιάστηκε έχει τα θετικά της (τα οποία φαίνεται να υπερισχύουν) αλλά και τα αρνητικά της, οπότε θα πρέπει να λαμβάνονται υπ' όψιν οι εκάστοτε συνθήκες και να χρησιμοποιείται η τεχνολογία που εξυπηρετεί περισσότερο. Συνεπώς, με βάση τα παραπάνω εξήχθησαν τα παρακάτω συμπεράσματα:

- Τα σχήματα που αυξάνουν τον COP, όπως τα σχήματα ανάκτησης θερμότητας και το απλό σχήμα ανάκτησης μάζας, μπορούν να υλοποιηθούν σε εφαρμογές που η ποσότητα του ζεστού νερού που θα χρησιμοποιηθεί είναι εξαιρετικά σημαντική. Για παράδειγμα, εάν υπάρχει περιορισμός στην επιφάνεια των ηλιακών συλλεκτών ή στον όγκο του δοχείου αποθήκευσης, η εξοικονόμηση του ζεστού νερού που πραγματοποιείται μπορεί να καταστήσει δυνατή την εγκατάσταση ενός συστήματος που διαφορετικά δεν θα απέδιδε.
- Επιπλέον, εάν πρέπει να διαλέξουμε ποια τεχνολογία θα εφαρμοστεί, σημαντικό ρόλο παίζει η θερμοκρασία του διαθέσιμου νερού θέρμανσης. Σε περιπτώσεις που η θερμοκρασία του νερού θέρμανσης είναι σχετικά χαμηλή (55-60°C), μπορεί το

σχήμα ανάκτησης μάζας χωρίς θέρμανση/ψύξη να βελτιώσει παραπάνω τον COP, απ' ότι ένα σχήμα ανάκτησης θερμότητας, ενώ στις υψηλότερες θερμοκρασίες να ισχύει το αντίθετο.

- Στην περίπτωση των σχημάτων ανάκτησης θερμότητας, το παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας φαίνεται να υπερισχύει του σχήματος με κυκλοφορία νερού καθώς παρουσιάζει την ίδια βελτίωση απόδοσης (αν όχι καλύτερη) και μπορεί να εφαρμοστεί σε οποιονδήποτε συμβατικό ψύκτη μίας βαθμίδας – δύο θαλάμων ρόφησης μόνο με τροποποίηση του λογισμικού ελέγχου, χωρίς την προσθήκη επιπλέον αγωγών και βαλβίδων, τα οποία θα προσθέσουν επιπλέον κόστος.
- Εάν η διαθεσιμότητα του νερού θέρμανσης δεν αποτελεί σημαντικό ζήτημα, τότε το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη αποτελεί την καλύτερη λύση, γιατί βελτιώνει σημαντικά την ψυκτική ισχύ ασχέτως της θερμοκρασίας εισόδου του νερού θέρμανσης. Σε αυτή την περίπτωση, πρακτικά ο COP δεν μας ενδιαφέρει και να είναι χαμηλός, εφ' όσον το νερό θέρμανσης θεωρείται (σχετικά) άφθονο. Επιπλέον, μεγάλη διάρκεια της φάσης ανάκτησης μάζας θα βοηθήσει να αυξηθεί ακόμα περισσότερο η ψυκτική ισχύς.
- Στην παραπάνω περίπτωση, ο ψύκτης με ανάκτηση μάζας με θέρμανση/ψύξη υπερισχύει του συμβατικού ψύκτη και από οικονομικής απόψεως. Αυτό συμβαίνει διότι μπορεί ο ψύκτης ανάκτησης μάζας να έχει επιπλέον έναν αγωγό και μία βαλβίδα, τα οποία αυξάνουν το κόστος κατασκευής, αλλά επειδή η ψυκτική ισχύς αυξάνεται, για το ίδιο αποτέλεσμα θα χρειαστεί μικρότερος (διαστασιολογικά) ψύκτης, άρα και μικρότερο κόστος προμήθειας. Οπότε, σε συνδυασμό με το γεγονός ότι το λειτουργικό κόστος είναι σχεδόν το ίδιο, αφού το νερό θέρμανσης είναι δωρεάν, ο ψύκτης με ανάκτηση μάζας εν τέλει καταλήγει να συμφέρει.
- Αναλόγως την χρήση για τον οποία προορίζεται ο ψύκτης, μπορεί να διευθετηθεί η θερμοκρασία εξόδου του ψυχόμενου νερού ή η μαζική παροχή του, που και στις δύο περιπτώσεις θα βελτιωθεί η ψύξη του χώρου σε σχέση με τον συμβατικό ψύκτη μίας βαθμίδας και τις υπόλοιπες τεχνολογίες βελτίωσης.
- Σε μία μέση περίπτωση, που μας ενδιαφέρει τόσο η ψυκτική ισχύς όσο και ο συντελεστής συμπεριφοράς, μπορεί να εφαρμοστεί το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη, λαμβάνοντας υπ' όψιν την θερμοκρασία εισόδου του νερού θέρμανσης. Μπορεί εν γένει ο COP να είναι μικρότερος όταν εφαρμόζεται το σχήμα, αλλά η μείωση είναι μικρή και σε κάποια σημεία ο COP είναι αρκετά κοντά με αυτόν του συμβατικού κύκλου, ενώ ταυτόχρονα η ψυκτική ισχύς είναι πάντα μεγαλύτερη. Επιπλέον, μπορεί να μεταβληθεί ανάλογα ο χρόνος ανάκτησης μάζας ώστε να ισοσταθμιστούν η μείωση του COP με την αύξηση της ψυκτικής ισχύος.

Συνοψίζοντας, στις περισσότερες περιπτώσεις αξίζει να εφαρμοστεί το παθητικό σχήμα ανάκτησης θερμότητας για την αύξηση του συντελεστή συμπεριφοράς και το σχήμα ανάκτησης μάζας με θέρμανση/ψύξη για την αύξηση της ψυκτικής ισχύος.





## **Βιβλιογραφία**

- [1] B. Whitman, B. Johnson, J. Tomczyk and E. Silberstein, Refrigeration and Air Conditioning Technology, New York: Delmar, Cengage Learning, 2013.
- [2] S. Ramadan, "SCIplanet," 31 July 2016. [Online]. Available: <https://www.bibalex.org/SCIplanet/en/Article/Details.aspx?id=5213>.
- [3] J. Rees, Refrigeration nation: a history of ice, appliances, and enterprise in America, The Johns Hopkins University Press, 2013.
- [4] J. L. Dupont, P. Domanski, P. Lebrun and F. Ziegler, "The Role of Refrigeration in the Global Economy: 38th Note on Refrigeration Technologies," International Institute of Refrigeration, 2019.
- [5] S. A. Kalogirou, Solar Energy Engineering: Processes and Systems, Elsevier Inc., 2014.
- [6] "BP Statistical Review of World Energy 2022," BP, [Online]. Available: <https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html>.
- [7] "Πτολεμαΐδα 5 και Μελίτη 2: Έκθεση οικονομικής βιωσιμότητας των νέων λιγνιτικών μονάδων," WWF Ελλάς, 2013. [Online]. Available: <https://www.contentarchive.wwf.gr/images/pdfs/PtolemaidaVMeliti%CE%99%CE%99.pdf>.
- [8] Renewable Energy Institute, 2021. [Online]. Available: <https://www.renewable-ei.org/en/statistics/international/>.
- [9] A. Larkin and K. Davies, "HFCs and other F-gases: The Worst Greenhouse Gases You've Never Heard Of," Greenpeace, 2009. [Online]. Available: <https://www.greenpeace.org/usa/wp-content/uploads/legacy/Global/usa/binaries/2009/4/hfc-fact-sheet.pdf>.
- [10] A. Turgeon and E. Morse, "Solar Energy," National Geographic, 2022. [Online]. Available: <https://education.nationalgeographic.org/resource/solar-energy>.
- [11] F. Bramwell, *Journal of the Society of Arts*, 1882.
- [12] Y. A. Cengel, M. A. Boles and M. Kanoglu, "Refrigeration Cycles," in *Thermodynamics: an engineering approach*, New York, McGraw-Hill Education, 2019.
- [13] Ε. Παπουτσή, Θερμοδυναμική Ανάλυση Ψυκτικών Συστημάτων Προσρόφησης, Διδακτορική Διατριβή, Σχολή Μηχανολόγων Μηχανικών, ΕΜΠ, Αθήνα, 2018.
- [14] "Solar Assisted Cooling - State of the Art -," European Solar Thermal Industry Federation, 2006.
- [15] Α. Μπασδάνης, Ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης με τεχνολογίες απορρόφησης και προσρόφησης, Διπλωματική εργασία, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, ΠΘ, Βόλος, 2019.

- [16] A. Alahmer, S. Ajib and X. Wang, "Comprehensive strategies for performance improvement of adsorption air conditioning systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 99, pp. 138-158, 2019.
- [17] P. Goyal, P. Baredar, A. Mittal and A. R. Siddiqui, "Adsorption refrigeration technology - An overview of theory and its solar energy applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 1389-1410, 2016.
- [18] Solar Heat Europe, [Online]. Available: <http://solarheateurope.eu/project/newheat-flat-plate-collectors-industrial-processes-2/>.
- [19] [Online]. Available: <https://www.thegreenage.co.uk/article/how-do-evacuated-tube-solar-thermal-hot-water-systems-work/>.
- [20] [Online]. Available: <https://www.mdpi.com/1996-1944/10/8/888>.
- [21] [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagram-of-a-compound-parabolic-concentrator-collector\\_fig6\\_277327602](https://www.researchgate.net/figure/Schematic-diagram-of-a-compound-parabolic-concentrator-collector_fig6_277327602).
- [22] [Online]. Available: <https://www.dlr.de/content/en/articles/energy/programme-topics/energy-systems-analysis.html>.
- [23] [Online]. Available: [https://www.researchgate.net/figure/Detail-of-parabolic-trough-solar-collector\\_fig3\\_330722093](https://www.researchgate.net/figure/Detail-of-parabolic-trough-solar-collector_fig3_330722093).
- [24] E. Bellos, C. Tzivanidis and K. A. Antonopoulos, "Exergetic, energetic and financial evaluation of a solar driven absorption cooling system with various collector types," *Applied Thermal Engineering*, vol. 102, pp. 749-759, 2016.
- [25] D. Wang, Y. Li, D. Li, Y. Xia and J. Zhang, "A review on adsorption refrigeration technology and adsorption deterioration in physical adsorption systems," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 14, pp. 344-353, 2010.
- [26] H. Demir, M. Mobedi and S. Ulku, "A review on adsorption heat pump: Problems and solutions," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 12, pp. 2381-2403, 2008.
- [27] U. Jakob and W. Mittelbach, "Development and investigation of a compact silica gel/water adsorption chiller integrated in solar cooling systems," in *VII Minsk International Seminar "Heat Pipes, Heat Pumps, Refrigerators, Power Sources"*, Minsk, 2008.
- [28] Π. Λαμάρης, "Ηλιακός κλιματισμός "Φωτόνιο": Έκθεση 5ετούς λειτουργίας," [Online]. Available: [https://www.iene.gr/energyweek07/articlefiles/page01/1stSsn\\_Mr\\_P\\_Lamaris\\_Photonio\\_5\\_years.pdf](https://www.iene.gr/energyweek07/articlefiles/page01/1stSsn_Mr_P_Lamaris_Photonio_5_years.pdf).
- [29] M. Delorme et al, "Solar air conditioning guide," Climasol, 2004.
- [30] H.-M. Henning, "Solar assisted air conditioning of buildings - an overview," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, pp. 1734-1749, 2007.
- [31] B. B. Saha, E. C. Boelman and T. Kashiwagi, "Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle," *Energy*, vol. 20, pp. 983-994, 1995.
- [32] T. Basdanis, A. Tsimpoukis and D. Valougeorgis, "Performance optimization of a solar adsorption chiller by dynamically adjusting the half-cycle time," *Renewable Energy*, vol. 164, pp. 362-374, 2021.

- [33] D. Wang, J. Zhang, X. Tian, D. Liu and K. Sumathy, "Progress in silica gel-water adsorption refrigeration technology," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 30, pp. 85-104, 2014.
- [34] X. Wang and H. T. Chua, "Two bed silica gel-water adsorption chillers: An effectual lumped parameter model.," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 1417-1426, 2007.
- [35] X. Wang, H. T. Chua and K. C. Ng, "Experimental investigation of silica gel-water adsorption chillers with and without a passive heat recovery scheme.," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 756-765, 2005.
- [36] X. Wang and H. T. Chua, "A comparative evaluation of two different heat-recovery schemes as applied to a two-bed adsorption chiller," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, pp. 433-443, 2007.
- [37] A. Akahira, K. C. A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Mass recovery adsorption refrigeration cycle-improving cooling capacity," *International Journal of Refrigeration*, vol. 27, pp. 225-234, 2004.
- [38] A. Akahira, K. C. A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Experimental investigation of mass recovery adsorption refrigeration cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, pp. 565-572, 2005.
- [39] K. C. A. Alam, A. Akahira, Y. Hamamoto, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "A four-bed mass recovery adsorption refrigeration cycle driven by low temperature waste/renewable heat source," *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 1461-1475, 2004.
- [40] K. C. Ng, H. T. Chua, J. B. Wang, X. L. Wang, T. Kashiwagi, A. Akisawa and B. B. Saha, "Experimental Investigation on a Novel Four-bed Adsorption Chiller," *Transactions of the Japan Society of Refrigerating and Air Conditioning Engineers*, vol. 20, pp. 429-435, 2003.
- [41] B. B. Saha, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype," *Renewable Energy*, vol. 23, pp. 93-101, 2001.
- [42] M. Khan, K. C. A. Alam, B. Saha, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Performance evaluation of multi-stage, multi-bed adsorption chiller employing re-heat scheme," *Renewable Energy*, vol. 33, pp. 88-98, 2008.
- [43] B. B. Saha, S. Koyama, K. C. Ng, Y. Hamamoto, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Study on a dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption chiller," *Renewable Energy*, vol. 31, pp. 2076-2090, 2006.
- [44] A. Akahira, K. C. A. Alam, Y. Hamamoto, A. Akisawa and T. Kashiwagi, "Mass recovery four-bed adsorption refrigeration cycle with energy cascading," *Applied Thermal Engineering*, vol. 25, pp. 1764-1778, 2005.
- [45] Y. Liu and K. Leong, "Numerical study of a novel cascading adsorption cycle," *International Journal of Refrigeration*, vol. 29, pp. 250-259, 2006.
- [46] R. Wang, L. Wang and J. Wu, *Adsorption refrigeration technology: Theory and application*, Singapore: John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2014.
- [47] H. T. Chua, K. C. Ng, W. Wang, C. Yap and X. L. Wang, "Transient modeling of a two-bed silica gel-water adsorption chiller," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 659-669, 2004.

- [48] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa and B. B. Saha, "Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 22, pp. 194-204, 1999.