



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΨΥΚΤΗ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΔΙΠΛΗΣ
ΒΑΘΜΙΔΑΣ**

υπό

ΣΤΡΕΖΟΥ ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ

Διπλωματική Εργασία

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

Βόλος, 2022



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΘΕΣΣΑΛΙΑΣ
ΠΟΛΥΤΕΧΝΙΚΗ ΣΧΟΛΗ
ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ

**ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΨΥΚΤΗ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΔΙΠΛΗΣ
ΒΑΘΜΙΔΑΣ**

υπό

ΣΤΡΕΖΟΥ ΔΗΜΗΤΡΙΟΥ

Διπλωματική Εργασία

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

Βόλος, 2022

© 2022 Δημήτριος Στρέζος

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).

Εγκρίθηκε από τα Μέλη της Τριμελούς Εξεταστικής Επιτροπής :

Πρώτος Εξεταστής
(Επιβλέπων)

Δρ. Δημήτρης Βαλουγεώργης
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Δεύτερος Εξεταστής

Δρ. Παναγιώτης Τσιακάρας
Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών
Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Τρίτος Εξεταστής

Δρ. Γεώργιος Χαραλάμπους
Επίκουρος Καθηγητής, Τμήμα Μηχανολόγων
Μηχανικών Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας

Ευχαριστίες

Θα ήθελα να ευχαριστήσω τον επιβλέποντα της διπλωματικής μου εργασίας, Καθηγητή κ. Δημήτρη Βαλουγεώργη, για την πολύτιμη βοήθεια του και την δυνατότητα που μου έδωσε να ασχοληθώ με ένα τόσο ενδιαφέρον αντικείμενο. Επίσης, είμαι ιδιαίτερα ευγνώμων στον Υποψήφιο Διδάκτορα Αθανάσιο Μπασδάνη για τις σημαντικές του υποδείξεις καθ' όλη την διάρκεια εκπόνησης της διπλωματικής εργασίας. Τέλος οφείλω να ευχαριστήσω τα υπόλοιπα μέλη της εξεταστικής επιτροπής Καθηγητή κ. Παναγιώτη Τσιακάρα και Επίκουρο Καθηγητή κ. Γεώργιο Χαραλάμπους για την προσεκτική ανάγνωση της παρούσας εργασίας.

ΠΡΟΣΟΜΟΙΩΣΗ ΗΛΙΑΚΟΥ ΨΥΚΤΗ ΑΠΟΡΡΟΦΗΣΗΣ ΔΙΠΛΗΣ ΒΑΘΜΙΔΑΣ

ΣΤΡΕΖΟΣ ΔΗΜΗΤΡΙΟΣ

Πανεπιστήμιο Θεσσαλίας, Τμήμα Μηχανολόγων Μηχανικών, 2022

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

Περίληψη

Αντικείμενο της παρούσας διπλωματικής εργασίας αποτελεί η ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε Matlab. Πραγματοποιείται μια ανασκόπηση της βιβλιογραφίας που μελετήθηκε συνολικά για το αντικείμενο της ηλιακής ψύξης με τεχνολογίες απορρόφησης. Επίσης, παρουσιάζονται τα κυριότερα συμπεράσματα που εξάγονται από την βιβλιογραφική ανασκόπηση, ώστε να πραγματοποιηθεί μια ολοκληρωμένη εισαγωγική περιγραφή του αντικειμένου της διπλωματικής. Ακολουθεί αναλυτική περιγραφή της λειτουργίας του ηλιακού θερμικού συστήματος, του τυπικού ψυκτικού κύκλου συμπίεσης ατμών και του ψύκτη απορρόφησης μίας και δύο βαθμίδων. Επίσης περιγράφεται ο σημαντικός ρόλος του εργαζόμενου ζεύγους στην ψύξη με απορρόφηση και οι ιδιότητες κοινών εργαζόμενων μέσων.

Στην συνέχεια, για συνολικό ηλιακό σύστημα ψύξης διπλής βαθμίδας LiBr-H₂O, πραγματοποιείται μαθηματική μοντελοποίηση αλλά και συγγραφή κώδικα προσομοίωσης σε Matlab, ο οποίος πιστοποιείται με την βοήθεια αποτελεσμάτων που υπάρχουν στην βιβλιογραφία. Με τη χρήση του κώδικα, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα που προκύπτουν από την μελέτη της ψυκτικής διάταξης, τόσο σε σταθερές όσο και σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες. Ο μέγιστος συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας φτάνει το 1,5, ενώ σε υψηλές θερμοκρασίες απόρριψης σημειώνει τιμές κοντά στο 1,2-1,3. Αντίστοιχα ο δείκτης εξεργειακής απόδοσης για το σύστημα διπλής βαθμίδας, κυμαίνεται στο 0,4-0,5. Η μελέτη σταθερών συνθηκών του συνολικού συστήματος ηλιακής ψύξης και συγκεκριμένα η εξέταση δύο ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας που τροφοδοτούνται από συλλέκτες ETC και PTC, έδειξε ότι με την χρήση συλλεκτών PTC, το συνολικό σύστημα αποδίδει καλύτερα σε ενεργειακή και εξεργειακή βάση. Αντίστοιχα, η επιλογή συλλεκτών ETC είναι η οικονομικότερη λύση, διότι οδηγεί σε 25% μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών και μικρότερο όγκο δοχείου αποθήκευσης. Τέλος πραγματοποιήθηκε προσομοίωση των δύο συστημάτων ψύξης με τους τύπους συλλεκτών ETC και PTC, για διάστημα τριών ημερών τον μήνα Ιούλιο στην Ελλάδα. Το φορτίο ψύξης που καλούνται να καλύψουν οι δύο ψύκτες, είναι 100kW στους 10°C. Η δυναμική μελέτη έδειξε πως στην περίπτωση των συλλεκτών PTC καλύπτεται το 92% του συνόλου των ψυκτικών αναγκών και στην περίπτωση των συλλεκτών ETC το 81%.

Λέξεις-κλειδιά: ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας, COP, εξεργειακή απόδοση, ETC, PTC, δυναμική προσομοίωση

SIMULATION OF SOLAR DOUBLE EFFECT ABSORPTION CHILLER

STREZOS DIMITRIOS

Department of Mechanical Engineering, University of Thessaly, 2022

Supervisor: Dr Dimitris Valougeorgis

Professor of analytical and computational methods in thermal-fluid sciences

Abstract

The subject of the present diploma thesis is the simulation analysis of solar double effect absorption cooling systems in Matlab.

Initially, a literature review is conducted, to introduce the reader to the subject of solar absorption cooling systems. More specifically, a detailed description, including the operation principles, of single and double effect absorption chillers, as well as of the solar thermal plant and the mechanical vapor compression system, are presented. The important role of the working pair in the absorption cycle and the properties of common working pairs are also described.

Then, a double effect absorption chiller, operating with a mixture of LiBr-H₂O, is modeled. The analysis includes the mathematical modelling of the system and the development of a simulation code. The developed model is validated by comparisons with respective systems in the literature. The results indicate that the COP of the cycle, increases with increasing evaporator temperatures but decreases with increasing condenser temperatures. The maximum COP of the system is 1.5 and the minimum is in the range of 1.2-1.3. The exergy analysis of the double effect absorption chiller shows that the exergetic efficiency of the chiller is in the range of 0.4-0.5. Furthermore, there a double effect absorption chiller is coupled with two different collector types and the corresponding results are compared. More specifically, the evacuated tube collectors (ETC) and the parabolic through collectors (PTC) are tested in order to evaluate the performance of the two different systems. It is demonstrated that the absorption chiller with PTC provides larger COP index and exergetic efficiency, while the absorption chiller with ETC covers the demanded cooling load with about 25% lower collecting area, which implies that it is probably the most economically affordable solution. These two systems are also examined under time-dependent conditions. The duration of the dynamic simulation is three days and the meteorological data are typical values for the month of July in Greece. The cooling demand is 100 kW at 10°C. The results of the simulation show that the chillers with PTC and ETC can cover 92% and 81% of the total daily cooling loads respectively.

Key words: double effect absorption chiller, COP, exergetic efficiency, ETC, PTC, dynamic simulation

Περιεχόμενα

Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή	1
Κεφάλαιο 2 : Βιβλιογραφική ανασκόπηση	2
Κεφάλαιο 3 : Ηλιακό θερμικό σύστημα	6
Κεφάλαιο 4 : Αρχές λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης.....	11
4.1 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών	11
4.2 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης μονής βαθμίδας	12
4.3 Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας.....	15
4.3.1 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή	15
4.3.2 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε σειρά	16
4.4 Εργαζόμενα μέσα στην ψύξη με απορρόφηση.....	17
Κεφάλαιο 5 : Πηγαίος κώδικας ηλιακού ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή	21
5.1 Γενική περιγραφή	21
5.2 Μοντελοποίηση και περιγραφή της υπορουτίνας του ψύκτη απορρόφησης .	23
5.3 Μοντελοποίηση και περιγραφή της υπορουτίνας του ΗΘΣ.....	26
5.4 Περιγραφή της υπορουτίνας εξεργειακής ανάλυσης	28
5.5 Πιστοποίηση κώδικα.....	29
Κεφάλαιο 6 : Αποτελέσματα	33
6.1 Παραμετρική μελέτη με βάση την ενεργειακή απόδοση.....	33
6.2 Παραμετρική μελέτη με βάση την εξεργειακή απόδοση	37
6.3 Λειτουργία σε χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες.....	40
Κεφάλαιο 7 : Συμπεράσματα και μελλοντικοί στόχοι	46
7.1 Συμπεράσματα	46
7.2 Μελλοντικοί στόχοι.....	47
Βιβλιογραφία	49

Κατάλογος σχημάτων

Σχήμα 2.1 : Ταξινόμηση ηλιακής ψύξης [2].	3
Σχήμα 3.1 : Διάγραμμα τυπικού ηλιακού θερμικού συστήματος [15].	6
Σχήμα 3.2 : Ταξινόμηση ηλιακών συλλεκτών : (α) επίπεδος συλλέκτης FPC [17], (β) συλλέκτης κενού ETC [18], (γ) συλλέκτης τύπου CPC [19], (δ) συλλέκτης τύπου PTC [19].	8
Σχήμα 3.3 : Αναπαράσταση ΗΘΣ [4].	9
Σχημα 4.1 : Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών [20] : (α) Ψυκτική διάταξη μηχανικής συμπίεσης, (β) Ιδανικός ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης.	12
Σχημα 4.2 : Ψύκτης απορρόφησης μονής βαθμίδας [22].	13
Σχημα 4.3 : Αναπαράσταση απορροφητή-αναγεννητή με χρήση ανορθωτή (rectifier) [23].	14
Σχημα 4.4: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή [24].	16
Σχημα 4.5: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε σειρά [7].	17
Σχημα 4.6: Ισορροπία LiBr-H ₂ O με αναπαράσταση της γραμμής κρυσταλλοποίησης [2].	20
Σχήμα 5.1: Αναπαράσταση του εξεταζόμενου ηλιακού συστήματος ψύξης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή [13].	21
Σχήμα 5.2 : Αναπαράσταση ψυκτικής διάταξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας [25].	30
Σχήμα 6.1: Βαθμός απόδοσης COP ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.	34
Σχήμα 6.2: Βαθμός απόδοσης COP ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες τιμές απόδοσης εναλλακτών θερμότητας.	35
Σχήμα 6.3: Σύγκριση βαθμού απόδοσης COP ψύκτη απορρόφησης μονής και διπλής βαθμίδας.	36
Σχήμα 6.4: Εξεργειακός δείκτης απόδοσης ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.	37
Σχήμα 6.5: Αναπαράσταση εξεργειακής απόδοσης και απαιτούμενης επιφάνειας συλλεκτών, ηλιακού συστήματος ψύξης διπλής βαθμίδας : (α) τροφοδοτούμενο από συλλέκτες ETC, (β) τροφοδοτούμενο από συλλέκτες PTC.	39
Σχήμα 6.6: Αναπαράσταση δυναμικής συμπεριφοράς ηλιακού ψύκτη διπλής βαθμίδας για τρεις μέρες τροφοδοτούμενου από ETC συλλέκτες.	42
Σχήμα 6.7: Διάγραμμα θερμοκρασίας δοχείου αποθήκευσης για το ηλιακό σύστημα ψύξης που τροφοδοτείται από συλλέκτες ETC.	43
Σχήμα 6.8: Αναπαράσταση δυναμικής συμπεριφοράς ηλιακού ψύκτη διπλής βαθμίδας για τρεις μέρες τροφοδοτούμενου από PTC συλλέκτες.	44

Σχήμα 6.9: Διάγραμμα θερμοκρασίας δοχείου αποθήκευσης για το ηλιακό σύστημα ψύξης που τροφοδοτείται από συλλέκτες PTC..... 45

Κατάλογος πινάκων

Πίνακας 3.1: Εύρος θερμοκρασιών για διάφορους τύπους συλλεκτών [16].	7
Πίνακας 3.2 : Τυπικές τιμές αγοράς ηλιακών συλλεκτών και δοχείου αποθήκευσης [4].	10
Πίνακας 5.1: Αναφορά και επεξήγηση των συμβόλων της μοντελοποίησης.	23
Πίνακας 5.2 : Δεδομένα εισόδου για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με την αναφορά [25].	29
Πίνακας 5.3: Αναλυτική σύγκριση ιδιοτήτων σε κάθε σημείο της διάταξης με τα αποτελέσματα της αναφοράς [25].	30
Πίνακας 5.4 : Σύγκριση θερμορροών και συντελεστή απόδοσης COP με τα αποτελέσματα της αναφοράς [25].	30
Πίνακας 5.5 : Τιμές σταθερών παραμέτρων για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με την αναφορά [13].	31
Πίνακας 5.6: Σύγκριση συντελεστή απόδοσης COP με τα αποτελέσματα της αναφοράς [13].	31
Πίνακας 5.7 : Δεδομένα εισόδου για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με τις αναφορές [24,29,30].	32
Πίνακας 5.8 : Σύγκριση αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας με τις αναφορές [24,29,30].	32
Πίνακας 6.1: Σύγκριση συστημάτων ηλιακής ψύξης με διαφορετικούς τύπους συλλεκτών.	40
Πίνακας 6.2 : Τιμές παραμέτρων του συστήματος κατά την δυναμική προσομοίωση [4,15].	41

Κεφάλαιο 1 : Εισαγωγή

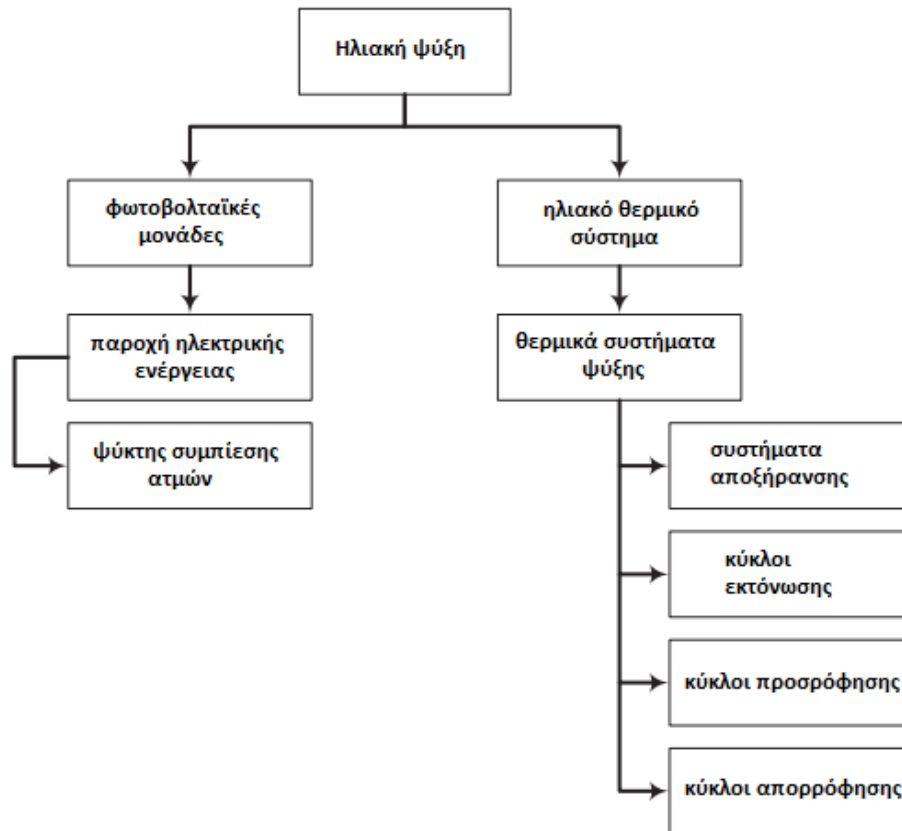
Ο σύγχρονος τρόπος ζωής έχει αυξήσει σημαντικά τα ποσά ενέργειας που καταναλώνονται παγκοσμίως. Χαρακτηριστικό παράδειγμα αποτελούν οι αυξημένες ανάγκες σε κλιματισμό και ψύξη. Σήμερα οι περισσότερες διατάξεις ψύξης λειτουργούν με την χρήση μηχανικής συμπίεσης, όπου απαιτείται να καταναλωθεί σημαντική ποσότητα ηλεκτρικής ενέργειας. Συγκεκριμένα τα ποσά που καταναλώνονται για ψύξη και κλιματισμό αγγίζουν το 15% της συνολικής ηλεκτρικής ενέργειας που παράγεται παγκοσμίως, με το 45% από αυτή, να χρησιμοποιείται από σπίτια και δημόσια κτήρια [1]. Το μεγαλύτερο μέρος της παραγωγής προέρχεται από ορυκτά καύσιμα, με την καύση τους να προκαλεί σημαντικά προβλήματα ρύπανσης του περιβάλλοντος, λόγω των αυξημένων εκπομπών διοξειδίου του άνθρακα και άλλων ρυπογόνων ουσιών. Η ανάγκη για την αξιοποίηση πηγών ενέργειας, φιλικών προς το περιβάλλον, στρέφει το ενδιαφέρον σε λύσεις όπως η αιολική, γεωθερμική και ηλιακή ενέργεια, με την τελευταία να είναι η πιο υποσχόμενη, δίνοντας λύσεις σε εφαρμογές με υψηλή ζήτηση σε ενέργεια. Η ανεξάντλητη της φύση, σε συνδυασμό με το γεγονός, πως οι ανάγκες για ψύξη είναι μεγαλύτερες τις ημέρες με υψηλότερη ηλιοφάνεια, καθιστούν ακόμα πιο ελκυστική την μελέτη και ανάπτυξη ηλιακών συστημάτων ψύξης. Η ηλιακή ψύξη με απορρόφηση αποτελεί την πιο αποδοτική και αξιόπιστη λύση με τον ψύκτη μονής βαθμίδας να είναι το πιο ευρέως διαδεδομένο σύστημα με $COP \approx 0,6-0,8$ [2]. Η χαμηλή απόδοση όμως σε σχέση με τα συμβατικά συστήματα μηχανικής συμπίεσης, έχει οδηγήσει σε συνεχείς προσπάθειες βελτίωσης της αποδοτικότητάς των ψυκτών απορρόφησης. Η πιο αποτελεσματική μέθοδος, είναι η δημιουργία συστημάτων ψύξης με πολλαπλές βαθμίδες, όταν διατίθεται θερμότητα σε υψηλές θερμοκρασίες. Σε αυτή την κατεύθυνση κινείται και η παρούσα εργασία, όπου μελετάται η συμπεριφορά του συστήματος διπλής βαθμίδας.

Στόχος της διπλωματικής εργασίας, είναι η μελέτη της συμπεριφοράς του ηλιακού ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας, κάτω από διάφορες συνθήκες λειτουργίας. Μέσω της βιβλιογραφικής ανασκόπησης στο πεδίο της ηλιακής ψύξης απορρόφησης, παρουσιάζονται έρευνες από την διεθνή βιβλιογραφία σχετικά με την μελέτη συστημάτων μονής και διπλής βαθμίδας και παρατίθενται αναφορές που σχετίζονται με την χρήση εναλλακτικών εργαζόμενων μέσων. Στην συνέχεια πραγματοποιείται εκτενής περιγραφή των αρχών λειτουργίας του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης, ώστε να δοθεί στον αναγνώστη μια συνολική εικόνα για το αντικείμενο. Επιπλέον, παρουσιάζονται τα αποτελέσματα της διπλωματικής εργασίας, όπου παρατίθενται διαγράμματα του βαθμού απόδοσης COP και των εξεργειακών δεικτών απόδοσης, έναντι των κύριων θερμοκρασιών λειτουργίας. Τέλος, πραγματοποιείται σύγκριση δύο ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας που τροφοδοτούνται από συλλέκτες ETC και PTC, σε σταθερές και χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες.

Κεφάλαιο 2 : Βιβλιογραφική ανασκόπηση

Πραγματοποιείται ανασκόπηση της βιβλιογραφίας που χρησιμοποιήθηκε στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας, με σκοπό την παρουσίαση σημαντικών πληροφοριών και βασικών εννοιών του αντικείμενου της ηλιακής ψύξης με απορρόφηση.

Η ηλιακή ενέργεια αποτελεί την κινητήρια δύναμη αυτών των συστημάτων και μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την παραγωγή ψύξης, μέσω ηλεκτρικής ή/και θερμικής ενέργειας (Σχήμα 2.1). Η πρώτη περίπτωση αναφέρεται στην χρήση φωτοβολταϊκών μονάδων, τα οποία συνδέονται με μια ψυκτική διάταξη συμπίεσης ατμών και προσφέρουν την απαραίτητη ηλεκτρική ενέργεια. Η σχετικά χαμηλή απόδοση των φωτοβολταϊκών συστοιχιών (10-15%), σε συνδυασμό με τον συντελεστή απόδοσης της ψυκτικής διάταξης ($COP \approx 3-6$), οδηγεί σε σημαντική μείωση του συνολικού βαθμού απόδοσης (30-90%). Το υψηλό κόστος αποθήκευσης μπαταριών έρχεται να περιορίσει τα εν λόγω συστήματα κυρίως στις ώρες με ηλιοφάνεια. Η δεύτερη περίπτωση αναφέρεται στα θερμικά συστήματα ψύξης που αξιοποιούν την ηλιακή ενέργεια μέσω της μετατροπής της σε θερμική, με την βοήθεια ηλιακών συλλεκτών. Αντίθετα με τα συστήματα ηλιακής ηλεκτρικής ενέργειας που κάνουν χρήση μπαταριών, τα ηλιακά θερμικά συστήματα διαθέτουν μια δεξαμενή αποθήκευσης, όπου λόγω της υψηλής θερμοχωρητικότητας κάποιου ρευστού (π.χ. νερό), καταφέρνουν να αντισταθμίσουν την αναντιστοιχία που μπορεί να υπάρξει ανάμεσα στην διαθέσιμη ακτινοβολία και στις ανάγκες ψύξης. Τα θερμικά συστήματα παρόλο που σημειώνουν χαμηλούς συντελεστές COP (0,6-1,8), λόγω της υψηλής απόδοσης του ηλιακού θερμικού συστήματος (35-70%) παρουσιάζουν μια συνολική απόδοση 35-80%. Στα πλεονεκτήματα των συστημάτων αυτών πρέπει να προστεθεί η χαμηλών κραδασμών και θορύβων λειτουργία τους. Τα θερμικά συστήματα ψύξης χρησιμοποιούνται περισσότερο σε εφαρμογές μεγάλης κλίμακας (>50kW) και όχι σε οικιστικές εφαρμογές, λόγω της υψηλής τους τιμής σε σύγκριση με τα συμβατικά συστήματα. Οι εμπορικά διαθέσιμες τεχνολογίες θερμικών συστημάτων ψύξης, είναι τα συστήματα ψύξης αποξήρανσης, οι κύκλοι ψύξης εκτόνωσης και οι ψύκτες προσρόφησης και απορρόφησης. Οι ψύκτες απορρόφησης πετυχαίνουν τις καλύτερες ενεργειακά αποδόσεις από τα παραπάνω συστήματα και αποτελούν την πιο αξιόπιστη λύση λόγω της πολυετούς παρουσίας τους στην αγορά [2].



Σχήμα 2.1 : Ταξινόμηση ηλιακής ψύξης [2].

Η μαζική τους παραγωγή έχει ξεκινήσει από το 1960 με ψύκτες ισχύος 10-40 kW. Στην σύγχρονη εποχή μπορούν να καλύψουν φορτία έως 5000 kW [3]. Τα συστήματα αυτά με τα απορροφητικά διαλύματα που χρησιμοποιούν (π.χ. LiBr-H₂O, NH₃-H₂O), έχουν ως στόχο την αντικατάσταση της ηλεκτρικής ενέργειας που απαιτεί ένας συμπιεστής, ή την μείωση της σε σημαντικά επίπεδα, αν λειτουργήσουν σε συνδυασμό με έναν ψύκτη μηχανικής συμπίεσης.

Στην αναφορά [4] πραγματοποιείται μελέτη ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας και η σύνδεση του με τέσσερις διαφορετικούς τύπους συλλεκτών (FPC, ETC, CPC, PTC). Ο ψύκτης απορρόφησης λειτουργεί με την χρήση διαλύματος LiBr-H₂O, το οποίο ενδείκνυται για ψύξη σε θερμοκρασίες 5-10°C και είναι ιδανικό για εφαρμογές κλιματισμού. Το φορτίο που καλείται να καλύψει η ψυκτική μονάδα, είναι στα 100 kW στους 10°C, στην πόλη της Αθήνας τους καλοκαιρινούς μήνες. Η ανάλυση των τεσσάρων συστημάτων πραγματοποιήθηκε σε ενεργειακό, εξεργειακό αλλά και σε οικονομικό επίπεδο. Τα αποτελέσματα των προσομοιώσεων έδειξαν πως οι συλλέκτες ETC, PTC πετυχαίνουν τις καλύτερες ενεργειακά αποδόσεις λόγω των μικρών απωλειών θερμότητας προς το περιβάλλον. Η μέγιστη εξεργειακή απόδοση του ψύκτη μονής βαθμίδας είναι κοντά στο 0,35 με δείκτη COP στο 0,75, που είναι μια τυπική τιμή για αυτά τα συστήματα. Τέλος, όσον αφορά την οικονομική ανάλυση, αποδείχθηκε ότι οι συλλέκτες ETC αποτελούν την βέλτιστη λύση για να καλύψουν τα ψυκτικά φορτία, εφόσον χρειάζονται την λιγότερη επιφάνεια.

Το άρθρο [5] αναφέρεται στην μελέτη ενός συστήματος ψύξης απορρόφησης μονής βαθμίδας για μία κατοικία στην Κύπρο, με την χρήση διαλύματος $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Το μίγμα αυτό, σε αντίθεση με το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, μπορεί να ψύξει και σε θερμοκρασίες κάτω από 0°C . Απαιτούνται όμως από το ηλιακό θερμικό σύστημα, αρκετά υψηλές θερμοκρασίες $120\text{-}170^\circ\text{C}$ και σημειώνονται συντελεστές COP περίπου $0,6\text{-}0,7$, δηλαδή τιμές χαμηλότερες από αυτές του $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Η προσομοίωση έγινε στο πρόγραμμα TRNSYS και έδειξε ότι για την κάλυψη των ψυκτικών φορτίων στην διάρκεια του καλοκαιριού, για μία κατοικία 200 m^2 , απαιτείται 15 m^2 συλλέκτης CPC.

Τα δύο συστήματα που έχουν αναφερθεί ως τώρα αποτελούν μελέτες πιθανών διατάξεων ψύξης που θα μπορούσαν να εγκατασταθούν. Στην αναφορά [6] παρουσιάζονται κάποιες από τις υπάρχουσες εγκαταστάσεις σε Ελλάδα και Κύπρο που αφορούν συστήματα απορρόφησης και προσρόφησης. Στο Ρέθυμνο της Κρήτης λειτουργούν δύο παρόμοιες εγκαταστάσεις ψυκτών απορρόφησης για την κάλυψη μέρους των αναγκών κλιματισμού σε δύο ξενοδοχεία. Στα δύο αυτά ξενοδοχεία, Lentzakis Hotel και Rethymnon Village Hotel έχουν τοποθετηθεί επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες (FPC) 450 m^2 . Οι συλλέκτες αυτοί τροφοδοτούν με νερό σχετικά χαμηλής θερμοκρασίας $70\text{-}75^\circ\text{C}$ τον ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας, απόδοσης COP της τάξης του 60%. Η ψυκτική ικανότητα των δύο μονάδων είναι στα 105 kW , παράγοντας ψύξης στους $8\text{-}10^\circ\text{C}$ και καλύπτει κοντά το 60% του συνόλου των ψυκτικών αναγκών. Το κόστος της κάθε εγκατάστασης ήταν στα 264.000 € , επιδοτούμενο κατά το ήμισυ από το Υπουργείο Ανάπτυξης.

Οι συνεχείς προσπάθειες βελτίωσης της απόδοσης του συστήματος ψύξης με απορρόφηση, οδήγησαν στην δημιουργία συστημάτων ψύξης πολλαπλών βαθμίδων. Με αυτόν το όρο, εννοείται ότι οι ψύκτες απορρίπτουν σε παραπάνω από ένα στάδια θερμότητα, αυξάνοντας έτσι την απόδοση της ψυκτικής διάταξης. Προϋπόθεση για την λειτουργία αυτών των συστημάτων είναι η θερμότητα σε υψηλές θερμοκρασίες. Προς το παρόν, εμπορικά διαθέσιμοι, είναι οι ψύκτες διπλής και τριπλής βαθμίδας, οι οποίοι χρησιμοποιούν αποκλειστικά το διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Ο λόγος είναι ότι διαλύματα όπως το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, απαιτούν εξαιρετικά υψηλές θερμοκρασίες και πιέσεις [2]. Σύμφωνα με την αναφορά [7], τα συστήματα διπλής βαθμίδας αποδίδουν συντελεστές απόδοσης COP $1,2\text{-}1,42$ και απαιτούν θερμοκρασίες $100\text{-}160^\circ\text{C}$ για να λειτουργήσουν, ενώ τα τριπλής βαθμίδας σημειώνουν τιμές απόδοσης $1,62\text{-}1,9$ για θερμοκρασιακό εύρος $140\text{-}230^\circ\text{C}$. Στην Σεβίλλη [8], εγκαταστάθηκε το 2008 ένας ψύκτης διπλής βαθμίδας, ο οποίος λειτουργεί με $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και τροφοδοτείται συνδυαστικά από συγκεντρωτικούς συλλέκτες LFR (Linear Fresnel Reflector [9]) και ένα βοηθητικό καυστήρα φυσικού αερίου. Η ονομαστική ισχύς του ψύκτη είναι 174 kW και καλύπτει μέρος των αναγκών κλιματισμού ενός κτηρίου. Στην πράξη, ο ψύκτης απορρόφησης απέδιδε σε καθημερινή βάση συντελεστή απόδοσης COP $1,1\text{-}1,25$ και κάλυπτε φορτίο 135 kW που αντιστοιχεί στο 77% της ονομαστικής ισχύος. Στις ημέρες με συννεφιά, ο καυστήρας φυσικού αερίου κάλυπτε έως το 65% της απαιτούμενης θερμικής ενέργειας του συστήματος. Οι περισσότερες αναφορές της βιβλιογραφίας, αφορούν την εξέταση πιθανών εγκαταστάσεων και όχι κάποιων υπάρχοντων εφαρμογών. Σε μία τέτοια ερεύνα που πραγματοποιήθηκε στο

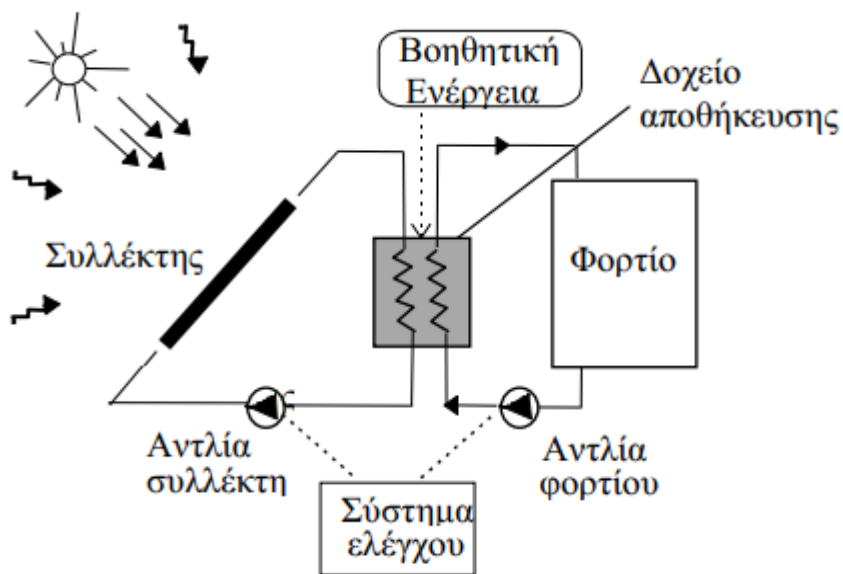
Πανεπιστήμιο Θράκης, για την πιθανή εγκατάσταση ηλιακού ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας, προτάθηκε η χρήση συλλεκτών PTC επιφάνειας 1716 m^2 , με σκοπό την κάλυψη του 50% των ψυκτικών φορτίων ενός κτηρίου αποτελούμενο από γραφεία [10].

Βασικό αντικείμενο μελέτης για τα πολυβάθμια συστήματα ηλιακής ψύξης αποτελεί και η εξεργειακή ανάλυση τους. Σύμφωνα με την αναφορά [7] ο βαθμός εξεργειακής απόδοσης του ψύκτη όπως και ο συντελεστής απόδοσης COP εξαρτώνται από την θερμοκρασία στην οποία λειτουργεί ο αναγεννητής του συστήματος. Η εξεργειακή απόδοση δεν παρουσιάζει την μέγιστη τιμή της στην θερμοκρασία όπου σημειώνεται η μεγαλύτερη τιμή COP. Σημειώνεται ότι η αύξηση του αριθμού των βαθμίδων, συνεπάγεται μόνο μια μικρή αύξηση του εξεργειακού βαθμού απόδοσης του ψύκτη, επειδή αν και βελτιώνονται οι ενεργειακοί βαθμοί απόδοσης, αυξάνεται παράλληλα η πολυπλοκότητα της κατασκευής με την προσθήκη επιπλέον συσκευών, γεγονός που αυξάνει τις μη αντιστρεπτότητες. Η εξεργειακή ανάλυση σε κάθε τμήμα της διάταξης του ψύκτη σύμφωνα με τα άρθρα [11,12], αποδεικνύει ότι η μεγαλύτερη παραγωγή εντροπίας και καταστροφή εξέργειας, λαμβάνει χώρα στις συσκευές του απορροφητή και του αναγεννητή, ειδικά εάν ο τελευταίος λειτουργεί σε πολύ υψηλές θερμοκρασίες.

Στα πλαίσια της ανάλυσης συστημάτων ψύξης απορρόφησης, έχει διερευνηθεί αρκετά ο ρόλος των εργαζόμενων μέσων που χρησιμοποιούνται στην διάταξη. Εκτός από τα κλασσικά ζεύγη όπως το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ έχουν μελετηθεί και άλλα εναλλακτικά μέσα. Το άρθρο [13] ασχολείται με την σύγκριση των διαλυμάτων $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και $\text{LiCl-H}_2\text{O}$, τα οποία αποτελούν τα εργαζόμενα ζεύγη για έναν ψύκτη διπλής βαθμίδας που τροφοδοτείται από συλλέκτες PTC. Τα αποτελέσματα έδειξαν, ότι στην περίπτωση που ο ψύκτης λειτουργεί με διάλυμα $\text{LiCl-H}_2\text{O}$, απαιτείται μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών για να καλυφθεί ένα φορτίο 100 kW, από ότι σε έναν ψύκτη που χρησιμοποιεί $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Αντίστοιχα στην αναφορά [14], παρουσιάζεται μια εναλλακτική επιλογή εργαζόμενου ζεύγους σε έναν ψύκτη τριπλής βαθμίδας. Το υδατικό διάλυμα αλάτων ($\text{LiNO}_3\text{-KNO}_3\text{-NaNO}_3$) μπορεί να λειτουργήσει σε θερμοκρασίες αρκετά πάνω από 180°C , όπου το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ αντιμετωπίζει προβλήματα διάβρωσης.

Κεφάλαιο 3 : Ηλιακό θερμικό σύστημα

Το ηλιακό θερμικό σύστημα (ΗΘΣ) αποτελεί την πηγή τροφοδοσίας για έναν ψύκτη απορρόφησης, με στόχο την μετατροπή της ηλιακής ενέργειας σε θερμική, την οποία προσφέρει στην ψυκτική διάταξη. Αποτελείται από τους ηλιακούς συλλέκτες, το δοχείο αποθήκευσης, το φορτίο κατανάλωσης (π.χ. ψύκτης απορρόφησης), τις αντλίες που υποστηρίζουν την κίνηση των ρευστών, το σύστημα ελέγχου, τις σωληνώσεις που συνδέουν τα επιμέρους τμήματα και στις περιπτώσεις όπου δεν καλύπτεται η ζήτηση ένα βοηθητικό σύστημα τροφοδότησης ενέργειας [15]. Διάγραμμα ενός τυπικού ΗΘΣ φαίνεται στο Σχήμα 3.1.



Σχήμα 3.1 : Διάγραμμα τυπικού ηλιακού θερμικού συστήματος [15].

Οι ηλιακοί συλλέκτες είναι οι διατάξεις, οι οποίες απορροφώντας μέρος της ηλιακής ακτινοβολίας, θερμαίνουν το φέρον ρευστό που διέρχεται από μέσα τους. Η κατηγοριοποίηση των συλλεκτών γίνεται σε συγκεντρωτικούς και σε μη συγκεντρωτικούς (επίπεδους). Συγκεκριμένα στον τομέα της ηλιακής ψύξης οι συλλέκτες που χρησιμοποιούνται είναι (Σχήμα 3.2):

- οι επίπεδοι ηλιακοί συλλέκτες FPC (Flat Plat Collectors)
- οι συλλέκτες με σωλήνες κενού ETC (Evacuated Tube Collectors)
- CPC (Compound Parabolic Collectors)
- PTC (Parabolic Through Collectors)

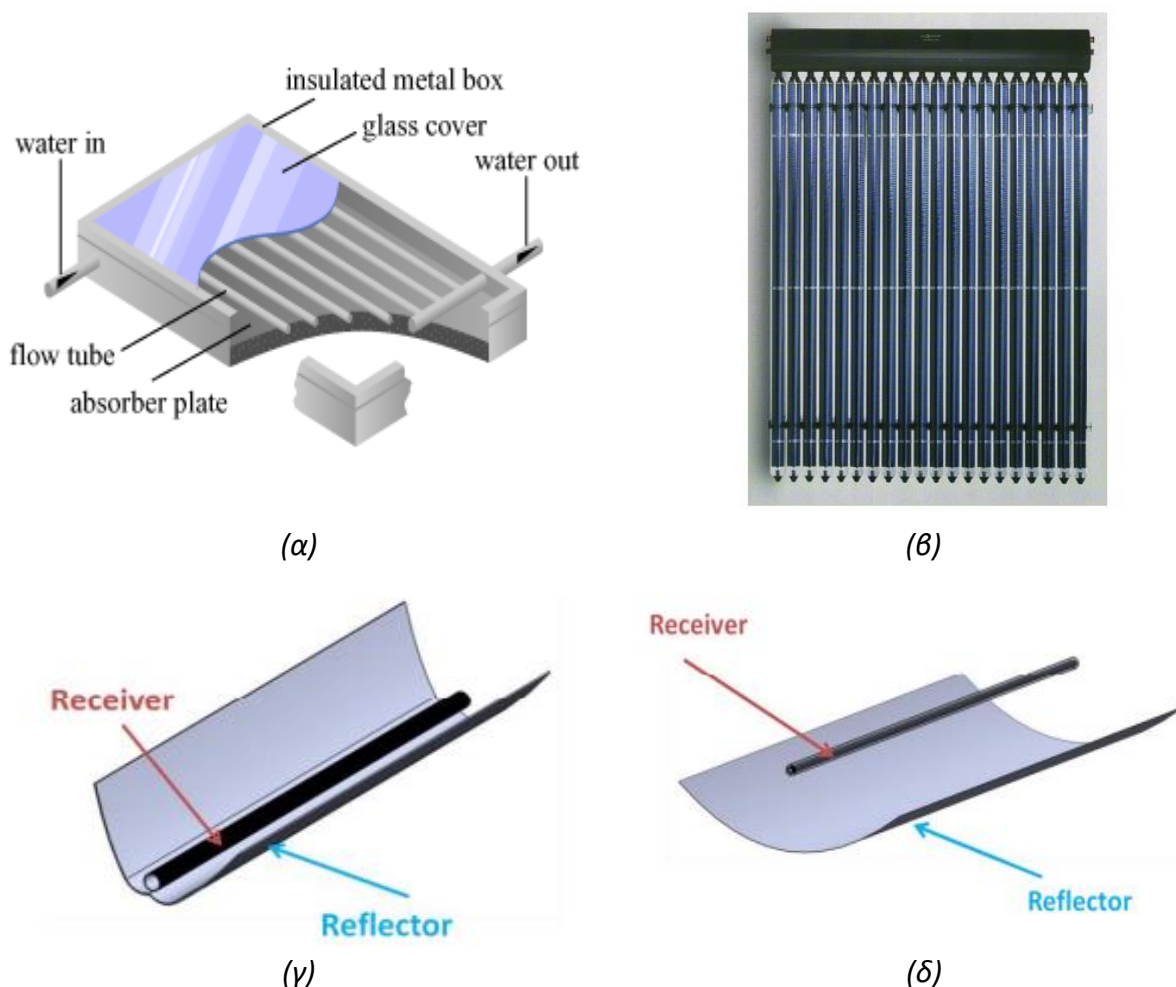
Οι δύο πρώτοι συλλέκτες ανήκουν στην κατηγορία των μη συγκεντρωτικών συλλεκτών οι οποίοι αξιοποιούν τόσο την άμεση, όσο και την διάχυτη ακτινοβολία του ηλίου και παρέχουν χαμηλές και μεσαίες θερμοκρασίες. Αντίθετα οι CPC,PTC συγκεντρώνουν την άμεση ακτινοβολία σε ένα σημείο εστίασης, ακολουθώντας συνήθως την πορεία του ήλιου, με αποτέλεσμα να πετυχαίνουν υψηλότερες θερμοκρασίες [15]. Το εύρος θερμοκρασιών ρευστού που μπορεί να πετύχει ο κάθε

συλλέκτης, τον καθιστά κατάλληλο για κάποιες ψυκτικές εφαρμογές και ακατάλληλο για κάποιες άλλες.

Τύπος ηλιακού συλλέκτη	Λόγος συγκέντρωσης (C)	Εύρος θερμοκρασιών (°C)
FPC	1	30-80
ETC	1	50-200
CPC	1-15	60-300
PTC	10-85	60-400

Πίνακας 3.1: Εύρος θερμοκρασιών για διάφορους τύπους συλλεκτών [16].

Στον Πίνακα 3.1 αναγράφονται οι θερμοκρασίες που μπορούν να προσφέρουν οι συλλέκτες. Όπως έχει αναφερθεί οι υψηλές θερμοκρασίες είναι απαραίτητες για την ψύξη πολλαπλών βαθμίδων, οπότε οι συλλέκτες ETC,CPC,PTC είναι ικανοί να τροφοδοτήσουν τέτοια συστήματα. Στην πράξη αυτοί που προτιμώνται για τα πολυβάθμια συστήματα ψύξης, είναι οι ETC και PTC, λόγω των υψηλών αποδόσεων και των χαμηλών απωλειών προς το περιβάλλον. Οι FPC περιορίζονται σε εφαρμογές μονής βαθμίδας, όπου οι απαιτήσεις σε θερμοκρασίες είναι χαμηλές.



Σχήμα 3.2 : Ταξινόμηση ηλιακών συλλεκτών : (α) επίπεδος συλλέκτης FPC [17], (β) συλλέκτης κενού ETC [18], (γ) συλλέκτης τύπου CPC [19], (δ) συλλέκτης τύπου PTC [19].

Η θερμοκρασία εξόδου του φέροντος ρευστού από τον συγκεντρωτικό συλλέκτη είναι ανάλογη του λόγου συγκέντρωσης C [19].

$$C = \frac{A_{\sigma\sigma\lambda}}{A_{\pi\lambda}} \quad (3.1)$$

όπου

- $A_{\sigma\sigma\lambda}$ είναι η συνολική επιφάνεια του συλλέκτη
- $A_{\pi\lambda}$ είναι η επιφάνεια του δέκτη (Receiver) που τελικά απορροφά την ακτινοβολία, όπως φαίνεται στα Σχήματα 3.2γ και 3.2δ

Όσο πιο μεγάλος είναι ο λόγος συγκέντρωσης ενός συλλέκτη, τόσο υψηλότερη είναι η θερμοκρασία που μπορεί να πετύχει το ΗΘΣ. Οι συλλέκτες PTC έχουν υψηλότερους λόγους συγκέντρωσης (Πίνακας 3.1) από τους CPC και αυτός είναι ένας ακόμα λόγος, που επιλέγονται για τις απαιτητικές εφαρμογές της πολυβάθμιας ψύξης με απορρόφηση.

Η βασική αρχή της λειτουργίας ενός συλλέκτη, είναι η εκμετάλλευση της ηλιακής ακτινοβολίας. Η ακτινοβολία που προσπίπτει σε αυτόν δίνεται από τον τύπο

$$Q_{sol} = A_C G_{eff} \quad (3.2)$$

όπου

- A_C επιφάνεια του ηλιακού συλλέκτη
- G_{eff} η ακτινοβολία που δύναται να απορροφήσει ο συλλέκτης

Το ποσό της διαθέσιμης ηλιακής ακτινοβολίας που μπορεί να απορροφήσει ο συλλέκτης, διαφέρει αναλόγως με τον τύπο του. Οι συλλέκτες ETC και FPC απορροφούν διάχυτη και άμεση ακτινοβολία, οπότε η διαθέσιμη ηλιακή ενέργεια είναι υψηλότερη από ότι στους συγκεντρωτικούς συλλέκτες. Για μια ηλιόλουστη μέρα στην Αθήνα τους καλοκαιρινούς μήνες, κάποιες τυπικές τιμές είναι [4]:

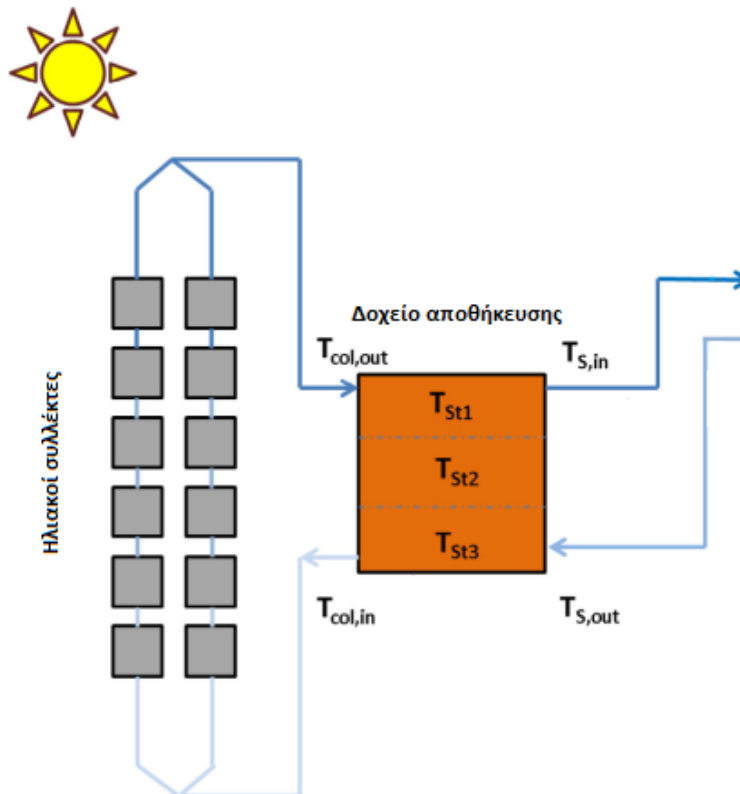
$$G_{eff} \begin{cases} 973 \text{ Wm}^{-2} & \text{FPC, ETC} \\ 941 \text{ Wm}^{-2} & \text{CPC} \\ 600 \text{ Wm}^{-2} & \text{PTC} \end{cases} \quad (3.3)$$

Ο βαθμός απόδοσης του ηλιακού συλλέκτη ορίζεται ως ο λόγος της ωφέλιμης θερμικής ενέργειας που απορρόφησε το ρευστό που διαπερνά τον συλλέκτη προς την ακτινοβολία που προσπίπτει σε αυτόν και δίδεται από την σχέση

$$\eta_{th} = \frac{Q_u}{Q_{solar}} = \frac{m(T_{col,out} - T_{col,in})}{A_C G_{eff}} \quad (3.4)$$

Όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.3

- $T_{col,out}$ είναι η θερμοκρασία εξόδου από τον συλλέκτη
- $T_{col,in}$ είναι η θερμοκρασία εισόδου στον συλλέκτη



Σχήμα 3.3 : Αναπαράσταση ΗΘΣ [4].

Για την αποθήκευση της θερμότητας του φέροντος ρευστού που έρχεται από τους ηλιακούς συλλέκτες χρησιμοποιείται μια δεξαμενή. Μέσω αυτής, τροφοδοτείται με θερμική ενέργεια ο ψύκτης απορρόφησης, ο οποίος αποτελεί το φορτίο της ζήτησης στην δεδομένη περίπτωση. Η θερμική αποθήκευση αποτελεί ζωτικό μέρος των συστημάτων ψύξης ηλιακής απορρόφησης, λειτουργώντας ως πηγή για να ξεπεραστεί η διαλείπουσα φύση της ηλιακής ενέργειας και η διακύμανση της ζήτησης. Το νερό αποτελεί το πιο κοινό μέσο αποθήκευσης λόγω της μεγάλης διαθεσιμότητας του και της υψηλής θερμοχωρητικότητας που έχει. Όταν είναι απαραίτητη θερμότητα σε υψηλές θερμοκρασίες, απαιτείται αύξηση της πίεσης στο σύστημα ώστε να αποφευχθεί ο βρασμός. Πολλές φορές για την αποφυγή της αύξησης της πίεσης στο σύστημα, μπορούν να χρησιμοποιηθούν εναλλακτικά ρευστά, τα οποία έχουν την δυνατότητα να φτάνουν σε υψηλές θερμοκρασίες υπό ατμοσφαιρικές συνθήκες. Η δεξαμενή αποθήκευσης δέχεται στο πάνω μέρος της το θερμό ρευστό από τους συλλέκτες σε θερμοκρασία $T_{col,out}$ (Σχήμα 3.3) και στο κάτω μέρος την επιστροφή του ρευστού που χρησιμοποιήθηκε για τις ανάγκες ψύξης σε θερμοκρασία $T_{s,out}$. Αντίστοιχα αποχωρούν από την δεξαμενή δύο παροχές, μία με θερμοκρασία $T_{s,in}$ με σκοπό την κάλυψη της ζήτησης και μία με θερμοκρασία $T_{col,in}$ που θα εισέλθει στους συλλέκτες. Το γεγονός ότι τα θερμότερα ρεύματα βρίσκονται στο πάνω μέρος της δεξαμενής, ενώ τα λιγότερο θερμά στο κάτω μέρος, δημιουργεί μια θερμοκρασιακή διαβάθμιση, για την οποία θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί

έναν συνήθη διαχωρισμό σε 3 διαφορετικά θερμοκρασιακά πεδία ($T_{st,1}, T_{st,2}, T_{st,3}$), όπως φαίνεται και στο Σχήμα 3.3 (στρωματοποίηση).

Τέλος όσον αφορά το σύνολο του ΗΘΣ, σημαντική παράμετρος αποτελεί το κόστος αγοράς των βασικών τμημάτων του, το οποίο πρέπει να ληφθεί σοβαρά υπόψιν από έναν μηχανικό, στην μελέτη μίας ηλιακής ψυκτικής εγκατάστασης. Τυπικές τιμές για τους διάφορους τύπους συλλεκτών αλλά και για το δοχείο αποθήκευσης παρουσιάζονται στον Πίνακα 3.2.

Cost	FPC (€ m^{-2})	ETC (€ m^{-2})	CPC (€ m^{-2})	PTC (€ m^{-2})	Tank (€ m^{-3})
Value	150	250	225	215	1500

Πίνακας 3.2 : Τυπικές τιμές αγοράς ηλιακών συλλεκτών και δοχείου αποθήκευσης [4].

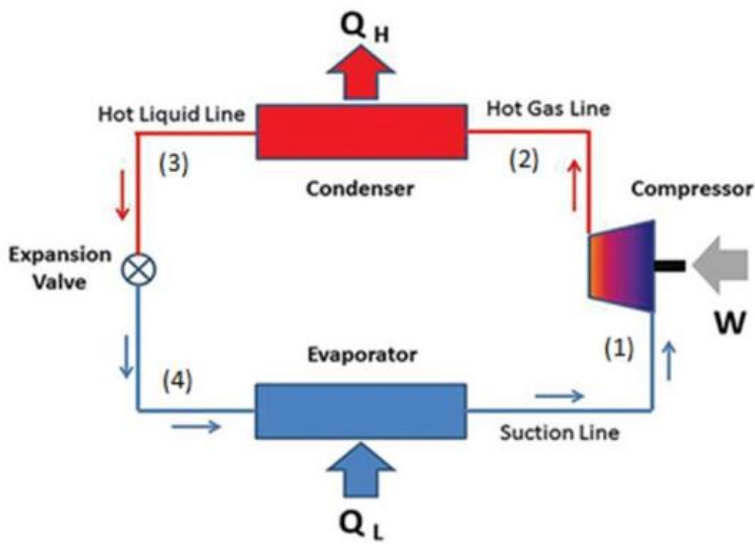
Κεφάλαιο 4 : Αρχές λειτουργίας ψύκτη απορρόφησης

Η θεμελιώδης αρχή του ψύκτη απορρόφησης είναι η αντίδραση της απορρόφησης. Απορρόφηση είναι η εξώθερμη αντίδραση κατά την οποία ένα αέριο διαχέεται στον όγκο ενός υγρού, δημιουργώντας ένα διάλυμα. Απαιτείται η χρήση ενός εργαζόμενου ζεύγους, το οποίο αποτελείται από ένα ψυκτικό μέσο και ένα μέσο μεταφοράς ή απορρόφησης. Στην συνέχεια αυτού του κεφαλαίου, μετά από μία σύντομη ανασκόπηση του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης ατμών, παρουσιάζεται με λεπτομέρεια ο τρόπος λειτουργίας του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης μονής βαθμίδας και των δύο βασικών τύπων ψύξης διπλής βαθμίδας. Επίσης παρουσιάζονται τα πλέον διαδεδομένα εργαζόμενα ζεύγη και οι ιδιότητές τους.

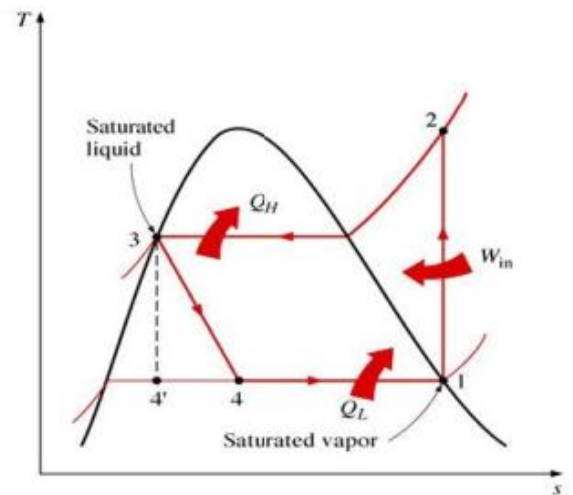
4.1 Ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης ατμών

Στόχος κάθε ψυκτικής διάταξης είναι η απορρόφηση θερμότητας από έναν ψυχόμενο χώρο και η απόρριψη της στο περιβάλλον. Είναι σημαντικό πριν την ανάλυση του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης, να αναφερθεί η λειτουργία του ψυκτικού κύκλου μηχανικής συμπίεσης, διότι μοιράζονται αρκετά κοινά στοιχεία. Εάν θεωρηθεί ότι πρόκειται για έναν ιδανικό ψυκτικό κύκλο, ο οποίος λειτουργεί ανάμεσα σε μία χαμηλή και μία υψηλή πίεση, οι διεργασίες που πραγματοποιούνται σύμφωνα με τα Σχήματα 4.1α και 4.1β είναι οι εξής [20] :

- Ισεντροπική συμπίεση του κορεσμένου ατμού (Σημείο 1), με αποτέλεσμα την αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας μέσω του συμπιεστή, στην κατάσταση του υπέρθερμου ατμού (Σημείο 2).
- Συμπύκνωση του υπέρθερμου ατμού (Σημείο 2) υπό σταθερή πίεση στην συσκευή του συμπυκνωτή, με απελευθέρωση θερμότητας (Q_H) ως το σημείο του κορεσμένου υγρού (Σημείο 3).
- Ισενθαλπική εκτόνωση του κορεσμένου υγρού (Σημείο 3), με αποτέλεσμα την πτώση πίεσης στα επίπεδα του εξατμιστή και την δημιουργία ενός διφασικού μίγματος ατμού και υγρού (Σημείο 4).
- Ισοβαρής απορρόφηση θερμότητας (Q_L) από τον ψυχόμενο χώρο, με αποτέλεσμα την εξάτμιση του μίγματος και την δημιουργία κορεσμένου ατμού (Σημείο 1).



(α)



(β)

Σχήμα 4.1 : Ψύξη με μηχανική συμπίεση ατμών [20] : (α) Ψυκτική διάταξη μηχανικής συμπίεσης, (β) Ιδανικός ψυκτικός κύκλος μηχανικής συμπίεσης.

Ο συντελεστής λειτουργίας του ψύκτη μηχανικής συμπίεσης ατμών ορίζεται ως

$$COP = \frac{\text{Επιθυμητή έξοδος}}{\text{Απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{Q_L}{W} \quad (4.1)$$

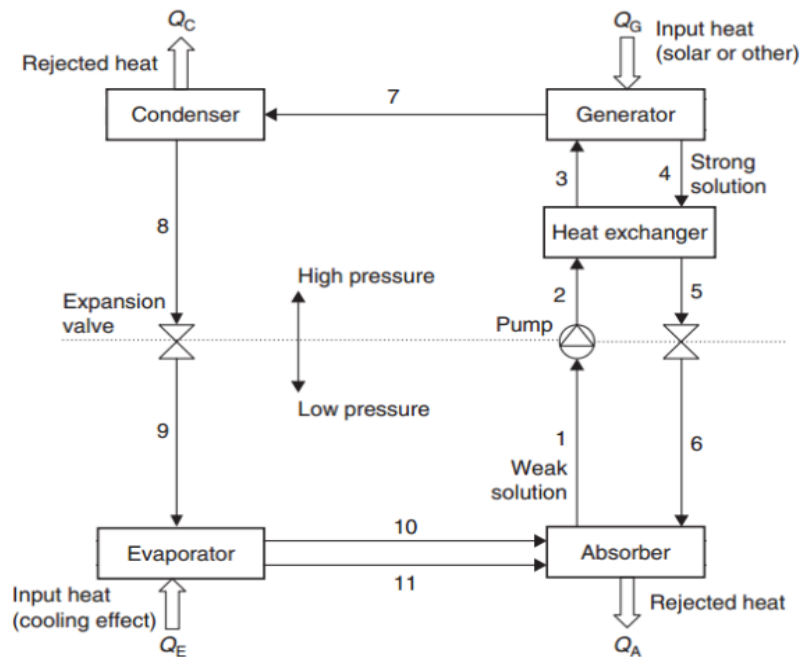
όπου

- Q_L είναι το ποσό θερμότητας που απορροφάται από τον ψυχόμενο χώρο.
- W είναι απαιτούμενο έργο εισόδου που χρειάζεται ο συμπιεστής.

Οι τυπικές τιμές των συντελεστών COP για την πλειοψηφία των ψυκτικών διατάξεων συμπίεσης ατμού κυμαίνονται από 2 με 3 ($COP \approx 2-3$). Σε περιπτώσεις βαθιάς κατάψυξης, ο συντελεστής απόδοσης COP μπορεί να πέσει σε τιμές κοντά στο 1.5 [21].

4.2 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης μονής βαθμίδας

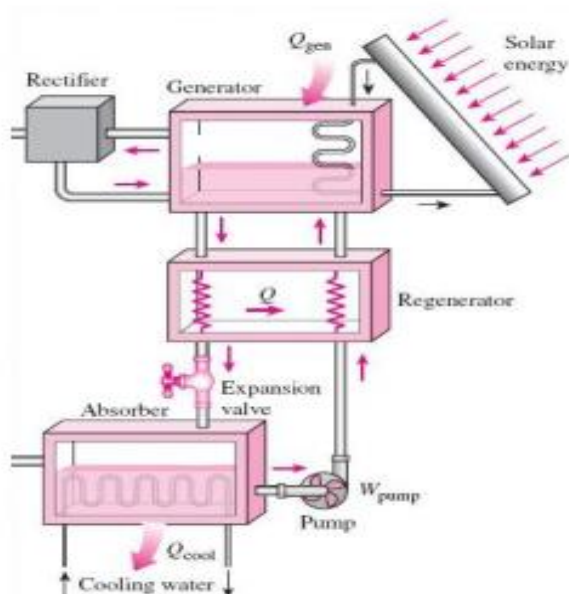
Ο ψυκτικός κύκλος απορρόφησης μονής βαθμίδας προκύπτει, εάν από έναν ψύκτη μηχανικής συμπίεσης (Σχήμα 4.1α), αντικατασταθεί ο συμπιεστής με μία διάταξη (Σχήμα 4.2) που περιλαμβάνει τον απορροφητή (absorber), τον αναγεννητή (generator), έναν εναλλάκτη θερμότητας (heat exchanger), μια βαλβίδα εκτόνωσης και μία αντλία. Σκοπός αυτής της αντικατάστασης είναι η αποφυγή του μεγάλου έργου που απαιτούσε ο συμπιεστής για να λειτουργήσει και η εξοικονόμηση της ηλεκτρικής ενέργειας. Η λειτουργία της διαφοροποιημένης διάταξης απαιτεί την χρήση ψυκτικού μέσου και μέσου μεταφοράς, όπου με την προσφερόμενη θερμική ενέργεια του ΗΘΣ, παράγεται το επιθυμητό αποτέλεσμα της ψύξης. Στο Σχήμα 4.2 απεικονίζεται η δομή ενός ψύκτη απορρόφησης μονής βαθμίδας που λειτουργεί ανάμεσα σε δύο επίπεδα πίεσης, ένα υψηλό και ένα χαμηλό όπως ο κοινός ψύκτης μηχανικής συμπίεσης.



Σχημα 4.2 : Ψύκτης απορρόφησης μονής βαθμίδας [22].

Το ψυκτικό μέσο στον συγκεκριμένο ψυκτικό κύκλο εξέρχεται από τον εξατμιστή (Σημείο 10) ως κορεσμένος ατμός και εισέρχεται στον απορροφητή. Στον απορροφητή πραγματοποιείται η διεργασία της απορρόφησης, όπου ο ατμός του ψυκτικού μέσου διαχέεται στον όγκο του υγρού διαλύματος φτωχού σε ψυκτικό μέσο και πλούσιου σε μέσο μεταφοράς, που εισέρχεται σε αυτόν (Σημείο 6), με ταυτόχρονη έκλυση θερμότητας. Το γεγονός πως η αντίδραση της απορρόφησης είναι εξώθερμη, ενώ η ικανότητα απορρόφησης ψυκτικού μέσου είναι αντίστροφη της θερμοκρασίας, δημιουργεί την ανάγκη για απόρριψη μέρους της εκλυόμενης θερμότητας (Q_A) μέσω ενός εναλλάκτη, με σκοπό την διατήρηση της θερμοκρασίας σε όσο το δυνατόν χαμηλά επίπεδα. Το υγρό μίγμα που προκύπτει κινείται με την βοήθεια μίας αντλίας (Σημεία 1 και 2) και αφού διέλθει από έναν εναλλάκτη καταλήγει στον αναγεννητή (Σημείο 3). Το έργο εισόδου που απαιτείται για την κίνηση του υγρού διαλύματος μέσω της αντλίας, είναι αμελητέο σε σχέση με αυτό που θα απαιτούσε ένας συμπιεστής. Αυτό ακριβώς είναι και το πλεονέκτημα του κύκλου απορρόφησης, διότι η άντληση ενός υγρού απαιτεί σημαντικά λιγότερο έργο από την συμπίεση ατμού στις ίδιες πιέσεις. Το πλούσιο σε ψυκτικό μέσο διάλυμα που καταλήγει στον αναγεννητή (Σημείο 3), θερμαίνεται (Q_G) από το ρεύμα ζεστού ρευστού που φτάνει από το ΗΘΣ, με αποτέλεσμα να εξατμιστεί μέρος του διαλύματος, που περιέχει αποκλειστικά ή ως επί το πλείστον ψυκτικό μέσο. Το μέρος του διαλύματος που εξατμίστηκε, θα εισέλθει ως υπέρθερμος ατμός στον συμπυκνωτή και μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας θα καταλήξει στον ατμοποιητή όπου θα παραχθεί η ψύξη. Είναι ιδιαίτερα σημαντικό στα εργαζόμενα ζεύγη, το ψυκτικό μέσο να είναι αρκετά πτητικότερο του μέσου μεταφοράς, ώστε να υπάρχει ξεκάθαρος διαχωρισμός των δύο μέσων κατά την εξάτμιση. Σε αντίθετη περίπτωση συμπαρασύρεται στους ατμούς μέρος από το μέσο μεταφοράς, δημιουργώντας

προβλήματα στην λειτουργία του συστήματος ψύξης. Σε αυτές τις περιπτώσεις χρησιμοποιείται ένας ανορθωτής (rectifier), ώστε να απομονωθούν οι ατμοί του ψυκτικού μέσου και να οδηγηθούν στον εξατμιστή (Σχήμα 4.3).



Σχήμα 4.3 : Αναπαράσταση απορροφητή-αναγεννητή με χρήση ανορθωτή (rectifier) [23].

Το υπόλοιπο μέρος του διαλύματος που δεν εξατμίστηκε στον αναγεννητή και είναι υψηλό σε συγκέντρωση μέσου μεταφοράς, επιστρέφει μέσω ενός εναλλάκτη και μίας βαλβίδας εκτόνωσης στον απορροφητή. Το ρεύμα αυτό, όντας σε υψηλή θερμοκρασία προσδίδει μέρος της θερμότητας του στο ρεύμα που ανεβαίνει στον αναγεννητή με την βοήθεια εναλλάκτη και μέσω της εκτονωτικής βαλβίδας πέφτει στα επίπεδα πίεσης του απορροφητή, όπου και καταλήγει για να απορροφήσει εκ νέου τον ατμό ψυκτικού μέσου [20].

Ο συντελεστής λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης ορίζεται ως

$$COP_{absorption} = \frac{\text{Επιθυμητή έξοδος}}{\text{Απαιτούμενη είσοδος}} = \frac{Q_E}{Q_G + W_P} \simeq \frac{Q_E}{Q_G} \quad (4.2)$$

όπου

- Q_E είναι το ποσό θερμότητας που απορροφάται από τον ψυχόμενο χώρο
- Q_G είναι η προσφερόμενη θερμική ενέργεια που προσδίδεται στον αναγεννητή από το ΗΘΣ
- W_P είναι το απαιτούμενο έργο εισόδου που χρειάζεται η αντλία, το οποίο θεωρείται αμελητέο

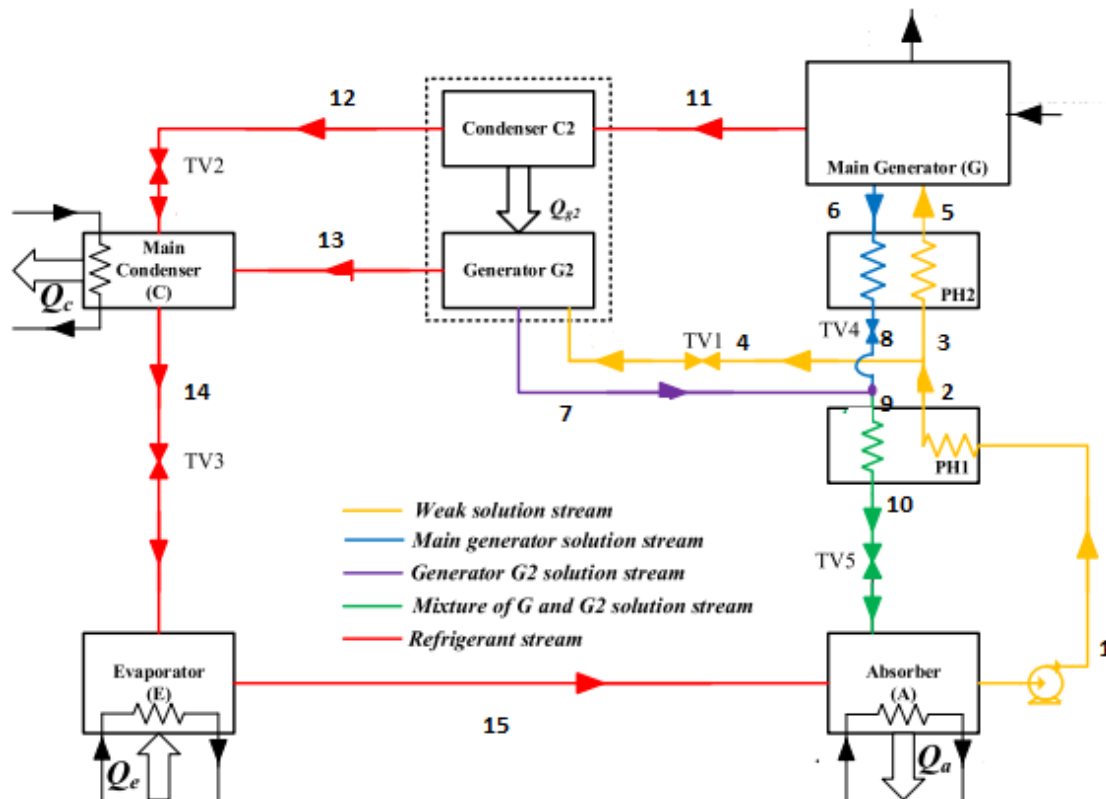
Οι χαρακτηριστικές τιμές συντελεστών απόδοσης COP για τους ψύκτες απορρόφησης μονής βαθμίδας είναι κοντά στο 0,6-0,8 [2].

4.3 Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας

Οι ψύκτες διπλής βαθμίδας έχουν ως στόχο την αύξηση του βαθμού απόδοσης COP και το πετυχαίνουν με την απόρριψη θερμότητας σε δύο στάδια. Η πολυβάθμια ψύξη απαιτεί την προσθήκη περισσότερων συσκευών, με αποτέλεσμα να προκύπτει μια πιο σύνθετη διάταξη σε σχέση με τον ψύκτη μονής βαθμίδας. Οι δύο επικρατέστεροι τύποι ψυκτών απορρόφησης διπλής βαθμίδας, είναι οι ψύκτες παράλληλης ροής και ροής σε σειρά.

4.3.1 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή

Η ψυκτική διάταξη παράλληλης ροής προκύπτει από την προσθήκη ενός αναγεννητή, ενός συμπυκνωτή, ενός εναλλάκτη θερμότητας και δύο εκτονωτικών βαλβίδων στο αρχικό σύστημα απορρόφησης μονής βαθμίδας. Σκοπός της διάταξης, είναι η παραγωγή περισσότερου ατμού ψυκτικού μέσου στους δύο αναγεννητές και κατά επέκταση μεγαλύτερη παραγωγή ψύξης στον ατμοποιητή. Η λειτουργία τους χωρίζεται σε 3 επίπεδα πίεσης. Αρχικά υπάρχει το χαμηλό επίπεδο πίεσης του απορροφητή και του εξατμιστή, το μεσαίο επίπεδο του αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας και του συμπυκνωτή και τέλος το υψηλό επίπεδο του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας. Στο Σχήμα 4.4 απεικονίζεται η διάταξη της παράλληλης ροής. Αρχικά το ψυκτικό μέσο εισέρχεται ως ατμός στον απορροφητή (A), όπου πραγματοποιείται η διαδικασία της απορρόφησης. Το διάλυμα το οποίο προκύπτει, μέσω της αντλίας θα υποστεί αύξηση της πίεσης και μετά το πέρασμα του από έναν εναλλάκτη, θα διακλαδωθεί ώστε να τροφοδοτήσει, με διάλυμα ασθενές σε μέσο απορρόφησης, τους αναγεννητές υψηλής (G) και χαμηλής (G2) θερμοκρασίας. Ο υπέρθερμος ατμός ψυκτικού μέσου που θα παραχθεί στον κύριο αναγεννητή (G), θα συμπυκνωθεί στον αντίστοιχο συμπυκνωτή (C2) και θα απελευθερώσει την θερμότητα του στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας (G2), για την παραγωγή περισσότερου ψυκτικού ατμού.

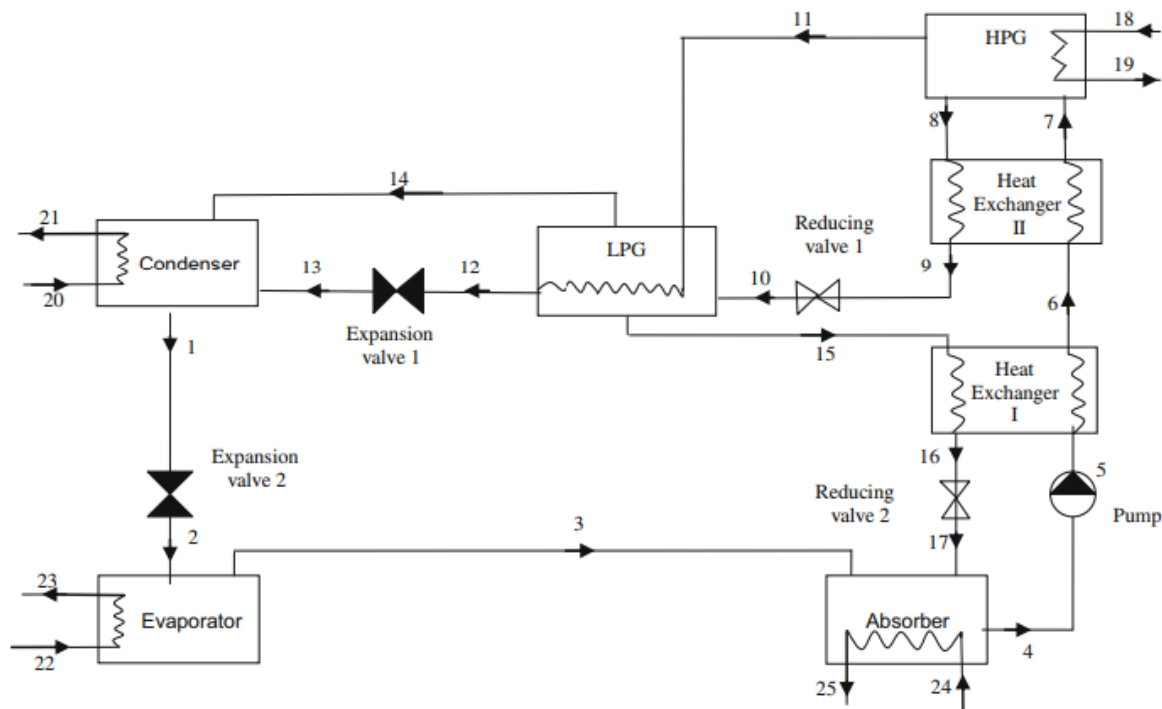


Σχημα 4.4: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή [24].

Ο επιπλέον ψυκτικός ατμός που δημιουργήθηκε θα περάσει στον κύριο συμπυκνωτή (C), όπου θα ενωθούν τα δύο ρεύματα συμπύκνωσης για να κατευθυνθούν προς τον εξατμιστή, ώστε να γίνει η παραγωγή ψύξης. Τα μέρη των διαλυμάτων που δεν εξατμίστηκαν στους δύο αναγεννητές, τα οποία είναι υψηλής συγκέντρωσης σε μέσο απορρόφησης, θα επιστρέψουν στον απορροφητή.

4.3.2 Ψυκτική διάταξη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε σειρά

Οι ψύκτες ροής σε σειρά δεν διαφέρουν σημαντικά με τις διατάξεις παράλληλης ροής. Η μόνη τους διαφορά είναι, ότι το φτωχό σε μέσο απορρόφησης διάλυμα που εξέρχεται από τον απορροφητή, πηγαίνει αποκλειστικά στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας, όπως φαίνεται στο Σχήμα 4.5.



Σχημα 4.5: Ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε σειρά [7].

Αυτό έχει ως αποτέλεσμα, ο αναγεννητής χαμηλής θερμοκρασίας να τροφοδοτείται πλέον με το διάλυμα που δεν εξατμίστηκε στον κύριο αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας. Λόγω της μη ύπαρξης της διακλάδωσης, δημιουργείται μια πιο απλή διάταξη, η οποία προτιμάται για πιο μικρές εγκαταστάσεις. Οι διαφορές στους βαθμούς απόδοσης στις δύο διατάξεις δεν είναι μεγάλες. Ο ψύκτης παράλληλης ροής πετυχαίνει υψηλότερους δείκτες COP σε θερμοκρασίες αναγεννητή άνω των 140°C, ενώ η ψυκτική διάταξη ροής σε σειρά, αποδίδει καλύτερα σε πιο χαμηλές θερμοκρασίες. Ένα πλεονέκτημα της παράλληλης διάταξης, είναι ότι ο διαχωρισμός του μίγματος στην διακλάδωση, οδηγεί σε μικρότερες συγκεντρώσεις μέσου απορρόφησης στην είσοδο του απορροφητή, αποτρέποντας σε μεγάλο βαθμό την κρυσταλλοποίηση [25].

4.4 Εργαζόμενα μέσα στην ψύξη με απορρόφηση

Η λειτουργία ενός ψυκτικού κύκλου απορρόφησης εξαρτάται σε μεγάλο βαθμό από τα εργαζόμενα μέσα. Οι ιδιότητες του ζεύγους οριοθετούν τις συνθήκες λειτουργίας ενός ψύκτη και μπορούν να καθορίσουν την εφαρμογή μιας διάταξης (κλιματισμός, ψύξη, κατάψυξη). Οι ψύκτες απορρόφησης χρειάζονται για να λειτουργήσουν δύο ουσίες : το ψυκτικό μέσο και το μέσο μεταφοράς η αλλιώς απορροφητή, τα οποία αποτελούν το εργαζόμενο ζεύγος. Κάποια βασικά επιθυμητά χαρακτηριστικά που πρέπει να διέπουν ένα εργαζόμενο ζεύγος είναι τα εξής [2] :

- Το ψυκτικό μέσο να έχει μεγάλη λανθάνουσα θερμότητα

- Το ψυκτικό μέσο να είναι αρκετά πτητικότερο του μέσου απορρόφησης, ώστε να πραγματοποιείται εύκολα ο διαχωρισμός τους κατά τον βρασμό
- Το διάλυμα να έχει μικρό βαθμό διάβρωσης ώστε να προστατεύονται τα τμήματα της ψυκτικής διάταξης

Τα μίγματα που χρησιμοποιούνται κατά κόρον στους ψυκτικούς κύκλους απορρόφησης και για τα οποία υπάρχουν οι περισσότερες αναφορές στην βιβλιογραφία είναι τα εξής :

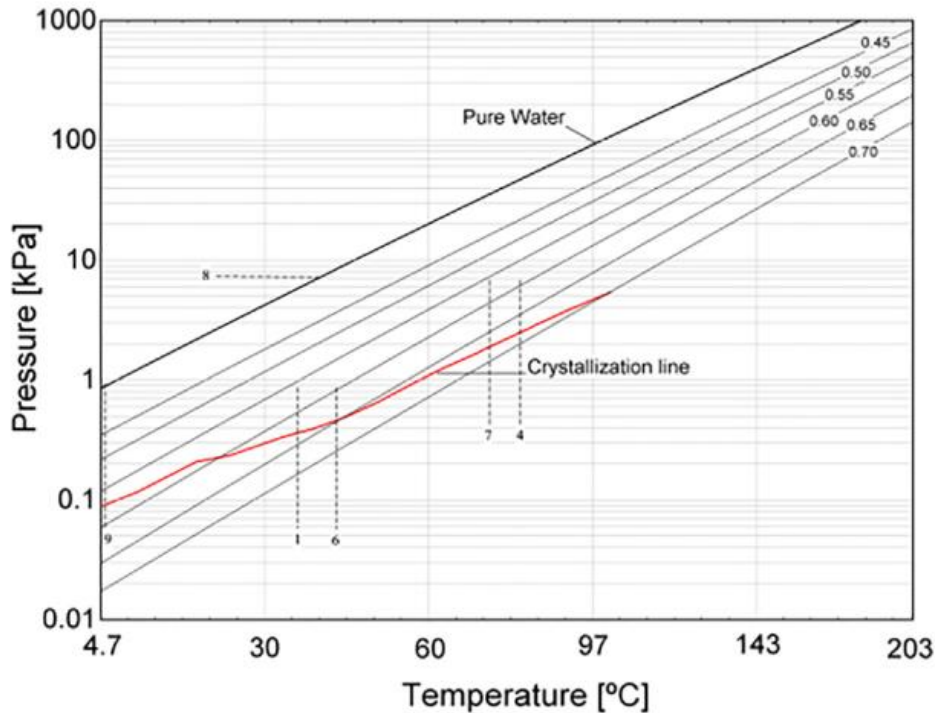
- Μίγμα νερού-αμμωνίας ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$)
- Μίγμα βρωμιούχου λιθίου-νερού ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$)

Στο διάλυμα $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, η αμμωνία αποτελεί το ψυκτικό μέσο και διαλύεται στο νερό που είναι το μέσο μεταφοράς. Η αμμωνία έχει αρκετά υψηλή λανθάνουσα θερμότητα και ατμοποιείται στους -33°C σε πίεση 10^5 Pa. Αυτό, την καθιστά κατάλληλη κυρίως σε εφαρμογές ψύξης και λιγότερο σε κλιματιστικές εφαρμογές, εφόσον μπορεί να ψύξει σε θερμοκρασίες πολύ κάτω από 0°C . Η μεγάλη ειδική θερμότητα ατμοποίησης, επιτρέπει μικρότερη παροχή υγρού στην ψυκτική διάταξη με αποτέλεσμα την μείωση του μεγέθους εγκατάστασης. Η μικρή θερμοκρασιακή διαφορά (133°C) των σημείων βρασμού που έχει η αμμωνία και το νερό, προκαλεί προβλήματα στον διαχωρισμό των ουσιών στην συσκευή του αναγεννητή και σε αυτή την περίπτωση τοποθετείται ένας ανορθωτής. Σκοπός αυτής της προσθήκης είναι να μην εισέλθει νερό στις συσκευές του συμπυκνωτή και στην συνέχεια του εξατμιστή. Το νερό αυτό θα παγώσει λόγω της χαμηλής θερμοκρασίας που επικρατεί και θα καταστρέψει την διάταξη. Η τοποθέτηση του ανορθωτή γίνεται σε βάρος της απόδοσης του ψύκτη, η οποία είναι περίπου 0,6-0,7 για ψύκτες μονής βαθμίδας. Στον ψυκτικό κύκλο $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ απαιτούνται μεγάλες πιέσεις και κατά επέκταση υψηλές θερμοκρασίες αναγεννητή, σε ένα εύρος από 125°C μέχρι 170°C όταν ο απορροφητής και ο συμπυκνωτής είναι αερόψυκτοι και από 95°C μέχρι 120°C όταν είναι υδρόψυκτοι. Αυτές οι θερμοκρασίες δεν μπορούν να επιτευχθούν από επίπεδους συλλέκτες και χρειάζονται είτε συλλέκτες κενού είτε συγκεντρωτικοί. Οι υψηλές αυτές θερμοκρασίες, που απαιτούνται ήδη από την πρώτη βαθμίδα, οδηγούν σε σημαντικά μεγαλύτερες θερμοκρασίες και πιέσεις, εάν πρόκειται για συστήματα πολλαπλών βαθμίδων. Αυτός είναι και ο λόγος που δεν υπάρχουν εμπορικά διαθέσιμα συστήματα πολλαπλών βαθμίδων με $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ [2] και περιορίζονται σε πειραματικό και ερευνητικό επίπεδο. Στα αρνητικά στοιχεία της αμμωνίας συγκαταλέγεται το γεγονός πως είναι τοξική, το οποίο μπορεί να προκαλέσει σε περιπτώσεις μεγάλης διαρροής, βλάβες στα πνευμόνια και θάνατο. Η διαρροή μπορεί να επιφέρει και μικρή έκρηξη, εάν έρθει σε επαφή με γυμνή φλόγα ή πυρακτωμένα μέταλλα. Τέλος, αξίζει να αναφερθεί ότι η αμμωνία είναι συμβατή με σίδηρο ή χάλυβα, αλλά όχι με χαλκό ή αλουμίνιο, γεγονός που πρέπει να ληφθεί υπόψιν σε μία πιθανή εγκατάσταση [26].

Το διάλυμα $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ αποτελεί αναμφίβολα την επικρατέστερη επιλογή στις τεχνολογίες απορρόφησης. Στο συγκεκριμένο εργαζόμενο ζεύγος, ως ψυκτικό μέσο χρησιμοποιείται το νερό και ως μέσο απορρόφησης το άλας βρωμιούχο λίθιο. Το

διάλυμα αυτό απαιτεί χαμηλότερες θερμοκρασίες αναγεννητή, σε σχέση με το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, οι οποίες κυμαίνονται από $70\text{-}95^\circ\text{C}$ σε ψύξη μονής βαθμίδας. Αυτό επιτρέπει την χρήση επίπεδων ηλιακών συλλεκτών (FPC), οι οποίοι προσφέρουν θερμική ενέργεια χαμηλής θερμοκρασίας. Ο συντελεστής απόδοσης COP που επιτυγχάνεται, είναι υψηλότερος από τα συστήματα $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ με αποδόσεις από 0,6 ως 0,8 για μία βαθμίδα. Τα συστήματα με $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, επειδή ακριβώς χρησιμοποιούν το νερό για ψυκτικό μέσο, το οποίο μπορεί να παγώσει, δεν μπορούν να λειτουργήσουν σε θερμοκρασίες κάτω των 5°C , περιορίζοντας τα σε εφαρμογές κλιματισμού. Η μεγάλη θερμοκρασιακή διαφορά των σημείων βρασμού του LiBr (1265°C) και του H_2O (100°C) σε ατμοσφαιρικές συνθήκες, οδηγεί στον πλήρη διαχωρισμό των δύο ουσιών στον αναγεννητή, με αποτέλεσμα να μην χρειάζεται ανορθωτής [3]. Αυτό το εργαζόμενο ζεύγος, λόγω των χαμηλών θερμοκρασιών που απαιτεί, αποτελεί πολύ καλή λύση για ψύξη σε πολλαπλές βαθμίδες. Σύμφωνα με την αναφορά [13], ένα σύστημα διπλής βαθμίδας μπορεί να λειτουργήσει σε ένα θερμοκρασιακό εύρος αναγεννητή $100\text{-}160^\circ\text{C}$ και να αποδώσει συντελεστή COP κοντά στο 1,5. Σε θερμοκρασίες 180°C και άνω, το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ υποφέρει από προβλήματα θερμόλυσης και διάβρωσης, οπότε σε συστήματα τριπλής βαθμίδας περιορίζεται αρκετά το θερμοκρασιακό εύρος που μπορεί να λειτουργήσει ο αναγεννητής [14]. Ένα βασικό μειονέκτημα των ψυκτικών διατάξεων που λειτουργούν με βάση το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ και γενικά με όλα τα διαλύματα αλάτων, είναι η πιθανή κρυσταλλοποίηση του μίγματος. Η κρυσταλλοποίηση, η στερεοποίηση δηλαδή του άλατος σε κρυσταλλική μορφή, μπορεί να συμβεί όταν η συγκέντρωση του διαλύματος, ανάλογα με την θερμοκρασία του, ξεπεράσει μια συγκεκριμένη τιμή, ή όταν η θερμοκρασία του διαλύματος, ανάλογα με την σύστασή του, πέσει κάτω από μία συγκεκριμένη τιμή. Άλλες πιθανές αιτίες κρυσταλλοποίησης, είναι η εισροή μη υγραποιημένων ρευστών στο κύκλωμα σε ποσότητες που ξεπερνούν την ικανότητα εξαέρωσης ή μια πιθανή διακοπή ρεύματος.

Στο Σχήμα 4.6 απεικονίζεται η συγκέντρωση ισορροπίας του διαλύματος $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ για δεδομένη θερμοκρασία και πίεση αλλά και η γραμμή κρυσταλλοποίησης. Το σημείο στο οποίο είναι πιο πιθανό να δημιουργηθεί κρυσταλλοποίηση, είναι αυτό στην είσοδο του απορροφητή μετά την έξοδο από τον εναλλάκτη. Το πυκνό διάλυμα σε LiBr που επιστρέφει από τον αναγεννητή, περνά από τον εναλλάκτη και την εκτονωτική βαλβίδα με μειωμένη θερμοκρασία και ετοιμάζεται να εισέλθει στον απορροφητή. Η χαμηλή θερμοκρασία και η υψηλή συγκέντρωση αυξάνουν τις πιθανότητες κρυσταλλοποίησης, όπου η πραγματοποίηση της μπορεί να μπλοκάρει τις σωληνώσεις και να οδηγήσει σε διακοπή της λειτουργίας του ψύκτη. Η ανάκτηση της διάταξης σε κανονική λειτουργία είναι μια χρονοβόρα διαδικασία και καλό είναι να υπάρχει σωστός σχεδιασμός ώστε να αποφεύγονται τυχόν φαινόμενα κρυσταλλοποίησης.



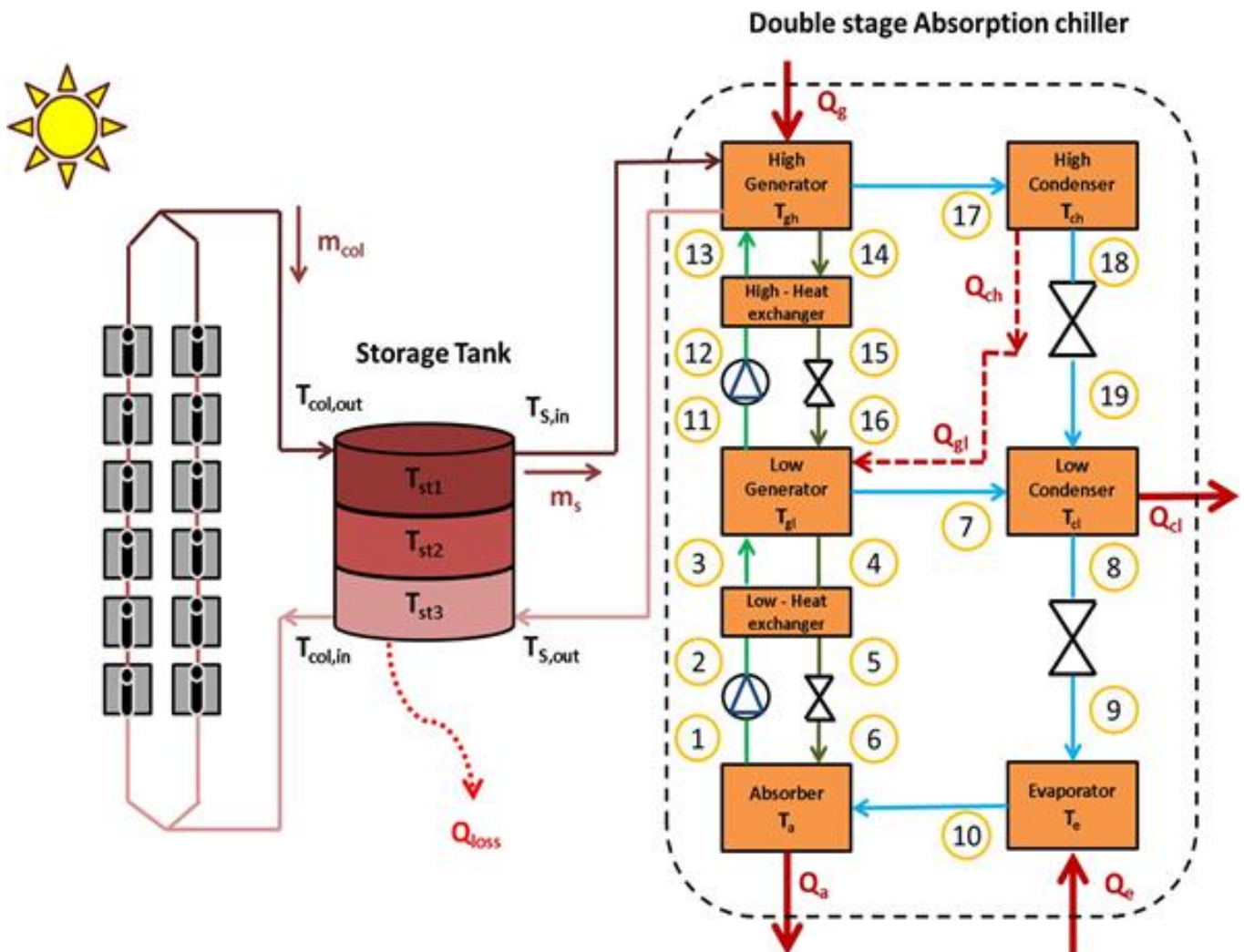
Σχημα 4.6: Ισορροπία $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ με αναπαράσταση της γραμμής κρυσταλλοποίησης [2].

Στα πλαίσια της έρευνας και ανάπτυξης συστημάτων ψύξης με απορρόφηση, έχει μελετηθεί η συμπεριφορά διαφόρων εναλλακτικών μέσων όπως το $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ [13,27] και το $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ [26]. Το $\text{LiCl-H}_2\text{O}$ αποτελεί ένα υδατικό διάλυμα άλατος, που θα μπορούσε να αντικαταστήσει το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ σε κλιματιστικές εφαρμογές. Το εν λόγω διάλυμα απαιτεί χαμηλότερες θερμοκρασίες αναγεννητή και αποδίδει κοντά στο 0,9 σε μονή και 1,6 σε διπλή βαθμίδα. Αξίζει να σημειωθεί ότι ο κίνδυνος για κρυσταλλοποίηση είναι μεγαλύτερος σε σχέση με το $\text{LiBr-H}_2\text{O}$, περιορίζοντας το θερμοκρασιακό εύρος που μπορεί να λειτουργήσει το διάλυμα. Το $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ από την άλλη, αποτελεί μια εναλλακτική λύση για συστήματα που βρίσκουν εφαρμογή κυρίως σε ψύξη και κατάψυξη και δευτερευόντως σε εφαρμογές κλιματισμού. Το πλεονέκτημα του μίγματος αυτού σε σχέση με το $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, είναι η λειτουργία του αναγεννητή σε χαμηλότερες θερμοκρασίες για ψύξη κάτω από 0°C . Τέλος επειδή το LiNO_3 είναι άλας, δεν απαιτείται ανορθωτής. Έτσι ο δείκτης COP μπορεί να φτάσει στο 0,75 για μία βαθμίδα και στο 1,2 για διπλή βαθμίδα. Καθίσταται λοιπόν σαφές, πως η μελέτη εναλλακτικών εργαζόμενων μέσων αποτελεί έναν ακόμα τρόπο βελτίωσης της συμπεριφοράς ενός ψύκτη απορρόφησης.

Κεφάλαιο 5 : Πηγαίος κώδικας ηλιακού ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή

5.1 Γενική περιγραφή

Στα πλαίσια της διπλωματικής εργασίας, πραγματοποιήθηκε μοντελοποίηση και δημιουργία κώδικα σε Matlab, ενός ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας, η οποία στηρίχθηκε στις αναφορές [4,13,25]. Ο ψύκτης απορρόφησης, είναι μια διάταξη παράλληλης ροής που λειτουργεί με την χρήση LiBr-H₂O και προορίζεται για εφαρμογές κλιματισμού σε θερμοκρασίες 5-10°C.



Σχήμα 5.1: Αναπαράσταση του εξεταζόμενου ηλιακού συστήματος ψύξης διπλής βαθμίδας σε παράλληλη ροή [13].

Το Σχήμα 5.1 απεικονίζει το συνολικό ηλιακό σύστημα ψύξης που αποτελείται από το ΗΘΣ συνδεδεμένο με τον ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας. Στον Πίνακα 5.1 περιέχονται τα σύμβολα που χρησιμοποιήθηκαν σύμφωνα με το Σχήμα 5.1 και η επεξήγησή τους.

T_{gh}	Θερμοκρασία αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας (°C)	Q_e	Το ψυκτικό φορτίο (W)
T_{gl}	Θερμοκρασία αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας (°C)	Q_{ch}	Το ποσό θερμότητας που απελευθερώνεται στον συμπυκνωτή υψηλής θερμοκρασίας (W)
T_{ch}	Θερμοκρασία συμπύκνωσης υψηλής θερμοκρασίας (°C)	Q_{gl}	Το ποσό θερμότητας που εισάγεται στον αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας (W)
T_{cl}	Θερμοκρασία συμπύκνωσης χαμηλής θερμοκρασίας (°C)	Q_{cl}	Το ποσό θερμότητας που απελευθερώνεται στον συμπυκνωτή χαμηλής θερμοκρασίας (W)
T_e	Θερμοκρασία εξάτμισης (°C)	η_{hex}	Απόδοση εναλλάκτη θερμότητας
T_a	Θερμοκρασία απορρόφησης (°C)	W_p	Έργο αντλίας (W)
Q_g ή Q_{gh}	Το ποσό θερμότητας που προσφέρει το ΗΘΣ στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας	X_s	Συγκέντρωση ισχυρού διαλύματος σε LiBr (%)
Q_a	Το ποσό θερμότητας που απορρίπτεται στον απορροφητή (W)	X_w	Συγκέντρωση αδύναμου διαλύματος σε LiBr (%)
A_c	Επιφάνεια συλλέκτη (m ²)	V	Όγκος δοχείου (m ³)
Q_{sol}	Προσπίπτουσα ακτινοβολία στον συλλέκτη (W)	M	Μάζα ζώνης δοχείου (kg)
G_{eff}	η ακτινοβολία που δύναται να απορροφήσει ο συλλέκτης (W/m ²)	ρ	Πυκνότητα ρευστού (kg/m ³)
Q_u	Το ποσό θερμότητας που απορροφά ο συλλέκτης (W)	A_{st}	Επιφάνεια εξωτερικού κελύφους κάθε ζώνης του δοχείου (m ²)
m_{col}	Παροχή μάζας στο κύκλωμα του συλλέκτη (kg/s)	U_L	Συνολικός συντελεστής απωλειών (W/m ² K)
c_p	Θερμοχωρητικότητα του φέροντος ρευστού (νερό) (J/kg°C)	T_{st}	Θερμοκρασία κάθε ζώνης του δοχείου (°C)

$T_{col,out}$	Θερμοκρασία εξόδου από τον συλλέκτη (°C)	$T_{s,in}$	Θερμοκρασία εισόδου στο κύκλωμα φορτίου (°C)
$T_{col,in}$	Θερμοκρασία εισόδου στον συλλέκτη (°C)	T_{am}	Θερμοκρασία περιβάλλοντος (°C)
η_{th}	Βαθμός απόδοσης ηλιακού συλλέκτη	$\eta_{ex\ chiller}$	Εξεργειακός δείκτης απόδοσης ψυκτικής διάταξης
$\eta_{ex\ collector}$	Εξεργειακός δείκτης απόδοσης ηλιακού συλλέκτη	$\eta_{ex\ solar}$	Εξεργειακός δείκτης απόδοσης συνολικού συστήματος ηλιακής ψύξης
C	Κόστος αγοράς ηλιακού ψύκτη απορρόφησης (€)	T_{sun}	Θερμοκρασία ηλίου (4350 K)
E_{solar}	Εξεργειακή ροή ηλιακής ενέργειας (W)	E_u	Εξεργειακό ωφέλιμο ποσό θερμότητας συλλέκτη (W)
m_s	Παροχή μάζας στο κύκλωμα του φορτίου (kg/s)		

Πίνακας 5.1: Αναφορά και επεξήγηση των συμβόλων της μοντελοποίησης.

Ο κώδικας που δημιουργήθηκε για την παραπάνω διάταξη αποτελείται από 3 υπορουτίνες, αυτές του ΗΘΣ, του ψύκτη απορρόφησης και της εξεργειακής ανάλυσης, οι οποίες καλούνται από ένα κυρίως πρόγραμμα. Σε αυτό περιέχονται τα απαραίτητα δεδομένα για τις τρεις υπορουτίνες και τα αποτελέσματα που προκύπτουν από αυτές.

5.2 Μοντελοποίηση και περιγραφή της υπορουτίνας του ψύκτη απορρόφησης

Η υπορουτίνα του ψύκτη απορρόφησης δέχεται ως δεδομένα το απαιτούμενο φορτίο ψύξης Q_e , την θερμοκρασία του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας T_{gh} , τις θερμοκρασίες ατμοποίησης T_e και συμπύκνωσης T_{cl} και τέλος τις αποδόσεις των εναλλακτών $\eta_{hex_1}, \eta_{hex_2}$. Στην έξοδο αποδίδει τον βαθμό απόδοσης COP και την απαιτούμενη θερμική ενέργεια Q_{gh} την οποία χρειάζεται να προσφέρει το ΗΘΣ στον αναγεννητή υψηλής πίεσης. Για τον υπολογισμό των παραμέτρων εξόδου, απαιτείται η επίλυση ενός συστήματος πολλών μη γραμμικών εξισώσεων, με την χρήση των δεδομένων εισόδου, αλλά και κάποιων υποθέσεων για το σύστημα.

Για την εξαγωγή των εξισώσεων, απαιτείται η χρήση των ισοζυγίων ενέργειας, συνολικής μάζας αλλά και ισοζυγίου μάζας ειδικά για το στοιχείο LiBr σε κάθε όγκο ελέγχου.

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_o = 0$$

$$\sum \dot{m}_i \cdot x_i - \sum \dot{m}_o \cdot x_o = 0$$

$$\sum \dot{m}_i \cdot h_i - \sum \dot{m}_o \cdot h_o + \sum \dot{Q}_i - \sum \dot{Q}_o + W = 0$$

Για το δεδομένο πρόβλημα μέσω των παραπάνω ισοζυγίων προκύπτουν οι παρακάτω εξισώσεις σύμφωνα με την αρίθμηση του Σχήματος 5.1.

$$Q_a = m_{10} \cdot h_{10} + m_4 \cdot h_4 - m_1 \cdot h_1 \quad (5.1)$$

$$m_1 = m_4 + m_{10} \quad (5.2)$$

$$m_1 \cdot X_w = m_4 \cdot X_s \quad (5.3)$$

$$Q_{gl} = m_4 \cdot h_4 + m_{11} \cdot h_{11} + m_7 \cdot h_7 - m_1 \cdot h_3 - m_{14} \cdot h_{16} \quad (5.4)$$

$$Q_{gh} = m_{14} \cdot h_{14} + m_{17} \cdot h_{17} - m_{11} \cdot h_{13} \quad (5.5)$$

$$m_{11} = m_{14} + m_{17} \quad (5.6)$$

$$m_{11} \cdot X_w = m_{14} \cdot X_s \quad (5.7)$$

$$Q_{cl} = m_7 \cdot h_7 + m_{17} \cdot h_{19} - m_{10} \cdot h_8 \quad (5.8)$$

$$Q_{ch} = m_{17} \cdot (h_{17} - h_{18}) \quad (5.9)$$

$$m_{10} = m_7 + m_{17} \quad (5.10)$$

$$m_1 \cdot (h_3 - h_2) = m_4 \cdot (h_4 - h_5) \quad (5.11)$$

$$\eta_{hex-1} = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_4 - h_2)} \quad (5.12)$$

$$m_{11} \cdot (h_{13} - h_{12}) = m_{14} \cdot (h_{14} - h_{15}) \quad (5.13)$$

$$\eta_{hex-2} = \frac{(h_{14} - h_{15})}{(h_{14} - h_{12})} \quad (5.14)$$

$$Q_e = m_{10} \cdot (h_{10} - h_9) \quad (5.15)$$

$$Q_{ch} = Q_{gl} \quad (5.16)$$

Οι υποθέσεις που πραγματοποιήθηκαν στα πλαίσια της μοντελοποίησης είναι :

- Στην έξοδο του ατμοποιητή το νερό βρίσκεται στην κατάσταση κορεσμένου ατμού.
- Στην έξοδο και των δύο συμπυκνωτών το νερό βρίσκεται στην κατάσταση κορεσμένου υγρού.
- Τα υδατικά διαλύματα LiBr στην έξοδο των αναγεννητών και του απορροφητή βρίσκονται σε ισορροπία στις θερμοκρασίες αναγεννητών και απορροφητή αντίστοιχα.
- Οι πτώσεις πιέσεων στις σωληνώσεις της διάταξης θεωρούνται αμελητέες.
- Οι διεργασίες των εκτονωτικών βαλβίδων θεωρούνται ισενθαλπικές.
- Το έργο της αντλίας θεωρείται αμελητέο.
- Δεν υπάρχουν εναλλαγές θερμότητας, εκτός από αυτές του συμπυκνωτή, απορροφητή, εξατμιστή και αναγεννητή.

- Η απαιτούμενη θερμότητα για την λειτουργία του αναγεννητή χαμηλής θερμοκρασίας προέρχεται από την συμπύκνωση του υπέρθερμου ατμού στην έξοδο του αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας.
- Η θερμοκρασία του απορροφητή T_a ισούται με την θερμοκρασία του συμπυκνωτή T_{cl} .
- Οι δύο αναγεννητές έχουν θερμοκρασιακή διαφορά ίση με 10°C .
- Τα διαλύματα που εξέρχονται από τους αναγεννητές στα σημεία 4 και 14 έχουν την ίδια συγκέντρωση σε LiBr.

Για την επίλυση του συστήματος των εξισώσεων, απαιτείται η εισαγωγή των ιδιοτήτων του εργαζόμενου ζεύγους και του ψυκτικού μέσου όπως είναι η ενθαλπία, η θερμοκρασία, η πίεση και η συγκέντρωση σε LiBr στις συνθήκες που επικρατούν σε κάθε σημείο της διάταξης. Οι ιδιότητες υπολογίζονται με βάση τις συνθήκες που δίνονται στις εξισώσεις (5.17-5.34). Για την εύρεση των ιδιοτήτων του διαλύματος LiBr-H₂O και του H₂O, χρησιμοποιήθηκαν οι έτοιμες συναρτήσεις σε Matlab από την αναφορά [20] και απλά προσαρτήθηκαν στον κώδικα.

$$h_1 = h(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_a, X_w) \quad (5.17)$$

$$h_4 = h(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_{gl}, X_s) \quad (5.18)$$

$$h_{11} = h(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_{gl}, X_w) \quad (5.19)$$

$$h_{14} = h(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_{gh}, X_s) \quad (5.20)$$

$$h_8 = h_{\text{sat,liquid}}(\text{H}_2\text{O}, T_{cl}) \quad (5.21)$$

$$h_{18} = h_{\text{sat,liquid}}(\text{H}_2\text{O}, T_{ch}) \quad (5.22)$$

$$h_{10} = h_{\text{sat,vapour}}(\text{H}_2\text{O}, T_e) \quad (5.23)$$

$$h_7 = h(\text{H}_2\text{O}, T_7, p_m) \quad (5.24)$$

$$h_{17} = h(\text{H}_2\text{O}, T_{17}, p_{\text{max}}) \quad (5.25)$$

$$T_7 = T(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, X_w, p_m) \quad (5.26)$$

$$T_{17} = T(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, X_w, p_{\text{max}}) \quad (5.27)$$

$$X_w = X(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_a, p_{\text{low}}) \quad (5.28)$$

$$X_s = X(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_{gl}, p_m) \quad (5.29)$$

$$X_s = X(\text{LiBr} - \text{H}_2\text{O}, T_{gh}, p_{\text{max}}) \quad (5.30)$$

$$p_{\text{low}} = p_{\text{sat}}(\text{H}_2\text{O}, T_e) \quad (5.31)$$

$$p_m = p_{\text{sat}}(\text{H}_2\text{O}, T_{cl}) \quad (5.32)$$

$$p_{\text{max}} = p_{\text{sat}}(\text{H}_2\text{O}, T_{ch}) \quad (5.33)$$

$$T_{gh} = T_{gl} - 10 \quad (5.34)$$

Η επίλυση του συστήματος των εξισώσεων θα δώσει τον επιθυμητό συντελεστή απόδοσης COP και την θερμική ενέργεια Q_{gh} που πρέπει να προσφέρει το ΗΘΣ.

5.3 Μοντελοποίηση και περιγραφή της υπορουτίνας του ΗΘΣ

Η υπορουτίνα του ΗΘΣ δέχεται ως δεδομένα εισόδου την θερμοροή Q_{gh} από την υπορουτίνα του ψύκτη, την θερμοκρασία περιβάλλοντος T_{am} , την θερμοκρασία του αναγεννητή υψηλής πίεσης T_{gh} , την διαθέσιμη ηλιακή ακτινοβολία G_{eff} και τον τύπο του συλλέκτη. Τα δεδομένα της ηλιακής ακτινοβολίας που χρησιμοποιήθηκαν στις προσομοιώσεις αποτελούν τυπικές τιμές για την Ελλάδα τους καλοκαιρινούς μήνες. Στην έξοδο της υπορουτίνας, τα αποτελέσματα περιλαμβάνουν την επιφάνεια του συλλέκτη A_c και τον όγκο του δοχείου αποθήκευσης V , που απαιτούνται για την κάλυψη του φορτίου Q_e . Στα πλαίσια της μοντελοποίησης, πραγματοποιούνται οι εξής υποθέσεις :

$$\bullet \quad T_{s,in} = T_{gh} + 10 \quad (5.35)$$

$$\bullet \quad T_{s,out} = T_{s,in} + 7 \quad (5.36)$$

$$\bullet \quad m_{col} = m_s \quad (5.37)$$

Αρχικά μέσω της θερμοροής Q_{gh} υπολογίζεται η παροχή μάζας ρευστού που κυκλοφορεί στο κύκλωμα του φορτίου, από τον τύπο

$$m_s = \frac{Q_{gh}}{c_p \cdot (T_{s,in} - T_{s,out})} \quad (5.38)$$

Το δεύτερο βήμα είναι η εύρεση των θερμοκρασιών που επικρατούν στο δοχείο αποθήκευσης. Η επιλογή του όγκου του δοχείου δεν είναι ανεξάρτητη της επιφάνειας του συλλέκτη. Ένας τυπικός λόγος επιφάνειας προς όγκο δοχείου είναι 8-100 (m^{-1}). Στη συγκεκριμένη μοντελοποίηση επιλέχθηκε ένα κυλινδρικής μορφής δοχείο διαμέτρου D και μήκους L με όγκο

$$V = \frac{A_c}{30} \quad (5.39)$$

Η δεξαμενή αποθήκευσης χωρίστηκε σε 3 ζώνες θερμοκρασίας ($T_{st1}, T_{st2}, T_{st3}$) όπου η κάθε μία διαθέτει μια μάζα ρευστού

$$M = \frac{\rho \cdot V}{3} \quad (5.40)$$

Η εξωτερική επιφάνεια κάθε ζώνης, εάν ληφθεί υπόψιν το σχήμα της δεξαμενής, θα έχει επιφάνεια

$$A_{st1} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3} \quad (5.41)$$

$$A_{st2} = \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3} \quad (5.42)$$

$$A_{st3} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} + \frac{\pi \cdot D \cdot L}{3} \quad (5.43)$$

Το κέλυφος του δοχείου, εφόσον είναι εκτεθειμένο στο περιβάλλον θα αποβάλλει μέρος της θερμότητας ως απώλειες. Αν πραγματοποιηθεί ισοζύγιο ενέργειας σε κάθε επίπεδο προκύπτουν τα εξής :

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st1}}{\partial t} = m_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{st1}) + m_s \cdot c_p \cdot (T_{st2} - T_{st1}) - U_L \cdot A_{st1} \cdot (T_{st1} - T_{am}) \quad (5.44)$$

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st2}}{\partial t} = m_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st1} - T_{st2}) + m_s \cdot c_p \cdot (T_{st3} - T_{st2}) - U_L \cdot A_{st2} \cdot (T_{st2} - T_{am}) \quad (5.45)$$

$$M \cdot c_p \cdot \frac{\partial T_{st3}}{\partial t} = m_{col} \cdot c_p \cdot (T_{st2} - T_{st3}) + m_s \cdot c_p \cdot (T_{s,out} - T_{st3}) - U_L \cdot A_{st3} \cdot (T_{st3} - T_{am}) \quad (5.46)$$

Τα παραπάνω ενεργειακά ισοζύγια αναφέρονται σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες. Είναι σαφές ότι σε σταθερές ως προς τον χρόνο συνθήκες οι αριστεροί όροι των εξισώσεων θα μηδενιστούν. Ο όρος U_L αποτελεί τον συντελεστή απωλειών του δοχείου, ο οποίος επιλέχθηκε να είναι ίσος με $0,5 \text{ W/m}^2\text{K}$ που αποτελεί τυπική τιμή για μονωμένα δοχεία. Το ρευστό που χρησιμοποιήθηκε είναι το Therminol VP-1, όπου οι ιδιότητες του (c_p, ρ) αναγράφονται στην αναφορά [28]. Σκοπίμως δεν επιλέχθηκε το νερό ως μέσο αποθήκευσης, διότι θα έπρεπε να ανέβει αρκετά η πίεση στο ΗΘΣ, ώστε να μην βράσει.

Η θερμοκρασία εισόδου $T_{s,in}$ στο κύκλωμα φορτίου που κατευθύνεται στον αναγεννητή υψηλής θερμοκρασίας ισούται με την θερμοκρασία που επικρατεί στο πάνω μέρος του δοχείου T_{st1} και αντίστοιχα η θερμοκρασία στον πάτο του δοχείου T_{st3} ισούται με την θερμοκρασία $T_{col,in}$ που εισέρχεται στον συλλέκτη.

$$T_{st1} = T_{s,in} \quad (5.47)$$

$$T_{st3} = T_{col,in} \quad (5.48)$$

Το ωφέλιμο ποσό θερμότητας που απορροφά ο συλλέκτης, μπορεί πλέον να υπολογιστεί ως :

$$Q_u = m_{col} \cdot c_p \cdot (T_{col,out} - T_{col,in}) \quad (5.49)$$

Οι συλλέκτες που χρησιμοποιούνται συνήθως σε συστήματα διπλής βαθμίδας είναι οι ETC, PTC. Σύμφωνα με την αναφορά [4], υπάρχουν συγκεκριμένες εξισώσεις που προσδιορίζουν τις αποδόσεις των συλλεκτών ανάλογα με τον τύπο τους. Η πρώτη εξίσωση (5.50) αναφέρεται σε συλλέκτες ETC, ενώ η δεύτερη (5.51) σε συλλέκτες PTC με λόγο συγκέντρωσης 14.

$$\eta_{th} = 0.82 - 2.19 \cdot \left(\frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_{eff}} \right) \quad (5.50)$$

$$\eta_{th} = 0.762 - 0.2125 \cdot \left(\frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_{eff}} \right) - 0.001672 \cdot G_{eff} \cdot \left(\frac{T_{col,in} - T_{am}}{G_{eff}} \right)^2 \quad (5.51)$$

Από τον γενικό ορισμό της απόδοσης του συλλέκτη προκύπτει η προσπίπτουσα ακτινοβολία

$$Q_{solar} = \frac{Q_u}{\eta_{th}} \quad (5.52)$$

Τέλος, μέσω του τύπου που ορίζει την προσπίπτουσα ακτινοβολία υπολογίζεται η επιθυμητή επιφάνεια συλλέκτη

$$A_c = \frac{Q_{sol}}{G_{eff}} \quad (5.53)$$

5.4 Περιγραφή της υπορουτίνας εξεργειακής ανάλυσης

Η υπορουτίνα εξεργειακής ανάλυσης υπολογίζει τρεις δείκτες, οι οποίοι φανερώνουν την εξεργειακή απόδοση του ψύκτη απορρόφησης, του ΗΘΣ και του συνολικού ηλιακού συστήματος ψύξης. Οι υπολογισμοί ξεκινούν με την εύρεση του εξεργειακού ωφέλιμου ποσού θερμότητας που θα μπορούσε βέλτιστα να απορροφήσει ο συλλέκτης.

$$E_u = m_{col} \cdot c_p \cdot \left[(T_{col,out} - T_{col,in}) - T_{am} \cdot \ln\left(\frac{T_{col,out}}{T_{col,in}}\right) \right] \quad (5.54)$$

Η εξεργειακή ροή της ηλιακής ενέργειας προκύπτει από την εξίσωση

$$E_{solar} = Q_{solar} \cdot \left[1 - \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right) + \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{T_{am}}{T_{sun}} \right)^4 \right] \quad (5.55)$$

Η θερμοκρασία του ήλιου θεωρείται ίση με 4350K και αποτελεί το 75% της πραγματικής θερμοκρασίας του ήλιου, η οποία επικρατεί στα εξωτερικά στρώματα. Με την χρήση αυτών των ποσοτήτων υπολογίζεται ο δείκτης εξεργειακής απόδοσης συλλέκτη.

$$\eta_{ex\ collector} = \frac{E_u}{E_{solar}} \quad (5.56)$$

Στην συνέχεια, εφόσον οι ποσότητες, όπως η θερμοκρασία ατμοποίησης και αναγέννησης T_e, T_{gh} και οι θερμοροές Q_e, Q_{gh} είναι γνωστές από τα δεδομένα ή τα αποτελέσματα της υπορουτίνας του ψύκτη, μπορούν να υπολογιστούν οι εξεργειακοί δείκτες.

$$\eta_{ex\ chiller} = \frac{-Q_e \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_e} \right)}{Q_{gh} \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_{gh}} \right)} = \frac{COP}{COP_{rev}} \quad (5.57)$$

$$\eta_{ex\ solar} = \frac{-Q_e \cdot \left(1 - \frac{T_{am}}{T_e}\right)}{E_{solar}} \quad (5.58)$$

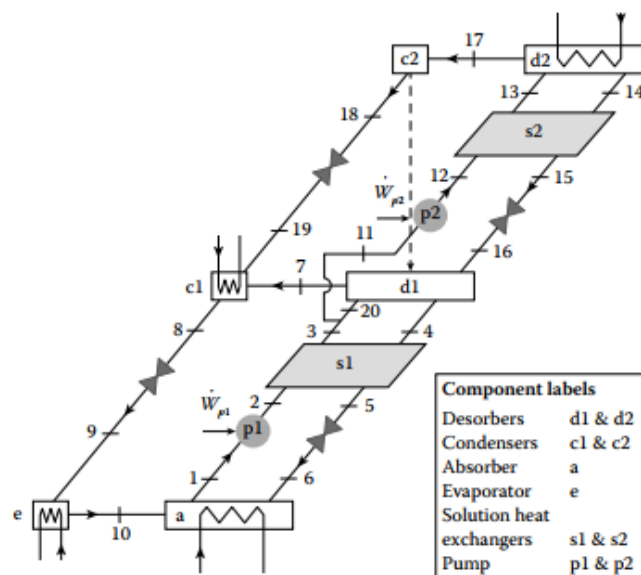
Ο πρώτος δείκτης (5.57) αναφέρεται αποκλειστικά στον ψύκτη και ο δεύτερος (5.58) στο συνολικό σύστημα ηλιακής ψύξης. Πρέπει να τονιστεί ότι οι θερμοκρασίες στις σχέσεις (5.54-5.58) πρέπει να είναι σε K και όχι σε °C.

5.5 Πιστοποίηση κώδικα

Στα πλαίσια της πιστοποίησης του κώδικα πραγματοποιήθηκαν μοντελοποιήσεις για συγκεκριμένα δεδομένα εισόδου από αναφορές της βιβλιογραφίας, ώστε να ταυτοποιηθεί η εγκυρότητα του κώδικα. Αρχικά πραγματοποιείται αναλυτική σύγκριση με την αναφορά [25], για κάθε σημείο μίας ψυκτικής διάταξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας (Σχήμα 5.2), ονομαστικής ισχύος 354,5 kW, που ψύχει στους 5°C. Τα δεδομένα εισόδου παρουσιάζονται στον Πίνακα 5.2.

Δεδομένα εισόδου		
Q_e	354,5	kW
T_{gh}	145	°C
T_e	5	°C
T_{cl}	30	°C
η_{hex_1}	0,5	
η_{hex_2}	0,5	

Πίνακας 5.2 : Δεδομένα εισόδου για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με την αναφορά [25].



Σχήμα 5.2 : Αναπαράσταση ψυκτικής διάταξης απορρόφησης διπλής βαθμίδας [25].

State	h(kj/kg)		m(kg/s)		P(kPa)		X_LiBr(%)	
	Παρούσα εργασία	[25]	Παρούσα εργασία	[25]	Παρούσα εργασία	[25]	Παρούσα εργασία	[25]
1	65,3	65,6	0,995	1	0,873	0,881	52,831	52,756
2	65,3	65,6	0,995	1	4,247	4,178	52,831	52,756
3	102,9	102,7	0,995	1	4,247	4,178	52,831	52,756
4	197,5	195	0,846	0,852	4,247	4,178	62,125	61,956
5	154	151,3	0,846	0,852	4,247	4,178	62,125	61,956
6	154	151,3	0,846	0,852	0,873	0,881	62,125	61,956
7	2608,5	2607,3	0,067	0,067	4,247	4,178	0	0
8	125,7	124,5	0,149	0,148	4,247	4,178	0	0
9	125,7	124,5	0,149	0,148	0,873	0,881	0	0
10	2510	2510	0,149	0,148	0,873	0,881	0	0
11	125,4	124,3	0,55	0,55	4,247	4,178	52,831	52,756
12	125,4	124,3	0,55	0,55	63,3	64,298	52,831	52,756
13	194,7	194,1	0,55	0,55	63,3	64,298	52,831	52,756
14	324	323,3	0,467	0,469	63,3	64,298	62,125	61,956
15	242,6	241,4	0,467	0,469	63,3	64,298	62,125	61,956
16	242,6	241,4	0,467	0,469	4,247	4,178	62,125	61,956
17	2752	2725,4	0,082	0,082	63,3	64,298	0	0
18	365,6	367,4	0,082	0,082	63,3	64,298	0	0
19	365,6	367,4	0,082	0,082	4,247	4,178	0	0

Πίνακας 5.3: Αναλυτική σύγκριση ιδιοτήτων σε κάθε σημείο της διάταξης με τα αποτελέσματα της αναφοράς [25].

	Παρούσα εργασία		[25]
COP	1,3217	1,325	
Q_{gh}	268,591	267,396	kW
Q_e	355	354,5	kW
Q_a	438	436	kW
Q_{cl}	185,2	185,6	kW

Πίνακας 5.4 : Σύγκριση θερμορροών και συντελεστή απόδοσης COP με τα αποτελέσματα της αναφοράς [25].

Όπως φαίνεται στον Πίνακα 5.3 συγκρίνονται οι ιδιότητες της ενθαλπίας, της μαζικής παροχής, της πίεσης και της συγκέντρωσης σε όλα τα σημεία της ψυκτικής διάταξης (Σχήμα 5.2). Η απόκλιση των αποτελεσμάτων είναι αρκετά μικρή. Το ίδιο ισχύει και για τις θερμορροές και τον βαθμό απόδοσης στον Πίνακα 5.4.

Στην συνέχεια ακολουθεί σύγκριση με την αναφορά [13], όπου παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης COP για διάφορες θερμοκρασίες αναγεννητή υψηλής πίεσης (T_{gh}), συμπύκνωσης (T_{cl}) και ατμοποίησης (T_e). Οι τιμές των σταθερών παραμέτρων σε αυτή την προσομοίωση φαίνονται στον Πίνακα 5.5.

Τιμές παραμέτρων		
Q_e	100	kW
η_{hex_1}	0,7	
η_{hex_2}	0,7	

Πίνακας 5.5 : Τιμές σταθερών παραμέτρων για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με την αναφορά [13].

$T_{cl}=30^{\circ}\text{C}$	$T_e=7.5^{\circ}\text{C}$			$T_e=10^{\circ}\text{C}$		
$T_{gh} (^{\circ}\text{C})$	COP [13]	COP (Παρούσα εργασία)	Απόκλιση (%)	COP [13]	COP (Παρούσα εργασία)	Απόκλιση (%)
105	1,330	1,355	1,86	1,504	1,507	0,17
110	1,426	1,439	0,88	1,536	1,539	0,18
115	1,477	1,483	0,46	1,554	1,558	0,23
120	1,504	1,510	0,38	1,563	1,570	0,39
125	1,518	1,526	0,57	1,573	1,577	0,28
130	1,531	1,537	0,38	1,582	1,581	0,02
135	1,536	1,545	0,55	1,582	1,584	0,15
140	1,545	1,549	0,27	1,582	1,585	0,23
145	1,545	1,552	0,47	1,586	1,586	0,03
150	1,545	1,554	0,59	1,582	1,586	0,25
$T_{cl}=35^{\circ}\text{C}$	$T_e=7.5^{\circ}\text{C}$			$T_e=10^{\circ}\text{C}$		
$T_{gh} (^{\circ}\text{C})$	COP [13]	COP (Παρούσα εργασία)	Απόκλιση (%)	COP [13]	COP (Παρούσα εργασία)	Απόκλιση (%)
130	1,342	1,356	1,03	1,442	1,455	0,89
135	1,387	1,401	0,99	1,467	1,477	0,68
140	1,421	1,430	0,67	1,483	1,491	0,55
145	1,437	1,450	0,86	1,496	1,502	0,38
150	1,454	1,463	0,64	1,500	1,508	0,57
155	1,467	1,473	0,44	1,504	1,513	0,61
160	1,471	1,480	0,63	1,508	1,517	0,55

Πίνακας 5.6: Σύγκριση συντελεστή απόδοσης COP με τα αποτελέσματα της αναφοράς [13].

Το σφάλμα απόκλισης, όπως φαίνεται στον Πίνακα 5.5, είναι της τάξης του 1% στις περισσότερες περιπτώσεις και μειώνεται αισθητά με την αύξηση της θερμοκρασίας

αναγεννητή. Παρατηρείται ότι στην περίπτωση $T_e = 10^\circ\text{C}$, τα αποτελέσματα σχεδόν συμπίπτουν.

Τέλος πραγματοποιείται σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με τρεις αναφορές της βιβλιογραφίας [24,29,30], οι οποίες δεν αποτέλεσαν οδηγό για την δημιουργία του μοντέλου. Συγκεκριμένα παρουσιάζονται οι θερμορροές που προκύπτουν στον αναγεννητή υψηλής πίεσης, στον απορροφητή και στον συμπυκνωτή αλλά και ο συντελεστής απόδοσης COP για τα δεδομένα εισόδου του Πίνακα 5.7.

Δεδομένα εισόδου		
Q_e	100	kW
T_{gh}	115	°C
T_e	5	°C
T_{cl}	30	°C
η_{hex_1}	0,7	
η_{hex_2}	0,7	

Πίνακας 5.7 : Δεδομένα εισόδου για την σύγκριση των αποτελεσμάτων του κώδικα με τις αναφορές [24,29,30].

	[29]	[30]	[24]	Παρούσα εργασία	
COP	1,404	1,41	1,401	1,3969	
Q_{gh}	71,2	70,81	71,38	71,58	kW
Q_e	100	100	100	100	kW
Q_a	119,99	121,5	120,35	119,1	kW
Q_{cl}	51,2	49,32	51,04	52,4	kW

Πίνακας 5.8 : Σύγκριση αποτελεσμάτων της παρούσας εργασίας με τις αναφορές [24,29,30].

Στον πίνακα 5.8, η σύγκριση των θερμορροών και του δείκτη COP, φανερώνει την αρκετά μικρή απόκλιση πού έχουν τα αποτελέσματα της παρούσας εργασίας με τις αναφορές [24,29,30], γεγονός που ταυτοποιεί την εγκυρότητα του κώδικα.

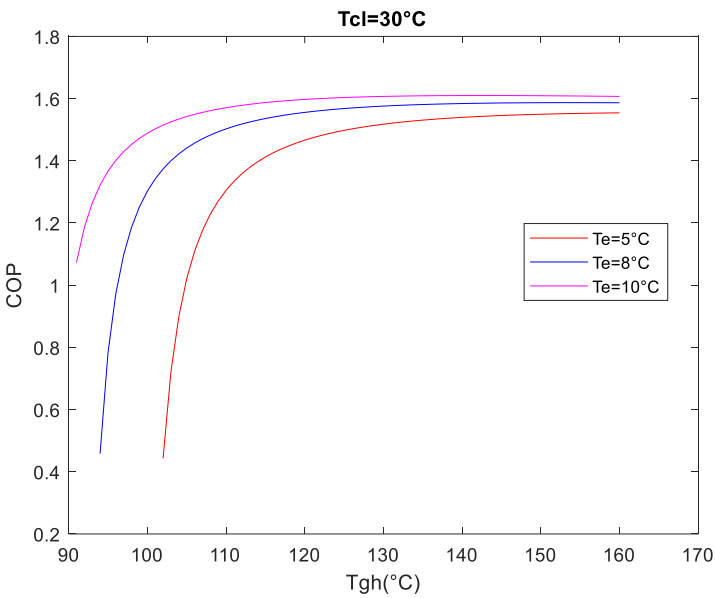
Κεφάλαιο 6 : Αποτελέσματα

Έχοντας ολοκληρώσει την πιστοποίηση του πηγαίου κώδικα, σε αυτό το κεφάλαιο, πραγματοποιούνται προσομοιώσεις με σκοπό την ενεργειακή και εξεργειακή παραμετρική μελέτη του συστήματος ψύξης με απορρόφηση. Αρχικά το σύστημα εξετάζεται σε σταθερές συνθήκες, όπου πραγματοποιείται παραμετροποίηση, ώστε να μελετηθεί ο βαθμός απόδοσης COP και οι εξεργειακοί δείκτες που χαρακτηρίζουν το σύστημα. Στη συνέχεια, εξετάζεται η λειτουργία σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες, δύο ψυκτών απορρόφησης που λειτουργούν με ηλιακούς συλλέκτες ETC και PTC.

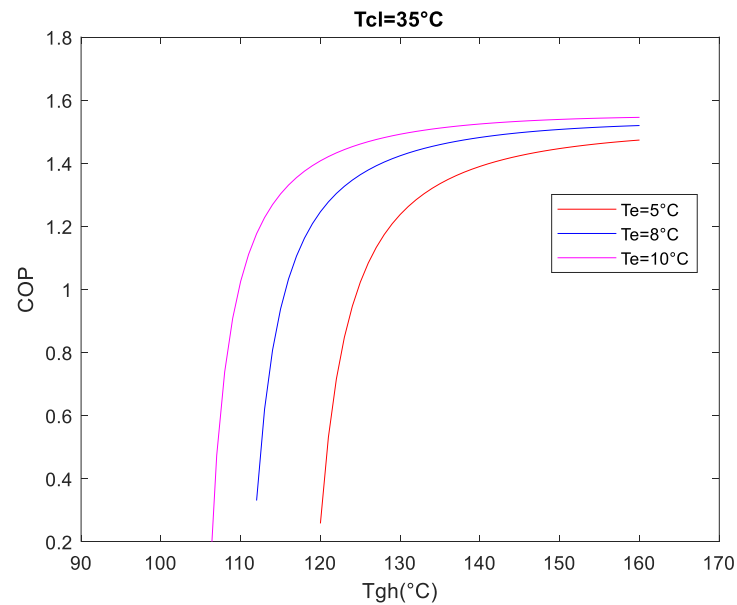
6.1 Παραμετρική μελέτη με βάση την ενεργειακή απόδοση

Σε όλες τις προσομοιώσεις που ακολουθούν, το ψυκτικό φορτίο που καλείται να καλύψει ο ψύκτης απορρόφησης διπλής βαθμίδας παραμένει σταθερό και ίσο με 100 kW και ο βαθμός απόδοσης των εναλλακτών θεωρείται ίσος με 0,7. Η ανάλυση ξεκινά με την εξέταση του βαθμού απόδοσης COP σε διάφορες θερμοκρασίες ατμοποίησης $T_e = 5,8,10^{\circ}\text{C}$ και συμπύκνωσης $T_{cl} = 30,35,40,45^{\circ}\text{C}$. Στο Σχήμα 6.1 παρουσιάζεται ο βαθμός απόδοσης (COP) ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης. Και στις τέσσερις περιπτώσεις του Σχήματος 6.1, ο βαθμός απόδοσης COP αυξάνεται με την αύξηση της θερμοκρασίας ατμοποίησης T_e . Το αποτέλεσμα αυτό είναι λογικό, διότι είναι πιο εύκολο για την μονάδα, να ψύξει σε υψηλότερες θερμοκρασίες. Επίσης, σε όλες τις περιπτώσεις έπειτα από μία κρίσιμη θερμοκρασία αναγέννησης, ο βαθμός απόδοσης COP του συστήματος σταματάει να αυξάνεται, οπότε δεν υπάρχει λόγος για περαιτέρω αύξηση της θερμοκρασίας. Ένα επιπλέον χαρακτηριστικό, είναι ότι όταν παράγεται ψύξη σε χαμηλές θερμοκρασίες εξάτμισης T_e , απαιτούνται υψηλότερες θερμοκρασίες αναγεννητή, ώστε να λειτουργήσει ο ψύκτης. Στο Σχήμα 6.1α, φαίνεται πως η ψύξη στους 10°C ξεκινά από θερμοκρασία αναγεννητή 90°C , ενώ η ψύξη στους 5°C , απαιτεί τιμές τουλάχιστον 103°C . Η θερμοκρασία συμπύκνωσης, έχει σημαντική επίπτωση στον βαθμό απόδοσης του συστήματος. Όσο αυξάνεται η θερμοκρασία συμπύκνωσης, τόσο μειώνεται ο δείκτης COP. Χαρακτηριστικά το σύστημα πετυχαίνει μέγιστο συντελεστή COP περίπου 1,6 για $T_{cl} = 30^{\circ}\text{C}$, 1,5 για $T_{cl} = 35^{\circ}\text{C}$, 1,4 για $T_{cl} = 40^{\circ}\text{C}$ και λίγο κάτω από 1,3 για $T_{cl} = 45^{\circ}\text{C}$. Η θερμοκρασία συμπύκνωσης επηρεάζει επίσης και το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του ψύκτη. Η ψύξη για παράδειγμα στους 5°C , απαιτεί θερμοκρασία αναγεννητή τουλάχιστον 100°C για συμπύκνωση στους 30°C , ενώ σε υψηλότερες θερμοκρασίες συμπύκνωσης π.χ. 35°C , η ελάχιστη θερμοκρασία αναγέννησης είναι στους 120°C . Λόγω των υψηλών θερμοκρασιών που επικρατούν στην Ελλάδα το καλοκαίρι, οι οποίες μπορεί να κυμαίνονται σε τιμές $35-40^{\circ}\text{C}$, ο ψύκτης απορρόφησης, ειδικά σε περιπτώσεις όπου θα είναι αερόψυκτος, θα χρειαστεί να απορρίψει θερμότητα σε αρκετά υψηλές θερμοκρασίες. Μία ενδεικτική θερμοκρασία συμπύκνωσης για αυτές τις συνθήκες είναι οι 45°C . Γίνεται εύκολα αντιληπτό ότι σε ακραίες θερμοκρασίες η ψύξη στους 5°C είναι σχεδόν αδύνατη, διότι οι αποδόσεις είναι ιδιαίτερα χαμηλές και το θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας μόλις

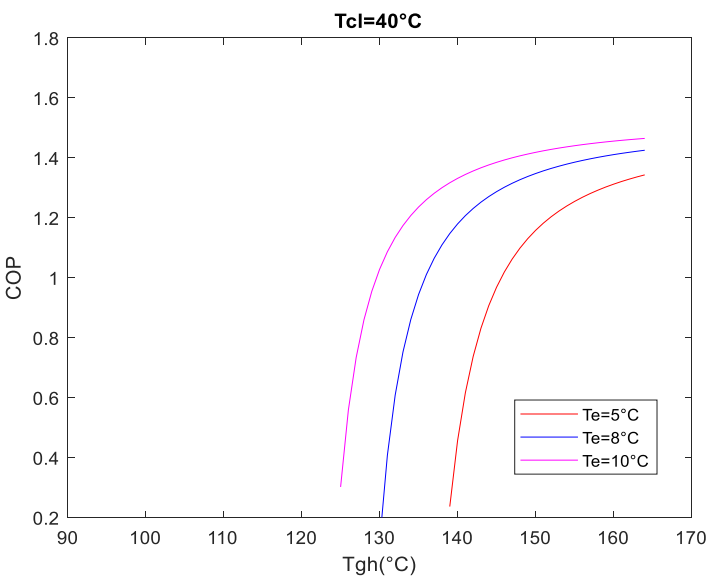
160-165°C. Η λειτουργία του ψύκτη σε υψηλότερες θερμοκρασίες από 165°C, εγκυμονεί κινδύνους κρυσταλλοποίησης και για τον λόγο αυτό, οι προσομοιώσεις περιορίζονται κάτω από τους 165°C. Μία εφικτή συνθήκη, θα ήταν η ψύξη σε θερμοκρασίες 8-10°C για λειτουργία αναγεννητή στους 150-155°C. Ο βαθμός απόδοσης COP υπό αυτές τις συνθήκες, όπως αποτυπώνεται και στο Σχήμα 6.1δ, είναι κοντά στο 1-1,2.



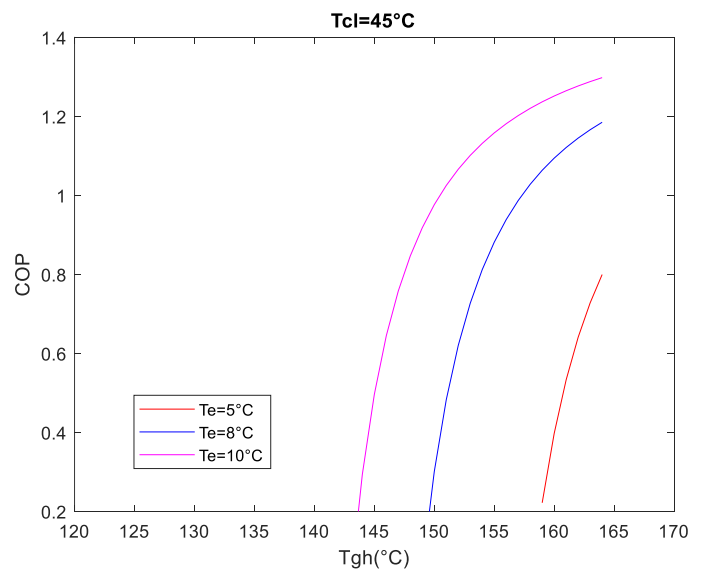
(α)



(β)



(γ)

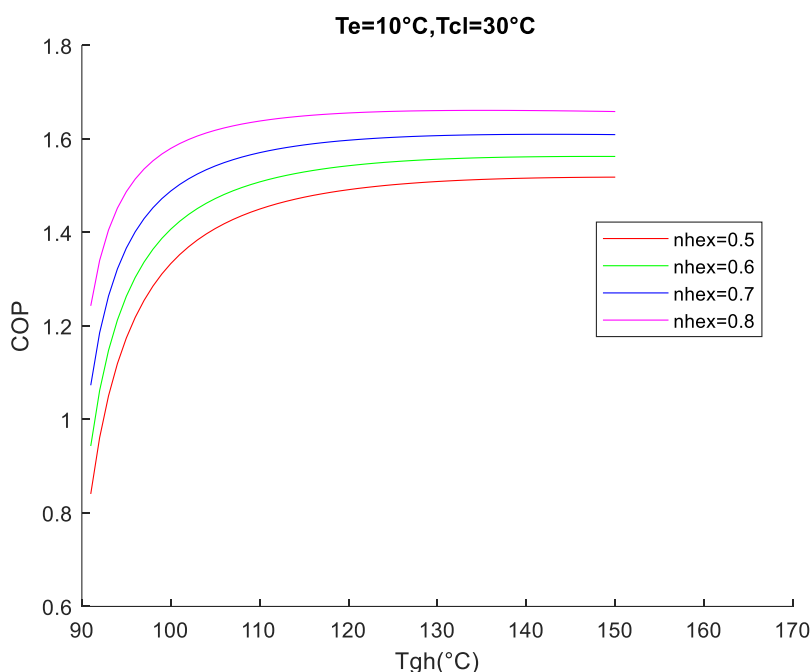


(δ)

Σχήμα 6.1: Βαθμός απόδοσης COP ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.

Στο Σχήμα 6.2 παρουσιάζεται το διάγραμμα του δείκτη COP για διάφορες θερμοκρασίες αναγεννητή, καθώς αλλάζει ο βαθμός απόδοσης των εναλλακτών θερμότητας του συστήματος. Όπως προκύπτει από το διάγραμμα, αποτελεί μία κρίσιμη παράμετρο που επηρεάζει θετικά τον COP. Χαρακτηριστικά η αύξηση της

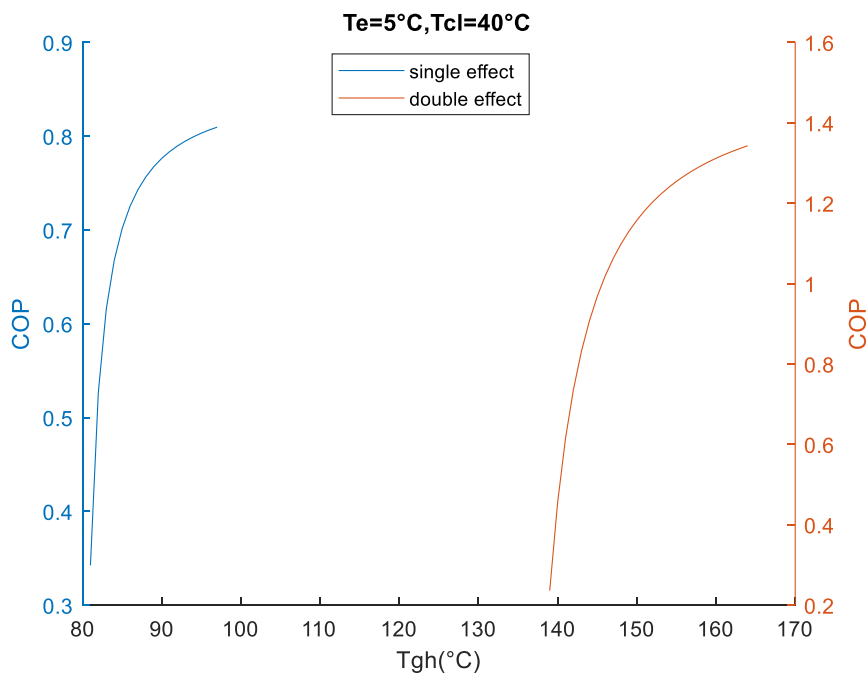
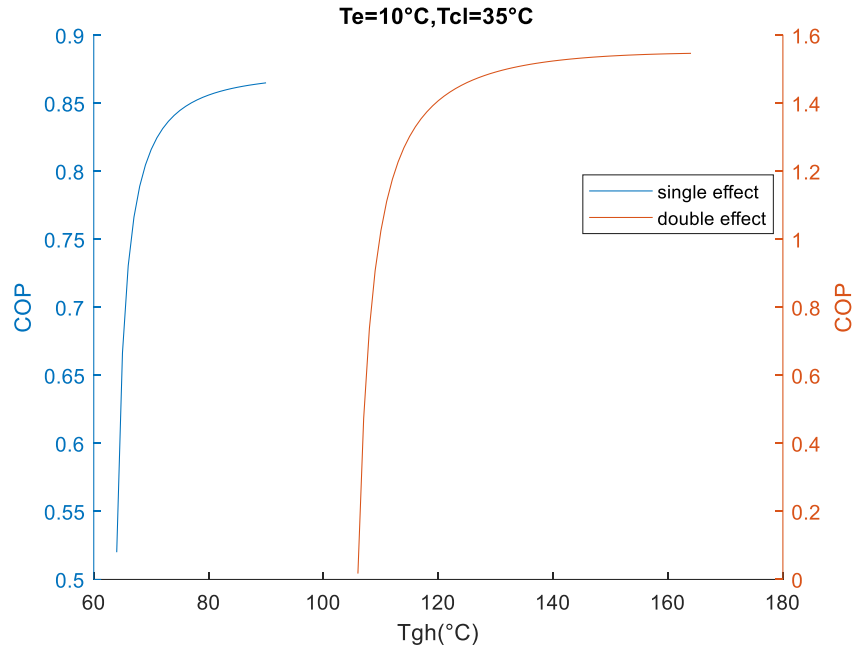
απόδοσης εναλλάκτη από 0,5 σε 0,8 δημιουργεί μια απόκλιση περίπου 0,2 μονάδες στον δείκτη COP, που είναι μια σημαντική βελτίωση, ειδικά για τις σχετικά χαμηλές τιμές COP που πετυχαίνουν τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση.



Σχήμα 6.2: Βαθμός απόδοσης COP ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες τιμές απόδοσης εναλλακτών θερμότητας.

Στα πλαίσια της μελέτης των συστημάτων ηλιακής ψύξης με απορρόφηση, πραγματοποιήθηκε σύγκριση του βαθμού απόδοσης COP, για ψύκτες απορρόφησης μονής και διπλής βαθμίδας, ώστε να προσδιοριστεί το μέγεθος της βελτίωσης που επιφέρει η ψύξη διπλής βαθμίδας.

Όπως φαίνεται στο Σχήμα 6.3, οι δύο ψύκτες λειτουργούν σε θερμοκρασίες συμπύκνωσης 35°C, 40°C και ψύχουν στους 10°C, 5°C αντίστοιχα. Η διαφορά στην απόδοση των δύο ψυκτικών μονάδων είναι αρκετά μεγάλη. Στην πρώτη περίπτωση (Σχήμα 6.3α), το σύστημα διπλής βαθμίδας έχει μέγιστη απόδοση περίπου 1,55 ενώ αντίστοιχα το μονής βαθμίδας μέγιστη απόδοση περίπου 0,87. Αυτές οι συνθήκες λειτουργίας, είναι αρκετά ευνοϊκές και για αυτό τον λόγο οι τιμές των αποδόσεων είναι υψηλές. Στο Σχήμα 6.3β αναπαρίσταται η ψύξη σε μια χαμηλότερη θερμοκρασία ατμοποίησης (5°C) και σε μια υψηλότερη θερμοκρασία συμπύκνωσης (40°C). Αυτό έχει ως αποτέλεσμα την μείωση των συντελεστών απόδοσης COP και στους δύο ψύκτες απορρόφησης. Η διαφορά της απόδοσης στα δύο συστήματα παραμένει μεγάλη και αποδεικνύεται ότι δεν επηρεάζεται από τις συνθήκες λειτουργίας.

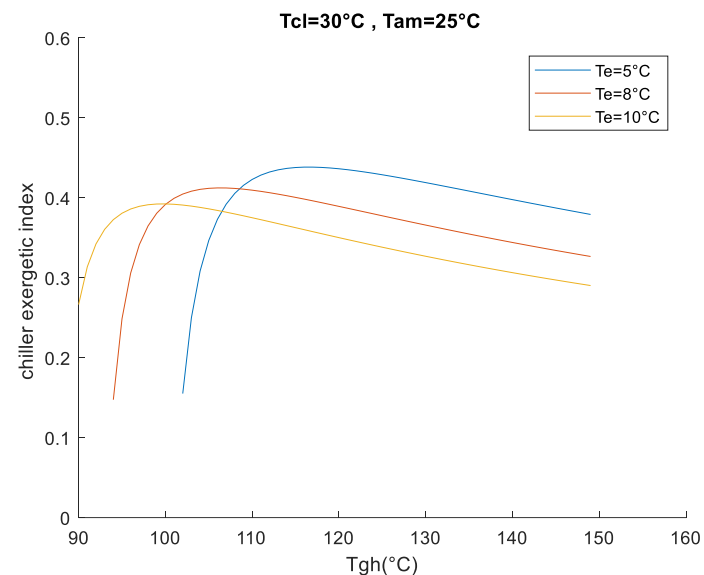


Σχήμα 6.3: Σύγκριση βαθμού απόδοσης COP ψύκτη απορρόφησης μονής και διπλής βαθμίδας.

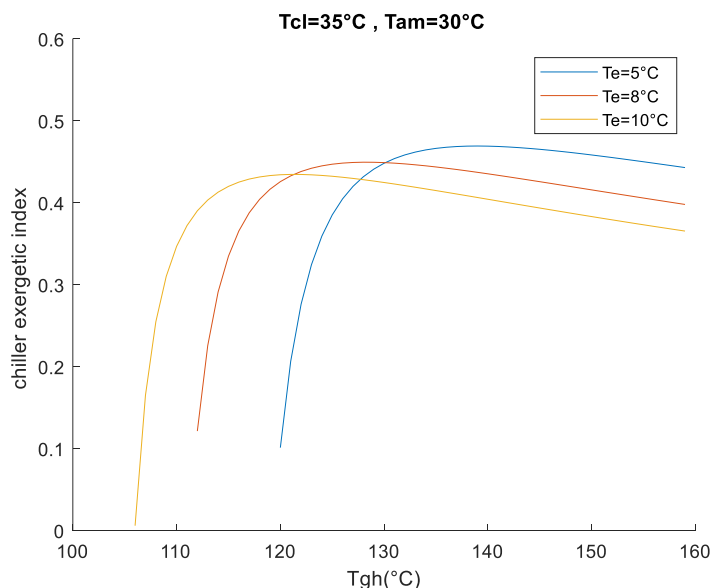
Τέλος, αξίζει να αναφερθεί, πως το θερμοκρασιακό εύρος που μπορούν να λειτουργήσουν οι δύο διατάξεις διαφέρει σημαντικά. Για παράδειγμα, στην ψύξη μονής βαθμίδας, το εύρος αναγεννητή στην πρώτη περίπτωση είναι αρκετά μικρό στους 65-100°C, ενώ στο διπλής βαθμίδας αυξάνεται στους 105-160°C.

6.2 Παραμετρική μελέτη με βάση την εξεργειακή απόδοση

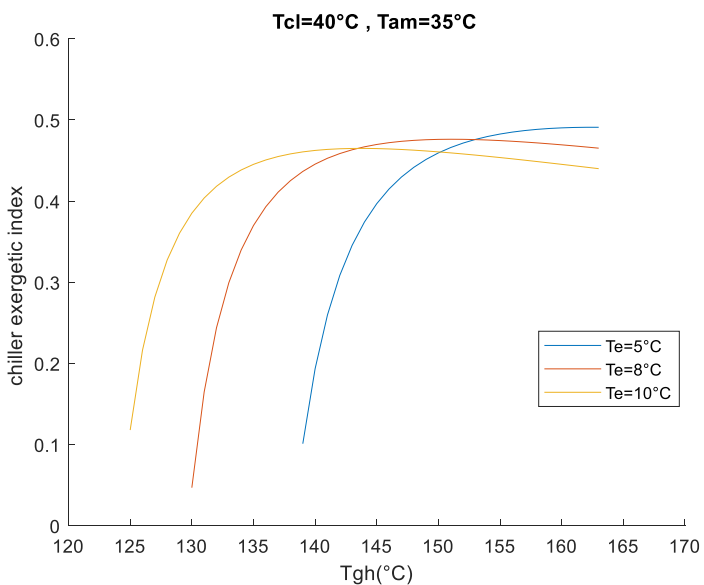
Στα πλαίσια της εξεργειακής ανάλυσης, πραγματοποιείται αρχικά αναπαράσταση της εξεργειακής απόδοσης του ψύκτη απορρόφησης, όταν μεταβάλλεται η θερμοκρασία του αναγεννητή. Όπως και στα διαγράμματα του δείκτη COP, η παραμετροποίηση γίνεται για θερμοκρασίες ατμοποίησης $T_e = 5, 8, 10^\circ\text{C}$ και συμπύκνωσης $T_{cl} = 30, 35, 40, 45^\circ\text{C}$.



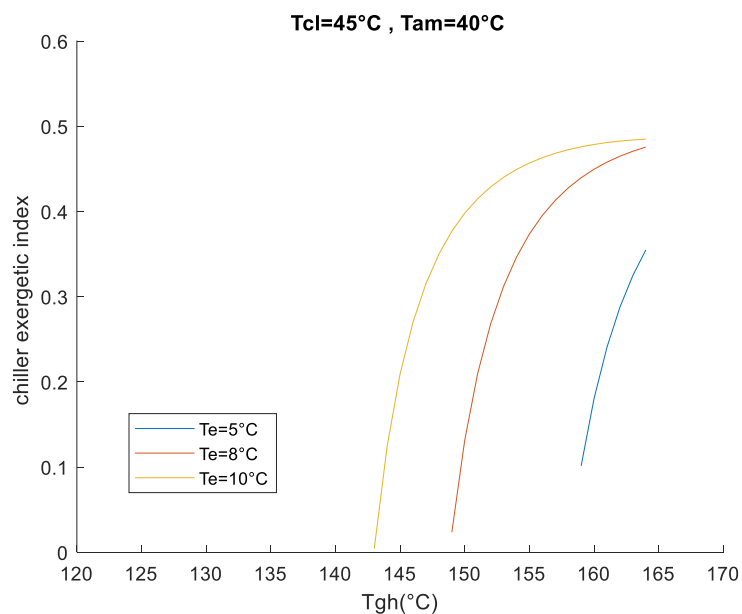
(α)



(β)



(γ)

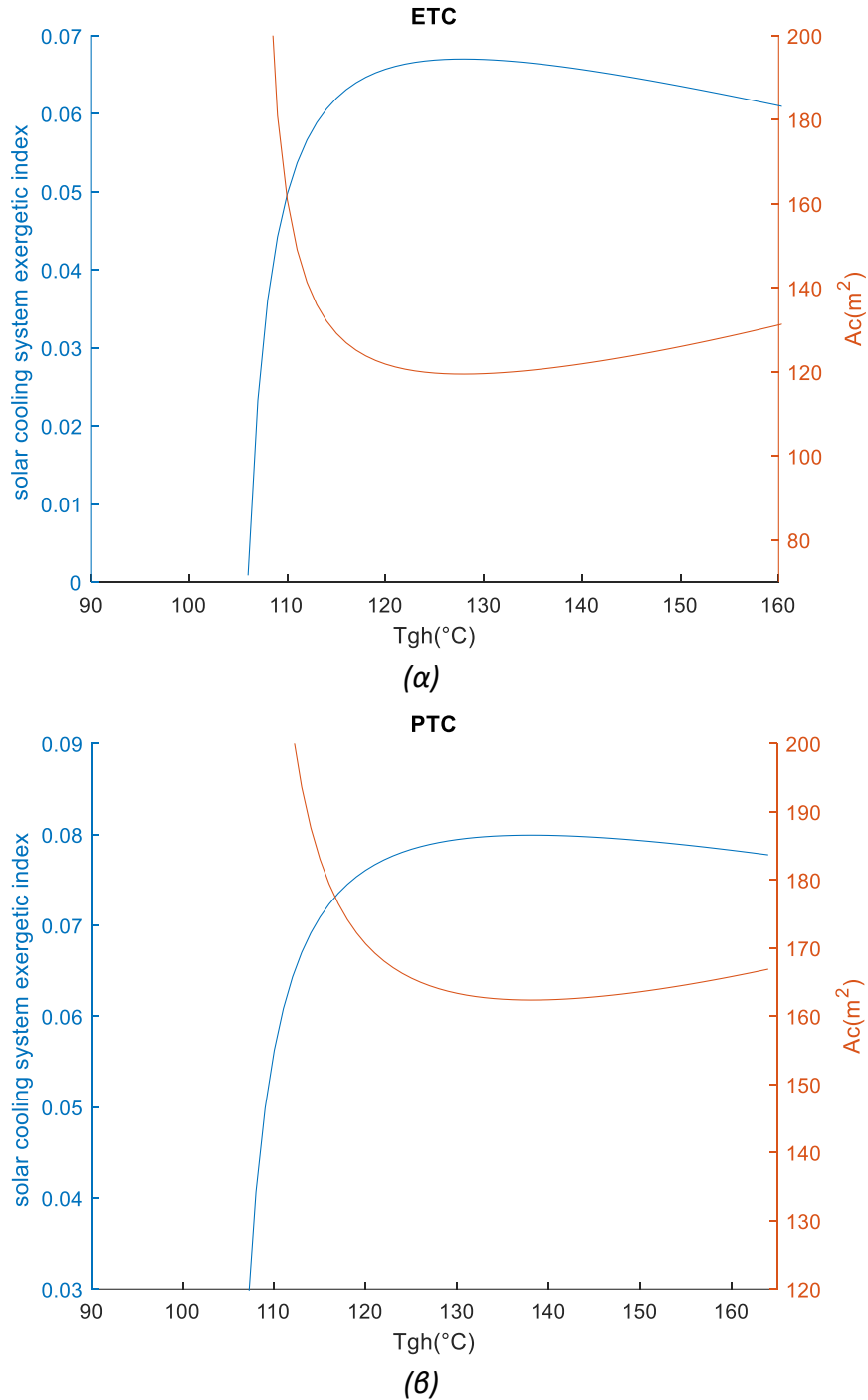


(δ)

Σχήμα 6.4: Εξεργειακός δείκτης απόδοσης ψύκτη διπλής βαθμίδας για διάφορες θερμοκρασίες συμπύκνωσης και ατμοποίησης.

Στο Σχήμα 6.4, παρατηρείται, ότι η εξεργειακή απόδοση του ψύκτη διπλής βαθμίδας, σε αντίθεση με τον συντελεστή απόδοσης COP, αυξάνεται με την άνοδο της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και με την μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Οι αυξήσεις αυτές βέβαια δεν είναι μεγάλες και κυμαίνονται στο 5-10%. Ο συντελεστής εξεργειακής απόδοσης είναι κοντά στο 0,4-0,5, με την μέγιστη τιμή του, να επιτυγχάνεται για $T_{cl} = 40^{\circ}\text{C}$ και $T_e = 5^{\circ}\text{C}$. Οι καμπύλες των εξεργειακών αποδόσεων του Σχήματος 6.4 παρουσιάζουν μέγιστο σε μία συγκεκριμένη περιοχή θερμοκρασιών. Αυτό δημιουργεί ένα βέλτιστο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας του ψύκτη απορρόφησης, το οποίο αντιστοιχεί σε μεσαίες τιμές θερμοκρασιών και όχι στις μέγιστες τιμές θερμοκρασίας που μπορεί να λειτουργήσει το σύστημα. Για παράδειγμα, όταν ο ψύκτης συμπυκνώνει σε $T_{cl} = 35^{\circ}\text{C}$ και ψύχει σε μια τυπική θερμοκρασία κλιματισμού 10°C (Σχήμα 6.4α), αποδίδει τα μέγιστα, σε εξεργειακό επίπεδο, σε θερμοκρασίες $115\text{-}125^{\circ}\text{C}$. Στο Σχήμα 6.4δ, όπως και στο Σχήμα 6.1δ, η συμπεριφορά των καμπυλών, δεν συμβαδίζει ποιοτικά με τις υπόλοιπες περιπτώσεις, διότι διακόπτεται η λειτουργία του ψύκτη μετά τους 165°C .

Τα παραπάνω αποτελέσματα αφορούσαν αποκλειστικά την μελέτη του ψύκτη απορρόφησης χωρίς να έχει συμπεριληφθεί το ΗΘΣ. Οι τύποι των ηλιακών συλλεκτών που χρησιμοποιούνται κυρίως για τα συστήματα διπλής βαθμίδας, είναι οι PTC και ETC, οι οποίοι πετυχαίνουν υψηλές θερμοκρασίες και έχουν πολύ καλές αποδόσεις. Η σύγκριση των δύο συστημάτων, όπου το κάθε ένα λειτουργεί με διαφορετικό τύπο συλλέκτη, δίνει ενδιαφέροντα αποτελέσματα. Σύμφωνα με την αναφορά [4], η μέγιστη τιμή του συντελεστή εξεργειακής απόδοσης για το συνολικό σύστημα ηλιακής ψύξης, δίνει την ελάχιστη επιφάνεια συλλεκτών που απαιτείται για να καλυφθεί ένα ψυκτικό φορτίο. Με οδηγό αυτή την πληροφορία πραγματοποιήθηκε προσομοίωση δύο συστημάτων, όπου το ένα λειτουργεί με ETC και το άλλο με PTC. Τα δύο συστήματα καλύπτουν ένα ψυκτικό φορτίο 100 kW , στους 10°C με θερμοκρασία συμπύκνωσης 35°C . Το Σχήμα 6.5 επιβεβαιώνει, ότι η ελάχιστη απαιτούμενη επιφάνεια συλλεκτών (A_c), αντιστοιχεί στον μέγιστο συντελεστή εξεργειακής απόδοσης. Το σύστημα ψύξης που τροφοδοτείται από συλλέκτες ETC πετυχαίνει χαμηλότερη εξεργειακή απόδοση (6.7%), από αυτή με τους PTC συλλέκτες (8%). Απαιτεί όμως, μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών για να καλύψει το ίδιο ψυκτικό φορτίο. Λόγω της ποιοτικής συμπεριφοράς των καμπυλών του Σχήματος 6.5, προκύπτει ένα βέλτιστο θερμοκρασιακό εύρος λειτουργίας, το οποίο είναι $135\text{-}140^{\circ}\text{C}$ στον ψύκτη με PTC και $125\text{-}130^{\circ}\text{C}$ στον αντίστοιχο με ETC.



Σχήμα 6.5: Αναπαράσταση εξεργειακής απόδοσης και απαιτούμενης επιφάνειας συλλεκτών, ηλιακού συστήματος ψύξης διπλής βαθμίδας : (α) τροφοδοτούμενο από συλλέκτες ETC, (β) τροφοδοτούμενο από συλλέκτες PTC.

Για θερμοκρασίες αναγεννητή που ανήκουν στο βέλτιστο εξεργειακά εύρος τιμών του Σχήματος 6.5, πραγματοποιείται αναλυτική σύγκριση στον Πίνακα 6.1, των δύο συστημάτων διπλής βαθμίδας. Επιπλέον των δύο συστημάτων διπλής βαθμίδας (στήλες 2 και 3), στην 4^η στήλη του πίνακα, παρουσιάζεται ένα ηλιακό σύστημα ψύξης μονής βαθμίδας που τροφοδοτείται από συλλέκτες FPC και λειτουργεί στις ίδιες συνθήκες με τα δύο συστήματα διπλής βαθμίδας.

	Ψύκτης διπλής βαθμίδας με συλλέκτες ETC	Ψύκτης διπλής βαθμίδας με συλλέκτες PTC	Ψύκτης μονής βαθμίδας με συλλέκτες FPC	
T_g	125	135	75	°C
COP	1,46	1,51	0,81	
A_c	119,7	162,5	245	m ²
V	4	5,4	8,1	m ³
η_{th}	59,4	69,1	51,7	%
$\eta_{ex\ chiller}$	43,2	41,2	49,1	%
$\eta_{ex\ collector}$	16,7	21,1	7,9	%
$\eta_{ex\ solar}$	6,7	8	3,2	%
C	35.875	43.016	48.900	€

Πίνακας 6.1: Σύγκριση συστημάτων ηλιακής ψύξης με διαφορετικούς τύπους συλλεκτών.

Τα δύο συστήματα διπλής βαθμίδας είναι σχετικά κοντά, όσον αφορά τους δείκτες ενεργειακής και εξεργειακής απόδοσης, με αυτό του PTC να σημειώνει λίγο καλύτερο συντελεστή απόδοσης $COP=1,51$ και συνολικό συντελεστή εξεργειακής απόδοσης $\eta_{ex\ solar} = 8\%$. Ο συλλέκτης ETC, επειδή έχει την ικανότητα να αξιοποιεί τόσο την διάχυτη όσο και την άμεση ακτινοβολία, μπορεί να καλύψει με λιγότερη επιφάνεια (119,7 m²) το ψυκτικό φορτίο των 100 kW. Με την βοήθεια των τυπικών τιμών κόστους που παρουσιάστηκαν στο Κεφάλαιο 3 για τους διάφορους τύπους συλλεκτών και δοχείου αποθήκευσης, υπολογίστηκαν οι ενδεικτικές τιμές για το κεφάλαιο αγοράς στην κάθε περίπτωση. Τα συγκεκριμένα κόστη δεν αποτελούν τα πραγματικά τελικά κόστη μιας εγκατάστασης αλλά μια πρώτη εκτίμηση. Το σύστημα με τους συλλέκτες ETC είναι το πιο οικονομικό, εφόσον απαιτεί την μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών (119,7 m²) και τον μικρότερο όγκο δοχείου (4 m³). Αξίζει να αναφερθεί πως ένα τυπικό σύστημα μονής βαθμίδας, που τροφοδοτείται από επίπεδους συλλέκτες FPC, όπως φαίνεται στον Πίνακα 6.1, χρειάζεται επιφάνεια συλλεκτών 245 m² και δοχείο αποθήκευσης όγκου 8,1 m³, αυξάνοντας έτσι αρκετά το κόστος της εγκατάστασης. Η σύγκριση αυτή, φανερώνει πως η βελτίωση που μπορεί να επιφέρει ένας ψύκτης διπλής βαθμίδας στην απόδοση και σε οικονομικό επίπεδο είναι σημαντική.

6.3 Λειτουργία σε χρονομεταβαλλόμενες συνθήκες

Για την μελέτη δυναμικής συμπεριφοράς του ηλιακού συστήματος ψύξης απορρόφησης, πραγματοποιείται προσομοίωση λειτουργίας ενός ψύκτη διπλής βαθμίδας που τροφοδοτείται από ένα ΗΘΣ με δεδομένη την επιφάνεια του συλλέκτη και τον όγκο του δοχείου αποθήκευσης. Οι περιπτώσεις που εξετάζονται, είναι τα δύο συστήματα ψύξης απορρόφησης που χρησιμοποιούν ηλιακούς συλλέκτες ETC και PTC αντίστοιχα, με τα χαρακτηριστικά τους να αναφέρονται στον Πίνακα 6.1. Οι δύο ψύκτες σχεδιάστηκαν, ώστε να καλύψουν τις ανάγκες κλιματισμού ενός χώρου, ύψους 100 kW, σε θερμοκρασία 10°C. Τα γεωμετρικά χαρακτηριστικά του ΗΘΣ και

στους δύο τύπους συλλεκτών, προέκυψαν ύστερα από την βελτιστοποίηση του συνολικού εξεργειακού βαθμού απόδοσης.

Η ηλιακή ακτινοβολία και η θερμοκρασία του περιβάλλοντος, δεν έχουν πλέον σταθερή τιμή αλλά εξαρτώνται από την χρονική στιγμή της ημέρας. Το ίδιο θα ισχύει και για τις ανάγκες ψύξης που έχει ο χώρος. Είναι προφανές ότι δεν θα είναι ίδιες τις μεσημεριανές και τις πρωινές ώρες. Για την μοντελοποίηση του προβλήματος θεωρείται ότι αυτά τα μεγέθη, ακολουθούν ημιτονοειδή συνάρτηση και προσδιορίζονται από τους παρακάτω τύπους

$$Q_{solar} = q_{s,max} \cdot \sin \frac{\pi \cdot (t - t_{rise})}{t_d} \quad (6.1)$$

$$T_{am} = T_{mean} + \Delta T \cdot \sin \frac{2 \cdot \pi \cdot (t - t_{rise})}{1440} \quad t \in [t_{rise}, t_{rise} + t_d] \quad (6.2)$$

$$Q_c = Q_{c,max} \cdot \sin \frac{\pi \cdot (t - t_{rise})}{t_d} \quad (6.3)$$

- Q_{solar} ηλιακή ακτινοβολία κάθε δεδομένη στιγμή (W/m^2)
- $q_{s,max}$ μέγιστη τιμή ηλιακής ακτινοβολίας (W/m^2)
- t χρονική στιγμή της ημέρας (λεπτά)
- t_{rise} χρονική στιγμή που ανατέλλει ο ήλιος (λεπτά)
- t_d χρονική διάρκεια της ημέρας όπου υπάρχει ηλιοφάνεια (λεπτά)
- T_{am} θερμοκρασία περιβάλλοντος κάθε χρονική στιγμή ($^{\circ}C$)
- T_{mean} μέση ημερήσια θερμοκρασία περιβάλλοντος ($^{\circ}C$)
- ΔT μέγιστη απόκλιση από την μέση θερμοκρασία περιβάλλοντος ($^{\circ}C$)
- Q_c οι ανάγκες του χώρου για ψύξη κάθε χρονική στιγμή (kW)
- $Q_{c,max}$ οι μέγιστες ανάγκες του χώρου για ψύξη (kW)

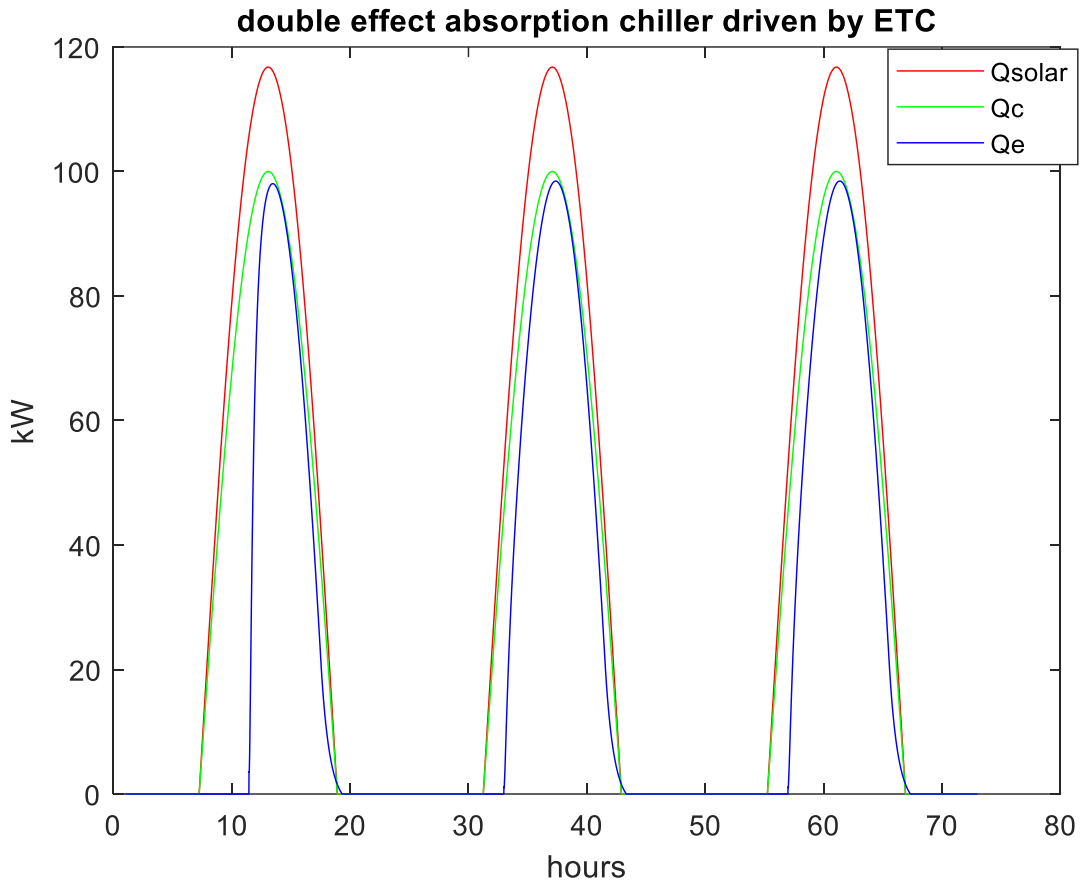
Για την συγκεκριμένη προσομοίωση, η οποία πραγματοποιείται τον μήνα Ιούλιο στην Ελλάδα επιλέχθηκαν οι εξής τιμές :

$q_{s,max}$	973 (ETC)/ 600 (PTC)	W/m^2
t_{rise}	375	min
t_d	700	min
T_{mean}	27	$^{\circ}C$
ΔT	8	$^{\circ}C$
$Q_{c,max}$	100	kW

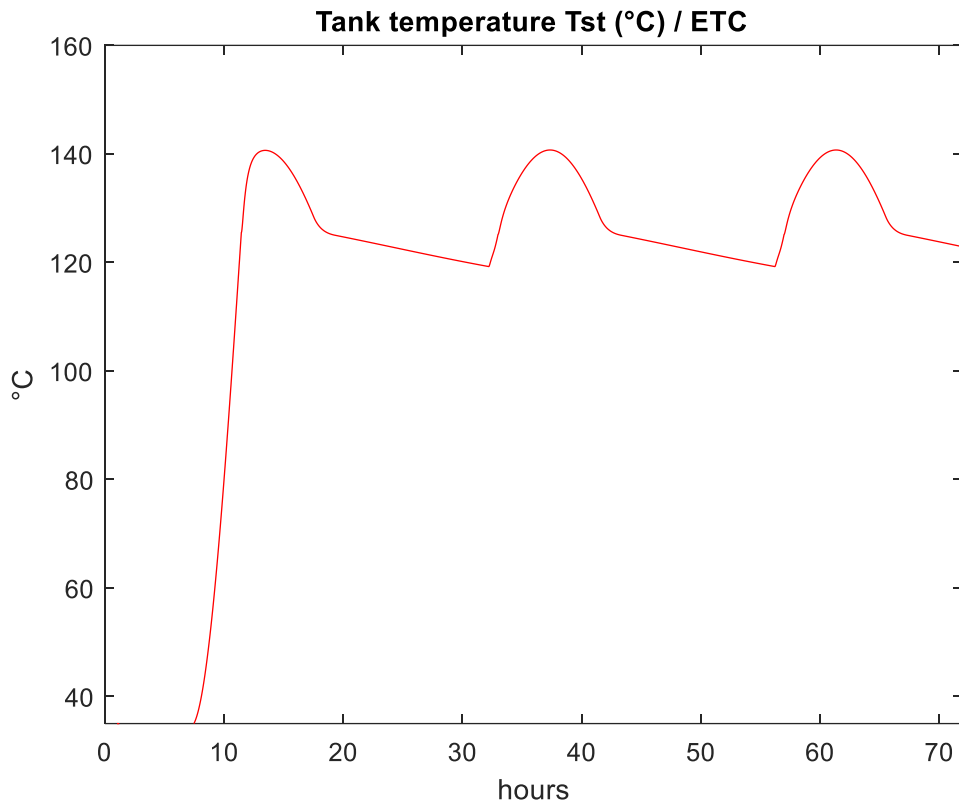
Πίνακας 6.2 : Τιμές παραμέτρων του συστήματος κατά την δυναμική προσομοίωση [4,15].

Η διάρκεια που εξετάζεται το σύστημα είναι οι τρεις ημέρες. Στα πλαίσια της προσομοίωσης, γίνεται η υπόθεση ότι οι ημέρες αυτές είναι ηλιόλουστες και δεν παρουσιάζεται συννεφιά. Η αρχική τιμή της θερμοκρασίας του δοχείου αποθήκευσης

τίθεται ίση με αυτή του περιβάλλοντος (35°C). Ο ψύκτης απαιτεί θερμοκρασία αναγεννητή στους 125°C στην περίπτωση του ETC και 135°C σε αυτή του PTC. Αυτή η διαφορά που προκύπτει μεταξύ της αρχικής θερμοκρασίας του δοχείου και της επιθυμητής θερμοκρασίας αναγεννητή, θα δημιουργήσει ένα χρονικό διάστημα στο οποίο δεν θα παράγεται ψύξη. Με αυτόν τον τρόπο θα αξιολογηθεί η αδράνεια του συστήματος σε συνθήκες διακοπής και επαναλειτουργίας.



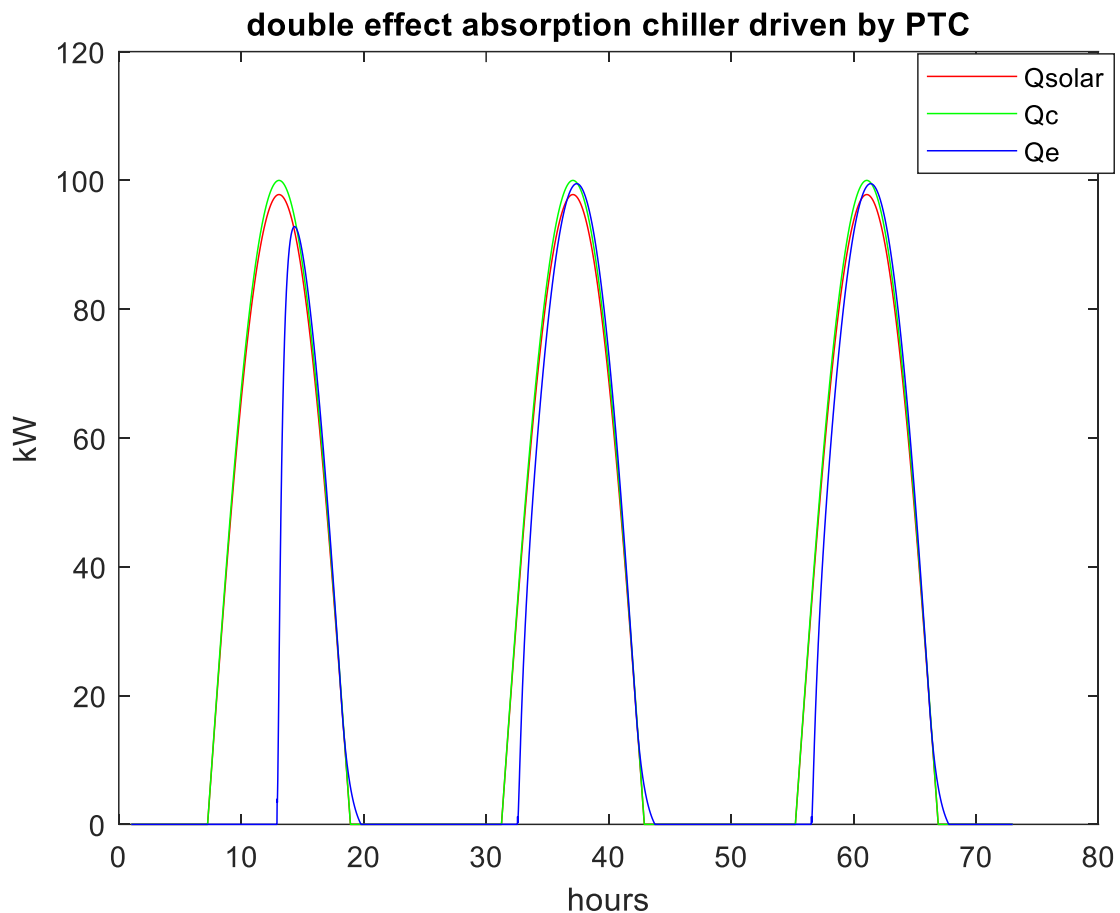
Σχήμα 6.6: Αναπαράσταση δυναμικής συμπεριφοράς ηλιακού ψύκτη διπλής βαθμίδας για τρεις μέρες τροφοδοτούμενου από ETC συλλέκτες.



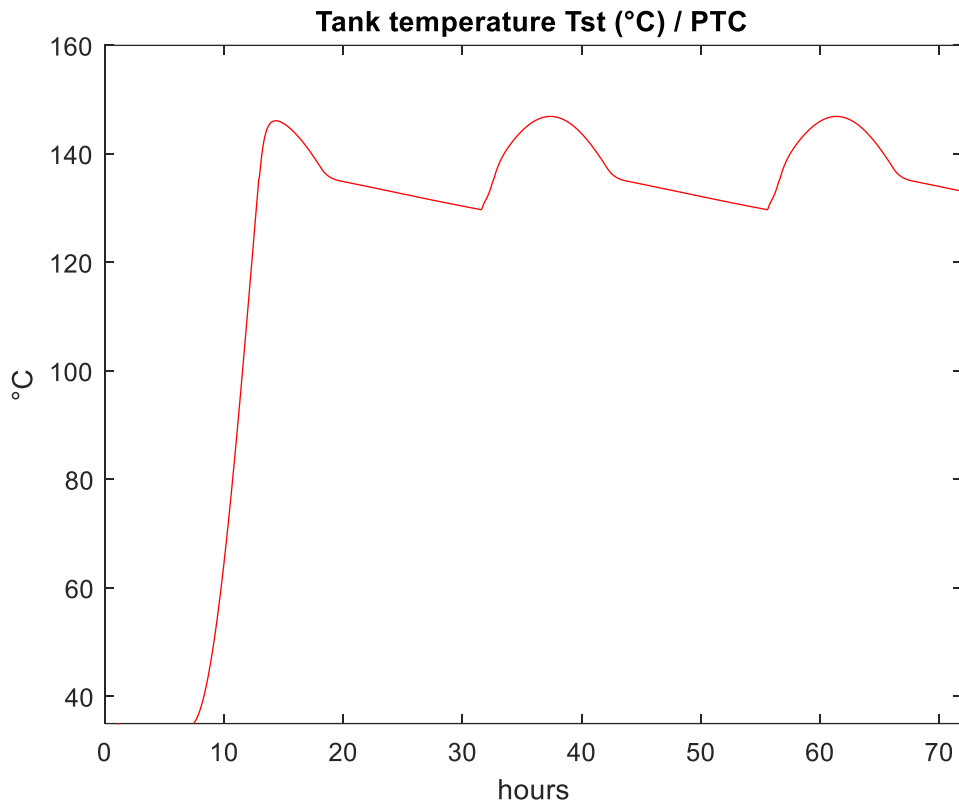
Σχήμα 6.7: Διάγραμμα θερμοκρασίας δοχείου αποθήκευσης για το ηλιακό σύστημα ψύξης που τροφοδοτείται από συλλέκτες ETC.

Το Σχήμα 6.6 παρουσιάζει την λειτουργία του ψύκτη απορρόφησης διπλής βαθμίδας που τροφοδοτείται από συλλέκτες ETC. Η πράσινη γραμμή δηλώνει τις ανάγκες ψύξης του χώρου, η κόκκινη την ηλιακή ενέργεια που προσπίπτει στους ηλιακούς συλλέκτες και η μπλε το φορτίο που καλύπτει ο ψύκτης. Οι τρεις καμπύλες, ακολουθούν μία ημιτονοειδή μορφή και τα μέγιστα σημεία τους ταυτίζονται χρονικά. Σύμφωνα με την βιβλιογραφία, η μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία τις μεσημεριανές ώρες, ταυτίζεται χρονικά με τις ανάγκες για ψυκτικά φορτία. Η προσομοίωση ξεκινά στις 12 το βράδυ όπου δεν υπάρχουν ψυκτικά φορτία και ηλιακή ακτινοβολία. Με την έναρξη της ημέρας (6:25 π.μ.) και της ηλιακής ακτινοβολίας αντίστοιχα, η θερμοκρασία του δοχείου αποθήκευσης (Σχήμα 6.7) είναι αρκετά χαμηλή και ακόμα δεν μπορεί να τροφοδοτήσει τον ψύκτη απορρόφησης. Καθώς το κύκλωμα του φορτίου είναι κλειστό, η θερμοκρασία που επικρατεί μέσα στο δοχείο αυξάνεται μέχρι να φτάσει στα επιθυμητά επίπεδα. Σύμφωνα με το Σχήμα 6.6, η κατάσταση αδράνειας του συστήματος αλλάζει κοντά στις 11:00 π.μ., όπου ξεκινά η παραγωγή ψύξης. Η επιλογή του μικρού σχετικά σε όγκο, δοχείου αποθήκευσης (4 m³), ευθύνεται για τον αρκετά μικρό χρόνο αδράνειας του συστήματος, ο οποίος είναι 4,5 ώρες. Τα τρία μεγέθη που απεικονίζονται στο Σχήμα 6.6 όπως και η θερμοκρασία δοχείου στο Σχήμα 6.7, μετά το πέρας της πρώτης μέρας, χαρακτηρίζονται από μια περιοδικότητα. Το σύστημα έχει περάσει πλέον σε μία κανονικότητα, όσον αφορά την λειτουργία του η οποία μπορεί να αλλάξει μόνο εάν μειωθεί η ηλιοφάνεια. Η καθυστέρηση έναρξης της ψύξης παρατηρείται και στις επόμενες δύο ημέρες, αλλά είναι σαφώς πιο μικρή από την πρώτη μέρα, εφόσον το σύστημα ξεκινά πλέον από υψηλότερες θερμοκρασίες

δοχείου κοντά στους 120°C. Η επιλογή και η διαστασιολόγηση του ηλιακού ψύκτη έγινε για σταθερές συνθήκες με την μέγιστη ηλιακή ακτινοβολία. Παρατηρείται στο Σχήμα 6.6, ότι σε αυτή την ώρα το σύστημα ανταποκρίνεται και καλύπτει οριακά, ολόκληρο το φορτίο των αναγκών (100 kW). Εκεί που υπάρχει ουσιαστικά μη κάλυψη των φορτίων είναι τις πρώτες πρωινές ώρες. Παρόλο που δεν ικανοποιεί πλήρως τις ανάγκες ψύξης, πετυχαίνει ικανοποιητικά ποσοστά κάλυψης. Συγκεκριμένα, όταν το σύστημα είναι σε κανονική λειτουργία, καταφέρνει να καλύψει το 81,3% των απαιτούμενων φορτίων.



Σχήμα 6.8: Αναπαράσταση δυναμικής συμπεριφοράς ηλιακού ψύκτη διπλής βαθμίδας για τρεις μέρες τροφοδοτούμενου από PTC συλλέκτες.



Σχήμα 6.9: Διάγραμμα θερμοκρασίας δοχείου αποθήκευσης για το ηλιακό σύστημα ψύξης που τροφοδοτείται από συλλέκτες PTC.

Στην περίπτωση όπου η τροφοδότηση της θερμικής ενέργειας γίνεται από συλλέκτες PTC εμφανίζονται δύο σημαντικές διαφορές, οι οποίες αποτυπώνονται στο Σχήμα 6.8. Αρχικά, η προσπίπτουσα ηλιακή ενέργεια είναι μικρότερη από αυτήν στην περίπτωση των ETC συλλεκτών. Παρόλο που η επιφάνεια των συλλεκτών είναι μεγαλύτερη και συγκεκριμένα $162,5 \text{ m}^2$, η μέγιστη τιμή της προσπίπτουσας ηλιακής ακτινοβολίας φτάνει μόλις τα 100 kW . Ο λόγος είναι, ότι οι συλλέκτες PTC αξιοποιούν μόνο την άμεση ακτινοβολία. Παρά το γεγονός ότι έχουν στην διάθεση τους μικρότερα ποσά ηλιακής ενέργειας, καταφέρνουν λόγω της υψηλής αποδοτικότητας τους, να τροφοδοτούν το σύστημα με την απαιτούμενη θερμική ενέργεια. Η πολύ καλή απόδοση των συλλεκτών PTC, αποτυπώνεται και στο Σχήμα 6.9, όπου σημειώνονται υψηλότερες θερμοκρασίες δοχείου από ότι στην περίπτωση των ETC συλλεκτών στο Σχήμα 6.7. Επίσης παρατηρείται διαφοροποίηση σχετικά με την αδράνεια του συστήματος την πρώτη μέρα λειτουργίας. Η μεγαλύτερη δεξαμενή αποθήκευσης σε συνδυασμό με την μεγαλύτερη απαίτηση σε θερμοκρασία (135°C), έχουν ως αποτέλεσμα το σύστημα να αργεί περισσότερο να ξεκινήσει να παράγει ψύξη και την πρώτη μέρα να καλύπτει μόνο ένα μικρό μέρος των αναγκών του ψυχόμενου χώρου. Σε συνθήκες κανονικής λειτουργίας, όταν έχει επέλθει η περιοδικότητα, καταφέρνει να καλύψει ένα ποσοστό μεγαλύτερο από αυτό της περίπτωσης των συλλεκτών ETC, το οποίο φτάνει το $91,8\%$ των συνολικών ψυκτικών αναγκών στην διάρκεια μίας ημέρας.

Κεφάλαιο 7 : Συμπεράσματα και μελλοντικοί στόχοι

Ολοκληρώνοντας την διπλωματική εργασία, γίνεται μια ανακεφαλαίωση των όσων έχουν προηγηθεί, συνοψίζοντας τα κυριότερα συμπεράσματα που εξήχθησαν. Στο δεύτερο μέρος του κεφαλαίου, παρατίθενται στόχοι για την βελτίωση των συστημάτων ηλιακής ψύξης με απορρόφηση, που θα μπορούσαν να αποτελέσουν κατευθύνσεις για πιθανή μελλοντική έρευνα.

7.1 Συμπεράσματα

Αντικείμενο της παρούσας εργασίας, αποτέλεσαν τα συστήματα ηλιακής ψύξης με απορρόφηση, δίνοντας έμφαση στην μελέτη διατάξεων διπλής βαθμίδας. Αρχικά έγινε επισκόπηση της βιβλιογραφίας, όπου παρουσιάστηκαν συνολικά τα υπάρχοντα συστήματα ηλιακής ψύξης και επισημάνθηκε, ότι η ψύξη με τεχνολογίες απορρόφησης αποτελεί την πιο αποδοτική επιλογή. Οι τιμές των συντελεστών απόδοσης $COP \approx 0,6-0,8$ παραμένουν ακόμα χαμηλές σε σύγκριση με τα συστήματα μηχανικής συμπίεσης. Για τον λόγο αυτό η πλειοψηφία των αναφορών της βιβλιογραφίας αφιερώνεται στην μελέτη της βελτίωσης του βαθμού απόδοσης. Τα συστήματα πολυβάθμιας ψύξης στοχεύουν προς αυτή την κατεύθυνση. Με την απόρριψη θερμότητας σε δύο στάδια στα συστήματα διπλής βαθμίδας, σημειώνεται δείκτης COP 1,4, που μπορεί να φτάσει μέχρι και το 1,8 για τριπλής βαθμίδας ψύκτες. Η χρήση εναλλακτικών εργαζόμενων μέσων, έχει κινήσει αρκετά το επιστημονικό ενδιαφέρον και αποτελεί έναν ακόμα τρόπο για την πιθανή βελτίωση της ψυκτικής διάταξης απορρόφησης. Τα διαλύματα $LiBr-H_2O$ και NH_3-H_2O , μονοπωλούν τους εμπορικούς ψύκτες απορρόφησης και απευθύνονται σε εφαρμογές κλιματισμού και ψύξης αντίστοιχα. Διαλύματα όπως είναι το $LiCl-H_2O$ και το NH_3-LiNO_3 παρουσιάζουν σύμφωνα με την βιβλιογραφία σημαντικά πλεονεκτήματα σε σχέση με τα $LiBr-H_2O, NH_3-H_2O$, γεγονός που τα καθιστά μια αξιόλογη εναλλακτική λύση. Στην συνέχεια της εργασίας, παρουσιάστηκε λεπτομερώς ο τρόπος λειτουργίας του συνολικού ηλιακού συστήματος ψύξης. Αυτό το μέρος της εργασίας, περιλαμβάνει την ανάλυση του ΗΘΣ, αλλά και του ψυκτικού κύκλου απορρόφησης τόσο για μία όσο και για δύο βαθμίδες. Την αρχή λειτουργίας του ηλιακού ψύκτη ακολούθησε η μοντελοποίηση ενός συστήματος διπλής βαθμίδας $LiBr-H_2O$ τροφοδοτούμενο από ένα ΗΘΣ, η οποία αναπτύχθηκε σε κώδικα Matlab. Συγκεκριμένα μέσω του κώδικα προσδιορίζεται η επιφάνεια συλλεκτών και το δοχείο αποθήκευσης που απαιτούνται για να καλύψουν ένα δεδομένο ψυκτικό φορτίο. Υπολογίζονται ακόμα ο συντελεστής απόδοσης COP του ψύκτη και η εξεργειακή απόδοση της διάταξης.

Ο κώδικας αυτός χρησιμοποιήθηκε για την εξαγωγή αποτελεσμάτων και αποτελεί το υπολογιστικό κομμάτι της εργασίας. Μέσω της παραμετροποίησης του συστήματος για διάφορες μεταβλητές εισόδου, παρατηρήθηκε ότι η αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης οδηγεί σε μείωση του δείκτη COP, ενώ η ψύξη σε υψηλότερες θερμοκρασίες ατμοποίησης αυξάνει την απόδοση του ψύκτη. Η αύξηση της θερμοκρασίας του αναγεννητή μετά από μια κρίσιμη τιμή, δεν επιφέρει

περαιτέρω αλλαγές στην απόδοση. Σε ρεαλιστικές συνθήκες περιβάλλοντος κατά τους καλοκαιρινούς μήνες, το σύστημα αποδίδει τιμές COP κοντά στο 1,2-1,4 για θερμοκρασίες αναγεννητή 135-150°C. Η εξεργειακή απόδοση του ψύκτη βρίσκεται κοντά στο 40-50% και σε αντίθεση με τον ενεργειακό συντελεστή απόδοσης COP, δείχνει να επηρεάζεται θετικά με την αύξηση της θερμοκρασίας συμπύκνωσης και την μείωση της θερμοκρασίας ατμοποίησης. Σημαντική παρατήρηση είναι ότι οι μέγιστες τιμές εξεργειακής απόδοσης και απόδοσης COP δεν επιτυγχάνονται στο ίδιο θερμοκρασιακό εύρος. Τα αποτελέσματα δείχνουν ότι απαιτούνται λίγο χαμηλότερες θερμοκρασίες αναγεννητή ώστε να επιτευχθούν οι υψηλότερες τιμές εξεργειακής απόδοσης. Σύμφωνα με την βιβλιογραφία, οι πιο κατάλληλοι συλλέκτες που χρησιμοποιούνται για να καλύψουν τα εύρη θερμοκρασιών (120-150°C) που απαιτούν οι ψύκτες διπλής βαθμίδας, είναι οι ETC και οι PTC. Για τον λόγο αυτό εξετάστηκαν δύο συστήματα ψύξης που λειτουργούν με τους δύο αυτούς τύπους συλλεκτών. Η σύγκριση τους έδειξε ότι οι ψύκτες με PTC πετυχαίνουν καλύτερες αποδόσεις σε ενεργειακή και εξεργειακή βάση, αλλά απαιτούν μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών και μεγαλύτερο όγκο δοχείου αποθήκευσης σε σχέση με τα συστήματα που λειτουργούν με συλλέκτες ETC. Για την κάλυψη ενός φορτίου 100 kW, στην μία περίπτωση απαιτούνται 120 m² επιφάνειας συλλέκτη, ενώ στην άλλη 163 m². Η διαφορά αυτή οφείλεται στο γεγονός πως οι ETC αξιοποιούν τόσο την άμεση όσο και την διάχυτη ακτινοβολία, ενώ οι PTC μόνο την άμεση. Η μικρότερη επιφάνεια συλλεκτών και ο μικρότερος όγκος δοχείου οδηγούν σε μία πιο οικονομική εγκατάσταση. Η σύγκριση των αποτελεσμάτων των δύο παραπάνω συστημάτων με έναν ψύκτη μονής βαθμίδας ανέδειξαν το μεγάλο όφελος του συστήματος διπλής βαθμίδας. Χαρακτηριστικά ένας ψύκτης μονής βαθμίδας απαιτεί σημαντικά μεγαλύτερη επιφάνεια συλλεκτών (245 m², FPC), για να καλύψει το ίδιο φορτίο και με αποδόσεις οι οποίες είναι αρκετά πιο χαμηλές. Τα δύο συστήματα ψυκτών με ETC και PTC εξετάστηκαν και σε χρονικά μεταβαλλόμενες συνθήκες. Αναλυτικά η προσομοίωση πραγματοποιήθηκε για τρεις ημέρες στην περίοδο του καλοκαιριού με τους ψύκτες να καλούνται να καλύψουν ψυκτικά φορτία ύψους 100 kW σε τυπική θερμοκρασία κλιματισμού 10°C. Τα αποτελέσματα έδειξαν ότι το σύστημα ψύξης των PTC συλλεκτών αξιοποιεί σε πολύ καλύτερο βαθμό την ηλιακή ενέργεια και καλύπτει το 91,8% των ψυκτικών αναγκών, ενώ αυτό των ETC το 81,3%. Το πλεονέκτημα του δεύτερου ήταν ο μικρότερος χρόνος αδράνειας κατά την έναρξη της λειτουργίας, λόγω του μικρότερου δοχείου αποθήκευσης.

7.2 Μελλοντικοί στόχοι

Το αντικείμενο της ψύξης με απορρόφηση είναι αρκετά ευρύ και υπάρχουν σίγουρα πολλές περιοχές στις οποίες θα μπορούσε να πραγματοποιηθεί μελλοντική έρευνα. Για παράδειγμα, μια πιο λεπτομερής εξεργειακή ανάλυση σε κάθε τμήμα της διάταξης θα ήταν ιδιαιτέρως σημαντική, ώστε να προσδιοριστούν οι συσκευές στις οποίες υπάρχουν μεγάλα περιθώρια βελτίωσης. Ακόμα η μελέτη συστημάτων ψύξης με απορρόφηση τριπλής βαθμίδας, θα μπορούσε να εξετάσει το μέγεθος της

βελτίωσης που μπορούν να αποφέρουν αυτές οι διατάξεις. Επίσης, η εξέταση εναλλακτικών εργαζόμενων μέσων, όπως επισημάνθηκε και στην παρούσα εργασία, μπορεί να βελτιώσει τα συστήματα ψύξης με απορρόφηση και να περιορίσει τα μειονεκτήματα που έχουν τα ευρέως χρησιμοποιούμενα μέσα. Τέλος μια μελέτη που θα προσομοίωνε την λειτουργία ενός συστήματος ηλιακής ψύξης με απορρόφηση για ένα αρκετά μεγάλο χρονικό διάστημα, στην οποία θα συμπεριλαμβανόταν ρεαλιστικά μετεωρολογικά δεδομένα, θα μπορούσε να δώσει μια σαφή εικόνα για την συμπεριφορά ενός ψύκτη κάτω από πραγματικές περιβαλλοντικές συνθήκες.

Βιβλιογραφία

1. P. Goyal, P. Baredar, A. Mittal, A. R. Siddiqui, Adsorption refrigeration technology—An overview of theory and its solar energy applications, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 2016; 53:1389-1410.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115009971>
2. Ali Shirazi, Robert A. Taylor, Graham L. Morrison, Stephen D. White, Solar-powered absorption chillers: A comprehensive and critical review. *Energy Conversion and Management* 2018; 171:59-81.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890418305752?via%3DiHub>
3. Ε.Σ. Τζίννης, Ανάπτυξη μοντέλου ψύκτη απορρόφησης στη Matlab για δυναμική προσομοίωση συστήματος ηλιακού κλιματισμού με το λογισμικό TRNSYS 2016, Διπλωματική εργασία.
<https://core.ac.uk/download/pdf/46568119.pdf>
4. E.Bellos, C.Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Exergetic, energetic and financial evaluation of solar driven absorption cooling system with various collector types. *Applied Thermal Engineering* 2016; 102:749-759.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S135943111630518X>
5. G. A. Florides, S. A. Kalogirou, S. A. Tassou, L. C. Wrobel, Modeling and simulation of an absorption solar cooling system for Cyprus, *Solar Energy*, vol.72, p.43-51, 2002.
https://www.academia.edu/531529/Modelling_and_simulation_of_an_absorption_solar_cooling_system_for_Cyprus
6. T. Tsoutsos, M. Karagiorgas, G. Zidianakis, V. Drossou, A. Aidonis, Z Gouskos , C. Moeses, Development of the applications of solar thermal cooling systems in Greece and Cyprus, *FEB*, vol 18 , 2009.
https://www.researchgate.net/publication/233635042_Development_of_the_applications_of_solar_thermal_cooling_systems_in_Greece_and_Cyprus
7. Rabah Gomri, Investigation of the potential of application of single effect and multiple effect absorption cooling systems, *Energy Conversion and Management* 2010;51:1629-1636.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410000221>
8. P. Bermejo, Francisco Javier Pino, Felipe Rosa, Solar absorption cooling plant in Seville, *Solar Energy* 2010; 84:1503-1512.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X10002033>
9. <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/linear-fresnel-reflector>
10. V. Drossou, P. Kosmopoulos, A. Papadopoulos, Solar cooling system using concentrating collectors for office buildings: A case study for Greece, *Renewable Energy* 2016;97:697-708.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0960148116305481>
11. Rabah Gomri, Riad Hakimi, Second law analysis of double effect vapour absorption cooler system, *Energy Conversion and Management* 2008;49:3343-3348. <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890408001829>

12. Exergy analysis of multi-effect water-LiBr absorption systems: From half to triple effect, *Renewable Energy* 2010;35:1773-1782.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148110000133>
13. E. Bellos, C. Tzivanidis, Sasa Pavlovic, Velimir Stefanovic, Thermodynamic investigation of LiCl-H₂O working pair in a double effect absorption chiller driven by parabolic through collectors.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904917300999>
14. M. E. Alvarez, X. Esteve, M. Bourouis, Performance analysis of a triple-effect absorption cooling cycle using aqueous (lithium, potassium, sodium) nitrate solution as a working pair 2015;79:27-36.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1359431115000150>
15. Βαλουγεώργης Δημήτρης, Σημειώσεις μαθήματος «Εφαρμογών μετάδοσης θερμότητας», Κεφάλαιο 3: Ηλιακά θερμικά συστήματα, 2016.
<https://docplayer.gr/64852036-Kefalaio-3-syllektes-3-1-taxinomisi-iliakon-syllektion-3-2-vathmos-apodosis-epipedon-kai-sygkentrotikon-syllektion-3-3-shediasmos-epipedon-syllektion.html>
16. S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems* 2nd Edition, p.126, 2014.
17. <https://solartribune.com/flat-plate-solar-system/>
18. S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems* 2nd Edition, p.137, 2014.
19. E.Bellos, C.Tzivanidis, A review of concentrating solar thermal collectors with and without nanofluids. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 2019; 135:763-786.
<https://link.springer.com/article/10.1007/s10973-018-7183-1>
20. Αθανάσιος Μπασδάνης, Ηλιακά θερμικά συστήματα ψύξης με τεχνολογίες απορρόφησης και προσρόφησης 2019, Διπλωματική εργασία.
<https://docplayer.gr/211333416-Panepistimio-thessalias-polytehniki-sholimitima-mihanologon-mihanikon-iliaka-thermika-systimata-psyxis-me-technologies-aporrofisis-kai-prosrofisis.html>
21. Yunus A. Cengel, Michael A. Boles *Θερμοδυναμική για Μηχανικούς* 8^η έκδοση 2017, κεφάλαιο 6, σελ 312.
22. S.A. Kalogirou, *Solar Energy Engineering Processes and Systems* 2nd Edition, p.380, 2014.
23. Yunus A. Cengel, Michael A. Boles *Θερμοδυναμική για Μηχανικούς* 8^η έκδοση 2017, κεφάλαιο 11, σελ 676.
24. Md. Azhar, M. Altamush Siddiqui, Comprehensive exergy analysis and optimization of operating parameters for double effect parallel flow absorption refrigeration cycle. *Thermal Science and Engineering Progress* 2020, vol 16.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2451904919301167>
25. Keith E. Herold, Reinhard Radermacher, Sanford A. Klein, *Absorption chillers and heat Pumps*, 2nd Edition.
26. Α. Σπυρίδων, Ψυκτικά συστήματα απορρόφησης με χρήση μίγματος αμμωνίας-νιτρικού λιθίου 2016, Διπλωματική εργασία.

- <https://core.ac.uk/download/pdf/81560402.pdf>
27. E.Bellos, C.Tzivanidis, K.A. Antonopoulos, Exergetic and energetic comparison of LiCl-H₂O and LiBr- H₂O working, Energy Conversion and Management 2016;123:453-461.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S019689041630557X>
 28. <http://tw.t.mpei.ac.ru/tthb/hedh/htf-vp1.pdf>
 29. S.B. Riffat, N. Shankland, Integration of absorption and vapour-compression systems 1993;46:303-316.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/030626199390047S?via%3Dihub>
 30. Arora, M. Dixit, S.C. Kaushik, Energy and exergy analysis of a double effect parallel flow LiBr/H₂O absorption refrigeration system, J. Therm. Eng. 2 (2016).
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2215098618310760>